

Ing. RAUL F. TORREGUITAR - Ing. ALFREDO G. WEISS

**COMBUSTION
Y
GENERACION
DE
VAPOR**

2ª Edición

Editor
PRISMA PUB. S. R. L.
Buenos Aires
975

CAPITULO I

Combustión. Poder calorífico – Análisis de los gases de combustión – Exceso de aire – Eficiencia de la combustión – Temperatura teórica de la llama – Aprovechamiento del calor. Rendimientos.

Combustión. Poder calorífico.

La combustión es un fenómeno químico en el cual, ciertos elementos constitutivos de los combustibles se combinan con el oxígeno, quedando liberadas importantes cantidades de calor.

Los elementos que interesan a los efectos anteriores son: el carbono, el hidrógeno y en mucha menor proporción, el azufre. Este último, si bien no interesa mucho como combustible, tiene el inconveniente de ser, en ciertas circunstancias, el causante de corrosiones sobre las partes metálicas de calderas, economizadores, calentadores de aire, ventiladores de tiro inducido, registros y chimeneas metálicas. Es además el oxígeno otro elemento interesante que integra la composición de los combustibles.

Para la combustión se requieren grandes cantidades de oxígeno, que normalmente es suministrado por el aire, aunque debe tenerse en cuenta el que pueda hallarse en la composición misma del combustible, a fin de llegar a resultados exactos.

Los elementos básicos constitutivos del combustible carbono C, hidrógeno H, azufre S, y oxígeno O, están combinados de distintas maneras, desprendiéndose durante la combustión cantidades de calor que pueden variar, siendo preferible medirlo

con una bomba calorimétrica, en la cual se quema una muestra de combustible en un ambiente de oxígeno, midiéndose el calor desprendido o poder calorífico del combustible.

También se puede establecer el poder calorífico en base a la composición química y realizar los correspondientes cálculos, pero, en general, se prefiere el primer método.

Con la bomba calorimétrica, se mide todo el calor desprendido en la combustión, inclusive el calor de vaporización del agua formada, ya que ésta se condensa.

El poder calorífico así determinado, es el llamado Poder Calorífico Superior. En cambio, cuando se despreja el calor de vaporización del agua, recibe el nombre de Poder Calorífico Inferior. Ambos están ligados por la siguiente relación:

$$P_{ci} = P_{cs} - 597 P$$

o bien $P_{ci} = P_{cs} - 597 (9 H + H_2O)$

siendo P el porcentaje en peso del agua formada en la combustión más la humedad que el combustible trae en sí mismo, H el porcentaje de hidrógeno contenido en el combustible y H_2O el porcentaje de humedad del mismo.

Las reacciones químicas originadas por la combustión son las siguientes:

Carbono a óxido de carbono (1)	$2C + O_2 = 2CO + Q$
Carbono a anhídrido carbónico	$2C + 2O_2 = 2CO_2 + Q$
Oxido de carbono a anhídrido carbónico	$2CO + O_2 = 2CO_2 + Q$
Hidrógeno a agua	$2H_2 + O_2 = 2H_2O + Q$
Azufre a anhídrido sulfuroso	$S + O_2 = SO_2 + Q$
Metano a agua y anhídrido carbónico	$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O + Q$
Acetileno a agua y anhídrido carbónico	$2C_2H_2 + 5O_2 = 4CO_2 + 2H_2O + Q$
Etileno a agua y anhídrido carbónico	$C_2H_4 + 3O_2 = 2CO_2 + 2H_2O + Q$
Propano a agua y anhídrido carbónico	$C_3H_8 + 5O_2 = 3CO_2 + 4H_2O + Q$
Butano a agua y anhídrido carbónico	$2C_4H_{10} + 13O_2 = 8CO_2 + 10H_2O + Q$

(1) Combustión incompleta del carbono.
(Q) es el calor desprendido en la reacción.

Las cantidades de aire requeridas, los productos de combustión obtenidos y el calor desprendido en estas reacciones, son datos contenidos en las tablas N^{os}. 1 y 2. Con estos elementos, se pueden realizar todos los cálculos necesarios para resolver cualquier problema relacionado con la combustión. Ejemplo: Supongamos que se trate de quemar carbón de Río Turbio, Manto La Dorotea y que responde al siguiente análisis.

Carbón de Río Turbio, Manto La Dorotea

	Base seca	Base húmeda
	%	%
Carbono	67,1	61,0
Hidrógeno	4,9	4,2
Azufre	0,7	0,5
Oxígeno	12,5	11,2
Nitrógeno	0,8	0,6
Cenizas	14,0	12,5
Agua	—	10,0
	100,0	100,0

Poder calorífico superior 6.100 kcal/kg.

Poder calorífico inferior 5.800 kcal/kg.

(Valores calculados tal cual se entrega el carbón, es decir, húmedo).

Con este análisis y los datos que nos dan las tablas N^{os}. 1 y 2, podemos realizar el cálculo que nos dará a conocer los productos obtenidos por la combustión y el aire necesario para la misma.

El primer paso consiste en considerar que el 11,2 % de oxígeno (sobre la composición tal cual), se transforma en agua, tomando $\frac{1}{8}$ de su peso del hidrógeno contenido en el mismo combustible. El total de agua será, entonces, de:

2

Para formar 2 moléculas de H₂O 2H₂O si $\gamma = 11,2\%$

$$2 \times 16 \text{ Kg } O_2 \text{ ————— } 2 \times 2 \text{ Kg } H_2 \rightarrow X \% \text{ Kg } H_2 = \frac{\gamma \% O_2}{8} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} x = \frac{11,2}{8} = 1,4\%$$

debido al O₂ *debido al H₂* $\frac{4H_2}{32O_2} = \frac{1}{8}$

$$10 + 11,2 + \frac{11,2}{8} = 22,6\%$$

H₂O existente H₂O a formarse H₂O total

El hidrógeno quedará reducido a:

$$4,2 - \frac{11,2}{8} = 2,8\%$$

H existente H que formó agua H total

La composición del combustible queda entonces así "corregida":

	%
Carbono	61,0
Hidrógeno	2,8
Azufre	0,5
Nitrógeno	0,6
Cenizas	12,5
Agua	22,6
	100,0

Con los datos que nos da la tabla N^o 2 y la fórmula corregida, calcularemos ahora los productos de la combustión formados.

Composición del combustible en peso	Productos de combustión obtenidos en volumen m ³ /kg de combustible			
	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	N ₂
C 0,610	1,189	—	—	4,526
H 0,028	—	0,303	—	0,620
S 0,005	—	—	0,003	0,014
N 0,006	—	—	—	0,005
Ceniza 0,125	—	—	—	—
Agua 0,226	—	0,253	—	—
1,000	1,189	0,556	0,003	5,165

Los volúmenes son a 15 °C y 760 mm. c. a.

El total de los gases productos de la combustión es:

húmedo: 6,933 m³/kg de combustible
seco: 6,357 m³/kg de combustible

El porcentaje de anhídrido carbónico en los gases producidos resulta:

$$\text{húmedo: } \frac{1,189 \times 100}{6,933} = 17,1 \%$$

$$\text{seco: } \frac{1,189 \times 100}{6,357} = 18,7 \%$$

En la misma forma se calcula la composición porcentual completa:

	Base seca	Base húmeda
	%	%
CO ₂	18,70	17,10
SO ₂	0,05	0,05
H ₂ O	—	8,35
N ₂	81,25	74,50
	100,00	100,00

En lo que antecede, está entonces especificado el resultado y por ciento de los productos obtenidos en volumen, al quemar 1 kg de carbón de Río Turbio, Manto La Dorotea; también puede hacerse el cálculo para obtener el resultado en peso, con los datos que surgen de la tabla N° 2.

Calcularemos ahora el aire necesario para la combustión, sobre la base de los datos contenidos en la tabla N° 2, tomando la composición del carbón

“corregida”, para considerar así la influencia del oxígeno contenido en la composición del mismo.

Composición del combustible		Aire necesario	
		kg/kg	m ³ /kg
C	0,610 ...	7,03	5,73
H	0,028 ...	0,96	0,78
S	0,005 ...	0,02	0,02
N	— ...	—	—
Ceniza	— ...	—	—
Agua	— ...	—	—
		8,01	6,53

Aire necesario 8,01 kg/kg de combustible o 6,53 m³/kg a 15° C y 760 mm. c. a.

TABLA N° 1

Pesos y volúmenes específicos de los productos de la combustión

Elementos	Peso específico kg/m ³	Volumen específico m ³ /kg
Anhídrido carbónico CO ₂ ..	1,875	0,533
Anhídrido sulfuroso SO ₂ ..	2,771	0,360
Agua (vapor) H ₂ O	0,762	1,210
Nitrógeno N ₂ ...	1,191	0,838
Oxígeno O ₂ ...	1,355	0,706
Aire —....	1,225	0,815

Los volúmenes son a 15° C y 760 mm. c. a.

El peso específico y volumen específico de una mezcla de gases se saca proporcionalmente.

TABLA N° 2

Datos básicos para los cálculos de la combustión

Reacción Química de la combustión	Poder calorífico		Aire requerido para la combustión de 1 kg de combustible		Productos de la combustión de 1 kg de combustible							
	Sup. kcal/kg	Inf. kcal/kg	kg	m ³	En peso kg/kg				En volumen m ³ /kg			
					CO ₂	H ₂ O	SO ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	N ₂
C a CO ₂	7,751	7,751	11,53	9,40	3,66	—	—	8,86	1,95	—	—	7,42
H ₂ a H ₂ O	33,605	28,392	34,34	27,99	—	8,94	—	26,41	—	10,82	—	22,13
S a SO ₂	2,191	2,191	4,29	3,50	—	—	2,00	3,29	—	—	0,72	2,76
CH ₄ a SO ₂ y H ₂ O	13,133	11,836	17,27	14,07	2,74	2,25	—	13,28	1,46	2,72	—	11,13
C ₂ H ₂ a CO ₂ y H ₂ O	11,825	11,427	13,30	10,84	3,38	0,69	—	10,22	1,89	0,83	—	8,56
C ₂ H ₄ a CO ₂ y H ₂ O	11,904	11,162	14,81	12,07	3,14	1,29	—	11,39	1,67	1,56	—	9,54
C ₃ H ₄ a CO ₂ y H ₂ O	11,913	10,969	15,70	12,80	2,99	1,63	—	12,07	1,59	1,97	—	10,11
C ₄ H ₁₀ a CO ₂ y H ₂ O	11,719	10,824	15,49	12,62	3,03	1,55	—	11,91	1,61	1,87	—	9,98

Los volúmenes son a 15° C y 760 mm. c. a.

Análisis de los gases de combustión.

Hemos visto que los gases de combustión están formados por anhídrido carbónico CO_2 , anhídrido sulfuroso SO_2 , nitrógeno N_2 y agua H_2O en estado de vapor. Esta última puede figurar o no según consideremos a los gases, húmedos o secos respectivamente.

Los gases se pueden analizar para establecer su composición con el aparato de Orsat, de sencillo manejo, cuyos detalles describiremos más adelante. Este elemento permite establecer el porcentaje de anhídrido carbónico CO_2 , oxígeno O_2 y óxido de carbono CO , existentes en los gases de combustión, dándonos una idea muy exacta de la eficiencia de ésta. El Orsat trabaja sobre la composición de gases secos.

Para la combustión es necesario que el oxígeno que normalmente se toma del aire llegue a tiempo y en cantidades adecuadas, para ponerse en contacto con el combustible y pueda producirse la combustión. La falla de alguno de los factores aludidos, causa disminuciones en la eficiencia de ésta.

Ejemplo: supongamos que quemamos carbono purísimo tomando oxígeno del aire; los productos de combustión serían: anhídrido carbónico y nitrógeno. Como el aire está compuesto de 21 % de oxígeno, O_2 , y 79 % de nitrógeno, N_2 , en volumen, los productos de combustión serían: 21 % de anhídrido carbónico CO_2 y 79 % de nitrógeno N_2 . Si analizáramos estos gases el aparato de Orsat, nos

daría 21 % de anhídrido carbónico CO_2 , 0 % de oxígeno O_2 y 0 % de óxido de carbono CO ; esto ocurriría si le entregamos al combustible el aire requerido para la combustión completa, o sea el 100 % necesario.

Ahora bien, si nuestro combustible no fuera carbono purísimo, sino que tuviera también hidrógeno, es decir fuera uno de los varios hidrocarburos existentes, el aire de combustión tendría que repartirse entre el carbono y el hidrógeno. Luego, nuestro Orsat, al analizar esos gases, no nos daría 21 % de anhídrido carbónico CO_2 , sino una cifra algo menor.

En el ejemplo anterior al quemar carbón de Río Turbio, el porcentaje de CO_2 obtenido era de 18,7 debido a que el oxígeno había quemado también el hidrógeno y azufre presentes.

Exagerando el ejemplo, si quemáramos solamente hidrógeno, no habría porcentaje alguno de anhídrido carbónico, ya que el agua sería el único producto de la combustión, y el Orsat nos hubiera acusado: $\text{CO}_2 = 0 \%$, pero nuestra combustión hubiera sido igualmente eficiente.

En otras palabras, el oxígeno del aire sumado al del combustible propio, sirven para quemar el carbono, el hidrógeno y el azufre. El análisis de los gases variará según la composición del combustible, aunque se trabaje sin exceso de aire; por lo tanto, el porcentaje de anhídrido carbónico será distinto en cada caso, tal como figura en la tabla N° 3, para los combustibles más usuales.

TABLA N° 3

Composición química de los combustibles. Porcentaje teórico de CO_2 . Valores prácticos.

Combustible	Composición porcentual base seca						% CO_2 con 100 % aire	Valores prácticos		
	C	H_2	S_2	N_2	O_2	Csu		% CO_2	% O_2	% Exc. aire
Fuel-Oil	87,7	12,0	0,2	—	—	0,1	15,7	12/13	3/4	15/25
Carbón R. Turbio ⁽¹⁾	67,1	4,9	0,7	0,8	12,5	14,0	18,7	14/16	4/8	20/40
Carbón R. Turbio ⁽²⁾	—	—	—	—	—	—	—	15/16	4/6	20/25
Gas natural ⁽³⁾	76,0	23,0	—	1,0	—	—	12,1	10/11	1/2	5/10
Celulósicos ⁽¹⁾	50,2	70,0	—	—	42,0	0,8	20,8	13/15	4/8	20/40

(1) Quemando en trozos sobre grillas.

(2) Quemando pulverizado.

(3) La composición del gas natural en volumen es:

CH_4 — 90 %
 C_2H_6 — 7 %
 C_3H_8 — 2 %
 Inertes — 1 %

Exceso de aire.

En la práctica, siempre se trabaja con algún exceso de aire sobre el teórico necesario. Con sólo suministrar al combustible el aire necesario y por buena que fuera la mezcla, siempre quedaría, luego de producida la combustión, combustible sin quemar y algo de oxígeno libre. Por lo tanto, para asegurar la combustión completa, se añade un cierto exceso de aire y en esa forma se asegura que con una relativa abundancia de éste, todo el combustible encuentre el oxígeno necesario para quemarse por completo. Este exceso de aire se reflejará en el análisis de los gases.

Habíamos dicho en el ejemplo anterior que el porcentaje de anhídrido carbónico CO_2 , era de 18,7. Este valor era el resultado de quemar el carbón con el 100 % del aire necesario. Supongamos ahora que le suministramos al combustible el doble del aire necesario; tomemos por caso el 200 %. Luego, el porcentaje de anhídrido carbónico CO_2 bajará a 9,23 % habiéndose diluido en una masa mayor de aire y gases.

Aquí se observará que hay oxígeno libre que no ha encontrado combustible con quien combinarse. El aire tiene 21 % de oxígeno en volumen y si al combustible le suministramos 100 % del aire necesario, no quedaría oxígeno libre; pero si le inyectamos 200 %, la mitad del oxígeno entregado queda en libertad y tendremos el doble del necesario. Luego, un análisis realizado con el Orsat nos daría: 9,23 % de CO_2 y 10,60 % de O_2 .

Vemos entonces porqué el anhídrido carbónico y el oxígeno existentes en los gases de una chimenea, dan una ajustada idea del exceso de aire con que se está trabajando.

La tabla N° 3 también suministra los valores que razonablemente pueden establecerse del CO_2 y O_2 , en una combustión bien llevada. Véanse también las tablas N°s. 6, 10, 11, 17 y el gráfico N° 11 del capítulo 2.

La relación en los porcentajes de CO_2 , O_2 y exceso de aire para los distintos combustibles, se puede ver claramente en el gráfico N° 1. Si bien el porcentaje de CO_2 varía considerablemente para los distintos combustibles trabajando con un mismo exceso de aire, el porcentaje de oxígeno, es prác-

ticamente igual cualquiera sea el combustible quemado.

Por otra parte, debe tenerse en cuenta, que en hornos industriales, tales como los utilizados para la fabricación de cemento, acero, vidrio y otras industrias en las que el proceso libera ciertas cantidades de CO_2 , el control de la combustión sólo puede realizarse eficazmente controlando el contenido de O_2 en los gases de combustión (humos), toda vez que el control de CO_2 puede dar resultados falseados por la circunstancia señalada (el agregado de proporciones variables de CO_2 liberado por el proceso de fabricación en sí).

Eficiencia de la combustión.

Los distintos equipos usados para quemar los combustibles, tienen por misión fundamental, poner en íntimo contacto al aire de combustión con el combustible, en la cantidad requerida y en la oportunidad adecuada. De ello deriva la eficiencia de la combustión que se logra quemando el combustible completamente, con el mínimo de exceso de aire posible.

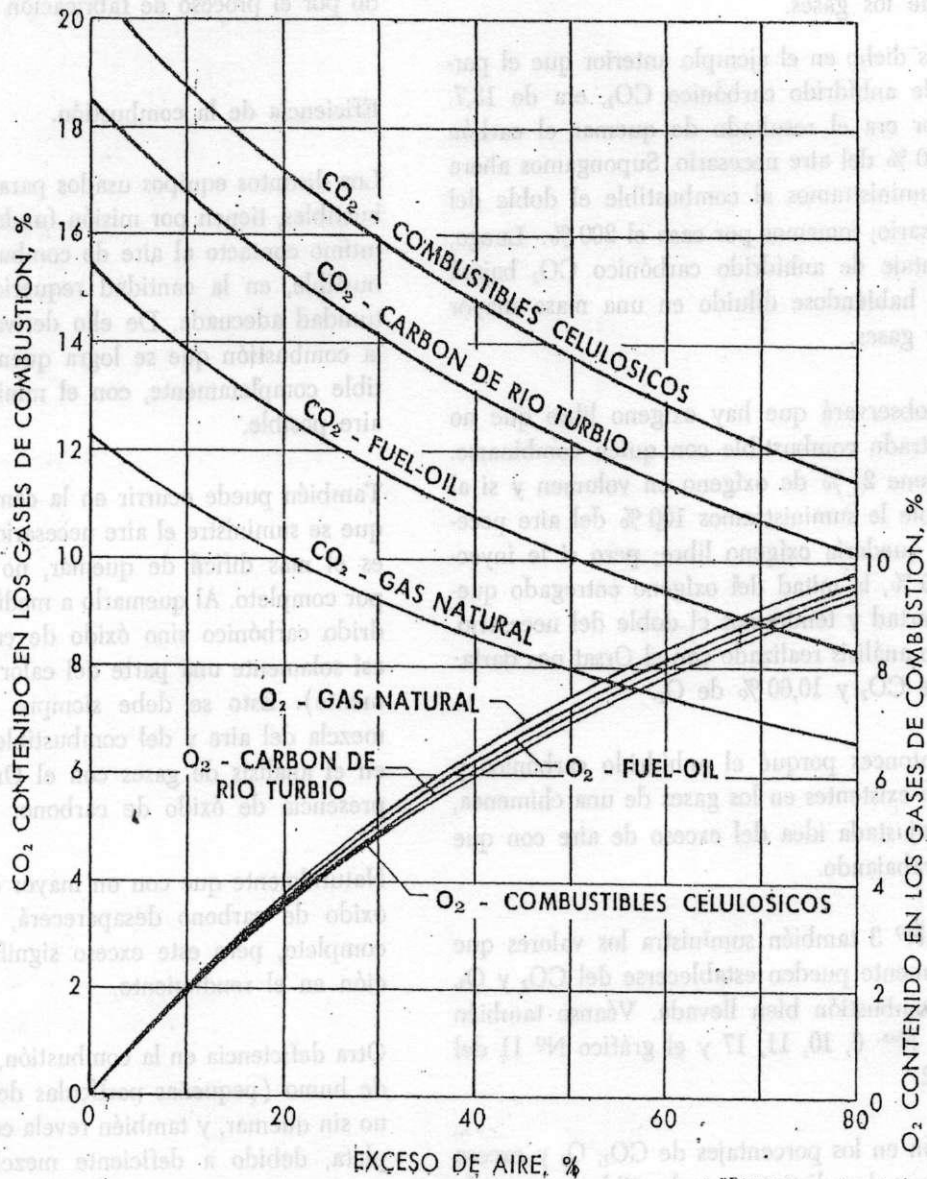
También puede ocurrir en la combustión que aunque se suministre el aire necesario, el carbono, que es el más difícil de quemar, no se logre hacerlo por completo. Al quemarlo a medias no forma anhídrido carbónico sino óxido de carbono, liberando así solamente una parte del calor ($1/3$ aproximadamente). Esto se debe siempre a una deficiente mezcla del aire y del combustible, que es acusada en el análisis de gases con el Orsat, revelando la presencia de óxido de carbono.

Naturalmente que con un mayor exceso de aire, el óxido de carbono desaparecerá, quemándose por completo, pero este exceso significa una disminución en el rendimiento.

Otra deficiencia en la combustión, es la producción de humo (pequeñas partículas de hollín) o carbono sin quemar, y también revela combustión incompleta, debido a deficiente mezcla del aire y el combustible en cantidad y oportunidad; por lo tanto, los equipos de combustión eficiente son los capaces de quemar el combustible con el mínimo exceso de aire y sin producción de óxido de carbono ni humo.

GRAFICO Nº 1

RELACION ENTRE EL PORCENTAJE DE CO₂ Y EL EXCESO DE AIRE DE LOS GASES DE COMBUSTION



Temperatura teórica de la llama.

En la combustión se liberan crecidas cantidades de calor, que causan las altas temperaturas de las llamas y gases de combustión.

La temperatura teórica de la llama es la alcanzada como consecuencia de los aportes de calor, que son:

- a) calor aportado por el aire de combustión. También puede aportar calor el gas combustible, si está precalentado.
- b) calor liberado en la combustión.

Todo este calor está contenido en los gases de combustión.

Conociendo la cantidad del aire ingresado por kg de combustible quemado y que está fijada por el porcentaje de anhídrido carbónico CO₂ con que se trabaja, y conociendo su temperatura y el calor específico de los gases resultantes, nuestro problema está determinado.

Ejemplo: quemando carbón de Río Turbio con aire a temperatura ambiente, digamos 30° C, tomando como base del cálculo 0° C y suponiendo que se trabaja sin exceso de aire, nuestro porcentaje de anhídrido carbónico CO₂ es de 18,7%; por lo tanto:

Calor aportado por el aire (calor específico) 0,241 (véase tabla N° 4):

$$8,01 \text{ kg/kg} \times 0,241 \text{ cal/kg } ^\circ\text{C} \times (30^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C}) = 57,7 \text{ kcal/kg } Q_1$$

Poder calorífico inferior del combustible = $\frac{5.800,0 \text{ kcal/kg}}{\text{Total } 5.857,7 \text{ kcal/kg}}$

o sea: 5.857,7 kcal aportadas por kg de combustible quemado. Este calor producirá la elevación de temperatura de los gases, el cual se calcula en forma inversa al cálculo anterior.

Temperatura de la llama:

$$\frac{5.857,7 \text{ kcal/kg}}{0,27 \times 9,01} = 2.407^\circ\text{C.}$$

$$C_{pg} = \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \times \frac{\text{kg aire}}{\text{kg comb}}$$

$$T = \frac{Q_1}{C_{pg}}$$

TABLA N° 4

Calor específico medio para gases y vapor de agua a presión constante, entre 0° C y t° C kcal/kg °C.

Temp. t°	O ₂	Aire	N ₂ , CO	H ₂	SO ₂	CO ₂	H ₂ O
0	0,218	0,241	0,249	3,445	0,139	0,202	0,462
100	0,219	0,243	0,251	3,467	0,144	0,209	0,464
200	0,221	0,244	0,252	3,490	0,149	0,217	0,466
300	0,222	0,246	0,254	3,512	0,155	0,225	0,468
400	0,224	0,247	0,255	3,534	0,159	0,232	0,470
500	0,225	0,249	0,257	3,557	0,164	0,238	0,473
600	0,226	0,250	0,259	3,579	0,167	0,243	0,476
700	0,228	0,252	0,261	3,601	0,170	0,248	0,479
800	0,229	0,253	0,262	3,624	0,174	0,253	0,484
900	0,231	0,255	0,264	3,646	0,177	0,257	0,490
1.000	0,232	0,256	0,266	3,668	0,179	0,260	0,495
1.100	0,233	0,258	0,267	3,690	0,181	0,263	0,500
1.200	0,235	0,260	0,269	3,713	0,182	0,265	0,506
1.300	0,236	0,261	0,271	3,735	0,184	0,268	0,513
1.400	0,238	0,263	0,272	3,758	0,186	0,270	0,520
1.500	0,239	0,264	0,274	3,780	0,188	0,273	0,527
1.600	0,240	0,266	0,276	3,802	0,189	0,275	0,535
1.800	0,243	0,269	0,279	3,847	0,192	0,280	0,554
2.000	0,246	0,272	0,282	3,891	0,194	0,283	0,578

El calor específico de una mezcla de gases se establece proporcionalmente.

donde 0,27 es el calor específico de los gases de combustión valor promedio (véase tabla N° 4), siendo 9,01 el peso de los gases, formado por los 8,01 kg de aire más 1 kg de combustible que al quemarse se transforma, integrando con el aire los gases de combustión. Esta sería la temperatura teórica de la llama del carbón de Río Turbio quemado sin exceso de aire.

Veamos cuál es el resultado quemando con cierto exceso de aire, por ejemplo, el 30%; bajará el porcentaje de anhídrido carbónico CO₂ a 14,3% y se incrementará el peso del aire de combustión aportado a 10,41 kg/kg.

Calor aportado por el aire:

$$10,41 \text{ kg/kg} \times 0,241 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \\ \times (30^\circ \text{C} - 0^\circ \text{C}) = 74,9 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Poder calorífico} \\ \text{del combustible} = 5.800,0 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Total } 5.874,9 \text{ kcal/kg}$$

Temperatura teórica de la llama:

$$\frac{5.874,9 \text{ kcal/kg}}{0,27 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \times 11,41 \text{ kg/kg}} = 1.907^\circ \text{C}$$

Es decir, se ha producido una fuerte reducción de la temperatura, debido a que se está quemando con exceso de aire.

Por otra parte, es muy conveniente, usar aire de combustión caliente, ya que contribuye a una mayor economía. Se lo calienta recuperando calores perdidos en la chimenea. Veamos ahora qué pasa con las temperaturas de la llama:

Supongamos que calentamos el aire de combustión a 200°C y que seguimos trabajando con el 30 % de exceso de aire, o sea anhídrido carbónico CO_2 , 14,3 %.

Tendríamos:

Calor del aire:

$$10,41 \text{ kg/kg} \times 0,241 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \\ \times (200^\circ \text{C} - 0^\circ \text{C}) = 499,7 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Poder calorífico} \\ \text{del combustible} = 5.800,0 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Total } 6.299,7 \text{ kcal/kg}$$

Y la temperatura de la llama:

$$\frac{6.299,7 \text{ kcal/kg}}{0,27 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \times 11,41 \text{ kg/kg}} = 2.044^\circ \text{C}$$

Es decir ha habido un considerable aumento de temperatura, como era de suponer. En la práctica, estas temperaturas no se alcanzan sino en el centro de la masa de llama y las reales promedias son bastante más bajas, pues en el mismo instante que queda liberado, se transmiten por radiación, mucho calor a las paredes más frías que rodean las llamas en el hogar de la caldera u horno.

Este tema será considerado en el capítulo 6.

Aprovechamiento del calor, Rendimientos.

Los combustibles se queman para aprovechar su calor. La combustión nos entrega gases calientes a altas temperaturas y en ellos está contenido el calor desprendido en la misma.

El aprovechamiento de ese calor es función de las calderas, hornos, calentadores, etc. En general, no es posible aprovechar el calor contenido en los gases totalmente, debiendo dejarse escapar éstos por las chimeneas a temperaturas tales que signifiquen una real pérdida. Si se ingresa el aire de combustión a 30°C y luego los gases escapan a 350°C , es evidente que hay una pérdida de calorías.

Por otra parte, como siempre debemos trabajar con un cierto exceso de aire, variable según las circunstancias, tendremos una pérdida adicional, pues este exceso ingresará al hogar, se calentará, cederá algo de su calor a la caldera o aparato calefaccionado, pero en definitiva se llevará a la chimenea una parte del calor que contiene, aumentando las pérdidas.

Ejemplo: supongamos que quemamos en una caldera carbón de Río Turbio, con un 30 % de exceso de aire, es decir, el anhídrido carbónico será de 14,3 %.

Supongamos nuevamente que el aire se halla a 30°C ; luego tenemos:

Calor aportado por el aire:

$$10,41 \text{ kg/kg} \times 0,241 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \\ (30^\circ \text{C} - 0^\circ \text{C}) = 74,9 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Poder calorífico} \\ \text{del combustible} = 5.800,0 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Total } 5.874,9 \text{ kcal/kg}$$

El calor desechado por la chimenea escapando los gases a 350°C , o sea 320°C más de la temperatura que entraron, por lo tanto:

$$11,41 \text{ kg/kg} \times 0,27 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \\ \times (350^\circ \text{C} - 30^\circ \text{C}) = 986 \text{ kcal/kg}$$

El porcentaje de pérdida es entonces:

$$\frac{100 \times 986 \text{ kcal/kg}}{5.874,9 \text{ kcal/kg}} = 16,7 \%$$

Esta pérdida podría recuperarse en parte, colocando un economizador o calentador de aire que enfríe algo más los gases antes de enviarlos a la chimenea. Supongamos que enfriamos estos gases a 250° C.

Entonces tenemos:

$$11,41 \text{ kg/kg} \times 0,27 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \\ (250^\circ \text{C} - 30^\circ \text{C}) = 678 \text{ kcal/kg}$$

y las pérdidas serían:

$$\frac{100 \times 678 \text{ kcal/kg}}{5.874,9 \text{ kcal/kg}} = 11,5 \%$$

Es decir, se habrían disminuido las pérdidas en un 5 % aproximadamente.

Para facilitar estos cálculos se han elaborado los gráficos adjuntos al fin del capítulo.

El N° 2 sirve para calcular las pérdidas quemando fuel-oil con distintas temperaturas de salida a la chimenea, distintas temperaturas de aire ambiente y distintos excesos de aire, o sea porcentajes de CO₂.

El N° 3, ídem para el carbón de Río Turbio. El N° 4 para el gas natural y el N° 5 para los combustibles celulósicos; pero a este gráfico se le ha añadido una corrección para los distintos porcentajes de humedad. La leña, bagazo, aserrín, cascarillas, son de composición similar, variando solamente la humedad, lo que influye en los resultados.

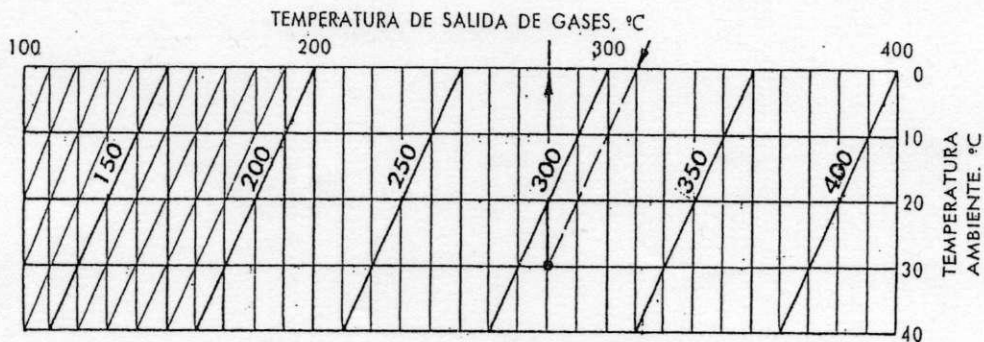
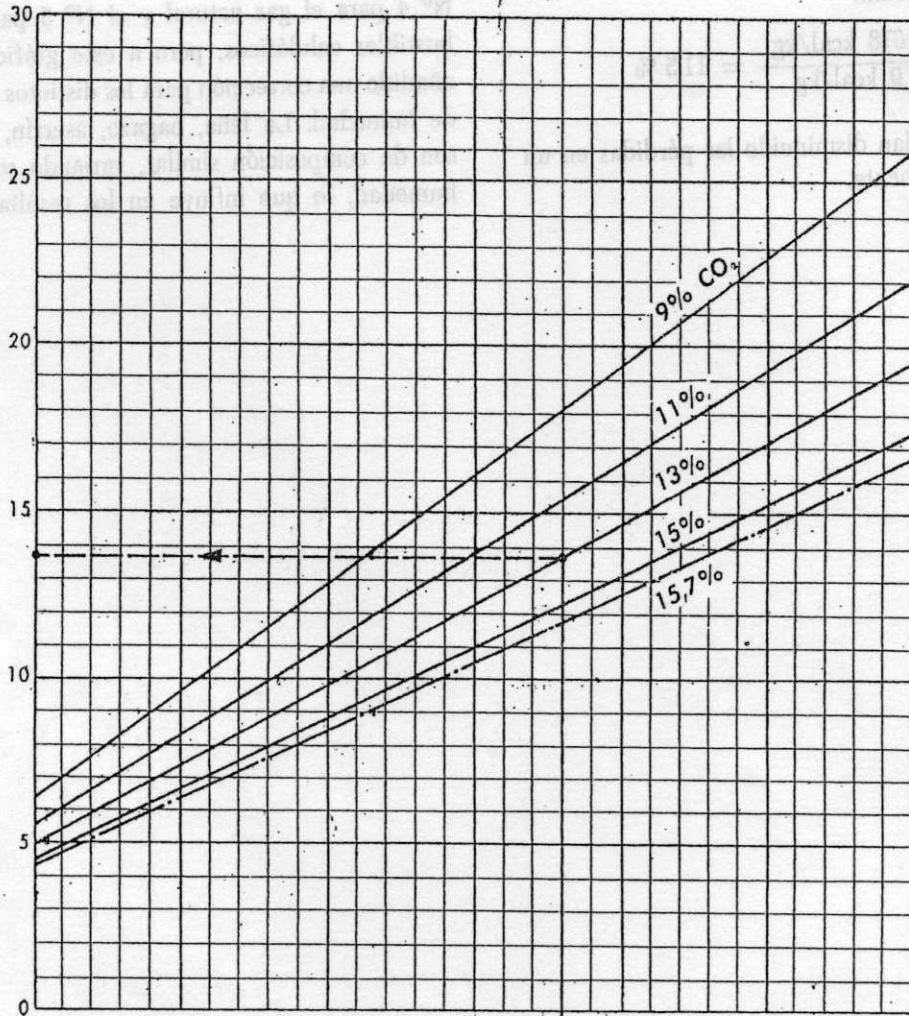
GRAFICO Nº 2

FUEL-OIL

PERDIDAS POR SOBRETÉMPERATURA EN LA CHIMENEA

P.c.s. 10.300 kcal/kg.

P.c.i. 9.700 kcal/kg.



CALCULOS REALIZADOS EN BASE AL PODER CALORIFICO INFERIOR

EJEMPLO:

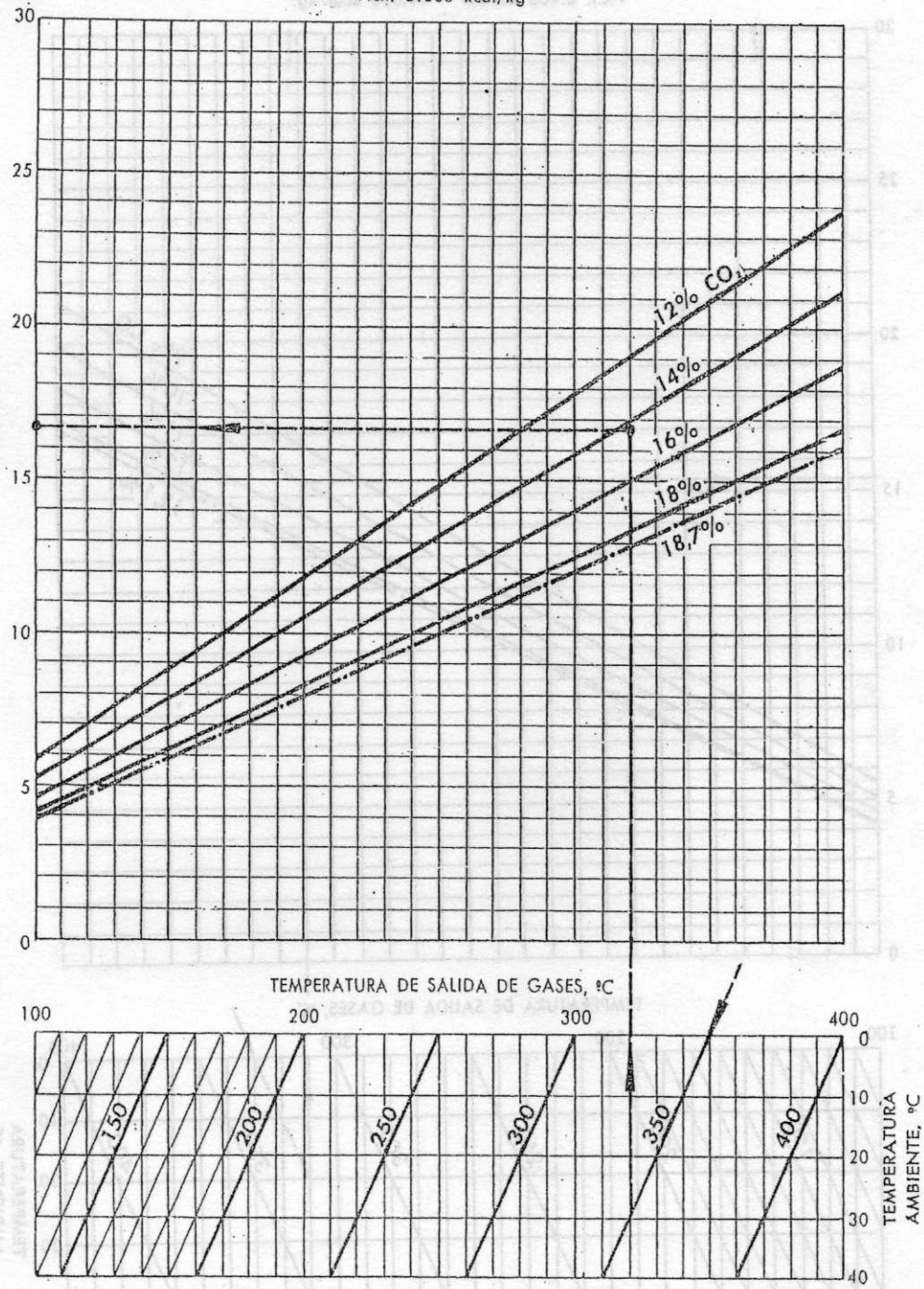
TEMP. AMBIENTE: 30°C; TEMP. SALIDA DE GASES: 310°C; CO₂ = 13% PÉRDIDA: 13,7%

CARBON DE RIO TURBIO

PERDIDAS POR SOBRETENPERATURA EN LA CHIMENEA

P.c.s. 6.100 kcal/kg

P.c.i. 5.800 kcal/kg



CALCULOS REALIZADOS EN BASE AL PODER CALORIFICO INFERIOR

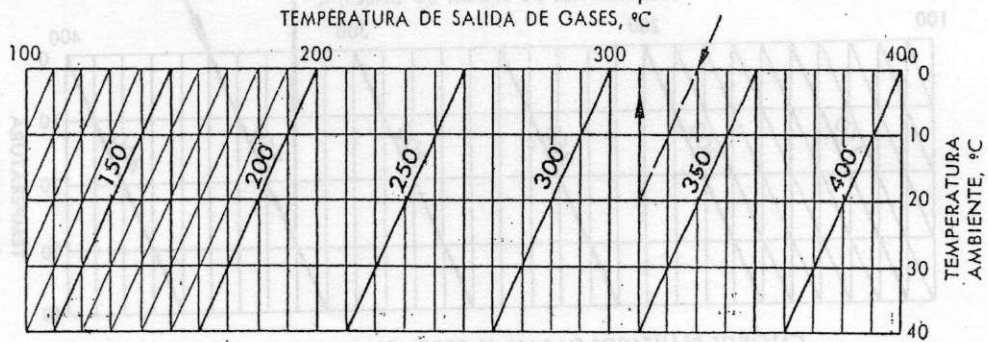
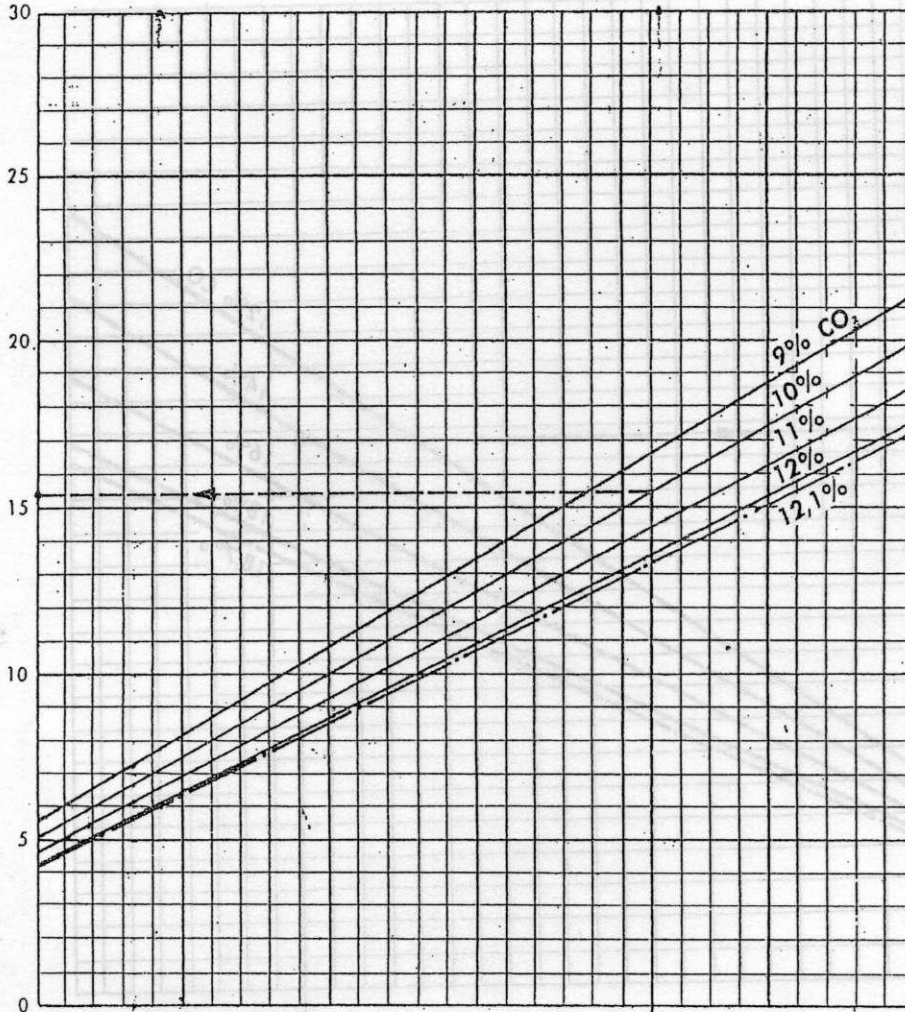
EJEMPLO:

TEMP. AMBIENTE: 30°C; TEMP. SALIDA DE GASES: 350°C; CO₂ = 14,3% PERDIDA = 16,7%

GAS NATURAL

PERDIDAS POR SOBRETENPERATURA EN LA CHIMENEA

P.c.s; 9.340 kcal./ m³ - 12.200 kcal/kg,
 P.c.i. 8.400 kcal/m³ - 11.050 kcal/kg.



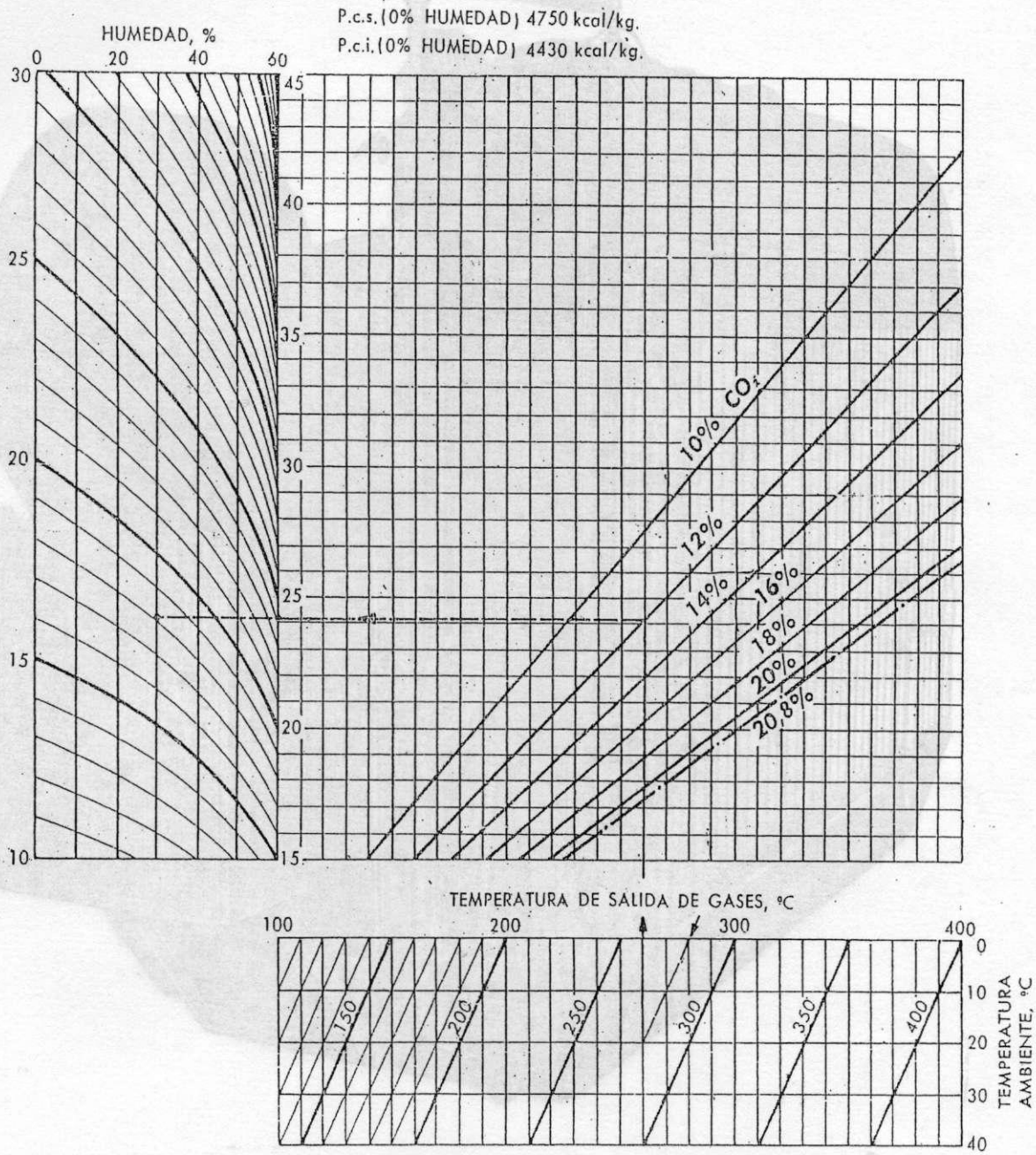
CALCULOS REALIZADOS EN BASE AL PODER CALORIFICO INFERIOR

EJEMPLO:

TEMP. AMBIENTE 20°C; TEMP. SALIDA DE GASES :330°C; CO₂ :10% PERDIDA = 15,3%

COMBUSTIBLES CELULOSICOS

PERDIDAS POR SOBRETENPERATURA EN LA CHIMENEA



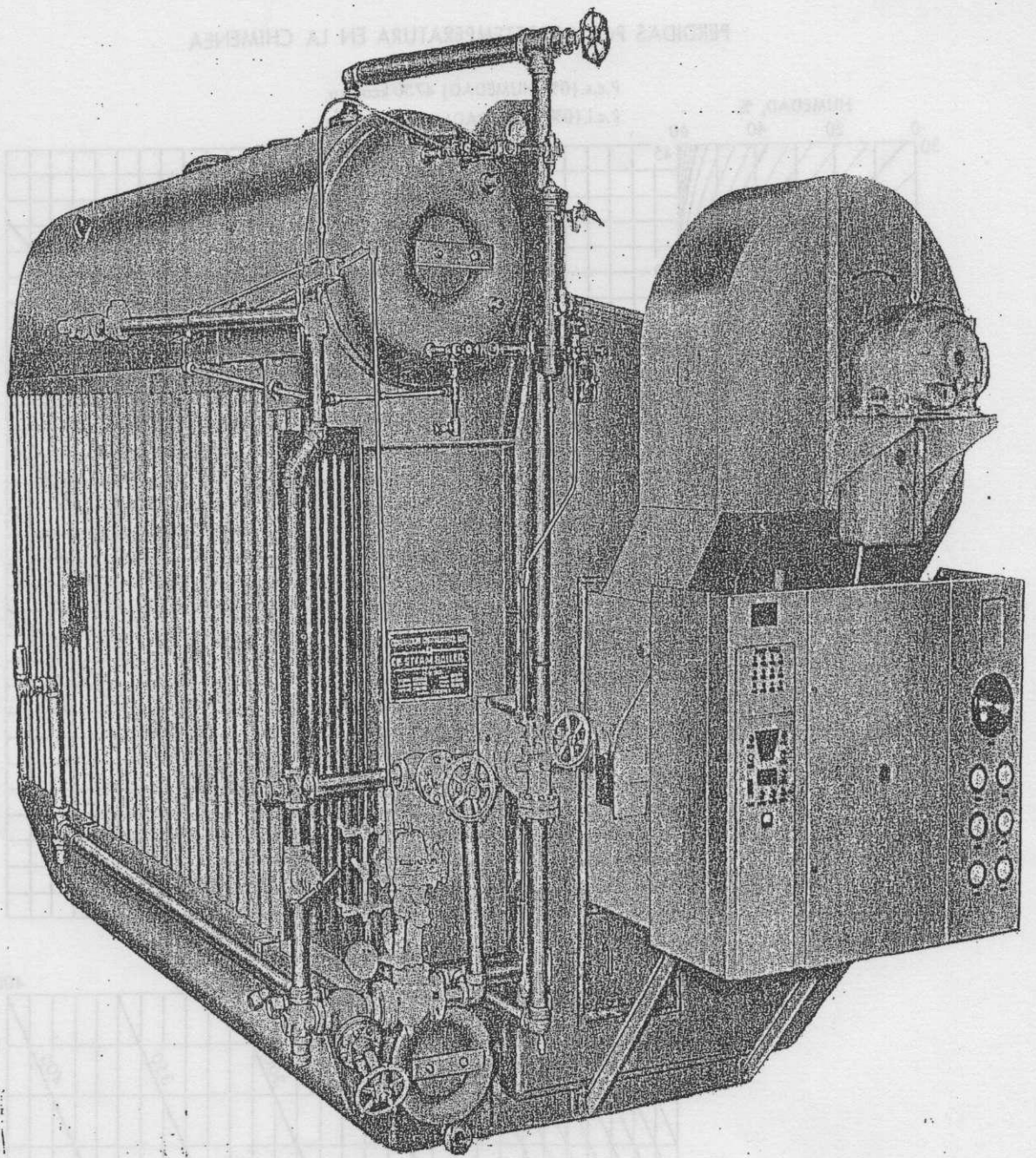
CALCULOS REALIZADOS EN BASE AL PODER CALORIFICO INFERIOR

EJEMPLO:

TEMP. AMBIENTE : 20°C - TEMP. SALIDA DE GASES : 280°C - CO₂ : 12%

PARA HUMEDAD 60% = PERDIDA: 24,1%

PARA HUMEDAD 30% = PERDIDA: 18,2%



Vista de una caldera VP-12 W.

CAPITULO 2

Combustibles – Petróleo – Carbón – Gas natural.
Otros combustibles gaseosos – Leña. Rezagos vegetales;
bagazo, cascarillas, aserrín, etc.

Combustibles.

Los combustibles usuales en la industria, ya sean líquidos, sólidos, gaseosos, etc., presentan una serie de características que les son propias. Para quemarlos eficazmente, es necesaria la adopción de medidas y la utilización de equipos especiales, adecuados a cada uno de ellos.

Debe tenerse en cuenta una característica propia que presentan los combustibles, según la cantidad de gases producida en la combustión.

El petróleo, carbón, gas natural, o sea los combustibles que podemos llamar nobles, producen de 15 a 18 kg de gases cada 10.000 calorías liberadas.

En cambio, los combustibles pobres: leña, bagazo, cascarillas, etc., producen de 22 a 25 kg de gases cada 10.000 calorías.

Esta diferencia es importante de tener en cuenta en el cálculo de los aparatos que utilicen el calor. En especial las calderas deben ser diseñadas cuidadosamente cuando se trata de instalaciones para utilizar dos combustibles distintos. Por ejemplo: bagazo y petróleo.]

Seguidamente se detallan las propiedades y características de cada combustible en particular.

Petróleo.

Es un producto mineral de compleja y variada constitución, que difiere de acuerdo a las zonas de extracción, dando lugar a distintos productos al procederse a su destilación y elaboración.

Los petróleos crudos se destilan obteniéndose de ellos una gama variada de combustibles y productos industriales.

Los combustibles que nos interesa tratar en esta obra, son los denominados con el nombre genérico de diesel-oil y fuel-oil.

Desde el punto de vista del proceso de elaboración, los combustibles derivados del petróleo se clasifican en destilados y residuales.

Los destilados, son obtenidos como lo indica su nombre, por destilación de los crudos y se producen de distintos tipos y características. El diesel-oil es uno de ellos. El fuel-oil, en cambio, es el residuo que queda en los alambiques de destilación. De ahí el nombre de residual.

Los combustibles destilados, como los residuales, deben responder a ciertas características básicas perfectamente definidas. El mantener la constancia de ellas, es una de las labores en que los destiladores ponen especial empeño.

El fuel-oil residual es un combustible que para ciertos usos resulta demasiado pesado. Por ello, se preparan mezclas de proporciones fijas de fuel-oil y diesel-oil, consiguiéndose así disponer de varios tipos que se adaptan mejor a las distintas necesidades.

En el mercado argentino se conocen como combustibles industriales, derivados del petróleo, el fuel-oil residual, la mezcla 90/10, o sea 90 % de fuel-oil y 10 % de diesel-oil, la mezcla 70/30 y el diesel-oil.

Los combustibles derivados del petróleo, tienen una serie de características que es importante conocer, para proceder a su manipuleo y combustión en forma adecuada. Ellas son: el poder calorífico, la composición química, la viscosidad, el punto de escurrimiento, el punto de inflamación, el contenido de azufre, el contenido de cenizas, el peso específico, el contenido de humedad y los usos comerciales.

→ Poder calorífico.

Poder calorífico, es el calor desprendido en la combustión. Su mejor determinación es el ensayo en la bomba calorimétrica, quemándolo con oxígeno, si bien el método es algo lento y costoso. Por ello se usan mucho las fórmulas aproximadas para su determinación.

Una de las fórmulas usadas es la siguiente:

$$Pcs = 8.100 C + 34.200 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 2.230 S$$

donde Pcs es el poder calorífico superior, C el porcentaje de carbono, H el de hidrógeno, O el de oxígeno y S el de azufre, tomados de la composición del combustible.

→ Composición química.

La composición del fuel-oil varía según el crudo de origen, pero siempre es conveniente conocerla siquiera en forma aproximada. Puede aceptarse como término medio la composición siguiente:

C	=	82 - 87	%
H	=	10 - 15	%
O	=	1 - 2	%
N	=	0,2 - 0,5	%
S	=	0,1 - 1	%
H ₂ O	=	0,5 - 1,5	%
Ceniza	=	rastros	

→ Viscosidad.

Es una de las características de mayor importancia para el manipuleo y adecuada operación de los equipos de combustión.

El conocer la viscosidad de un líquido (o un gas) nos da idea de la resistencia que opone dicho fluido al movimiento por ejemplo, al fluir por una cañería.

La viscosidad se mide como el esfuerzo que debe hacerse para deformar un cubo de líquido o gas de 1 cm³ (1 × 1 × 1 cm) de modo que la cara superior se desplace con relación a la cara inferior, a la velocidad de 1 cm/seg., ésta es la *viscosidad absoluta*, cuya unidad de medida es el Poise, Po y su centésima parte el centipoise cP. El Poise se expresa en gr (masa)/cm seg.

Si se relaciona esta viscosidad con la densidad, se tiene lo que se llama *viscosidad cinemática*, cuya unidad de medida es el Stoke, St y el centistoke cSt, que es su centésima parte. El Stoke se expresa en cm²/seg.

Se acostumbra a designar la viscosidad absoluta por la letra μ (mu) y la viscosidad cinemática por la letra ν (nu). (Véase también sobre este tema el capítulo 12.) También se usa mucho determinar la viscosidad por procedimientos experimentales que miden el tiempo (seg) que tarda en fluir el líquido, en un aparato de características dadas (escalas Saybolt Furol, Saybolt Universal, Redwood I y II), o bien por la relación del tiempo de fluencia del petróleo con relación al del agua (Grados Engler), también en un aparato de características dadas.

El gráfico N° 6 que figura en la página siguiente, permite pasar de una escala a otra en forma rápida. También en la tabla N° 5 se pueden leer las equivalencias.

La viscosidad varía inversamente a la temperatura; disminuye cuando ésta aumenta, siendo por ello absolutamente necesaria al fijar una viscosidad, establecer la temperatura correspondiente.

El conocimiento de las viscosidades en el petróleo, es de suma importancia para calcular tuberías de conducción, asegurar el adecuado funcionamiento de las bombas y sobre todo, la correcta operación de los equipos de combustión.

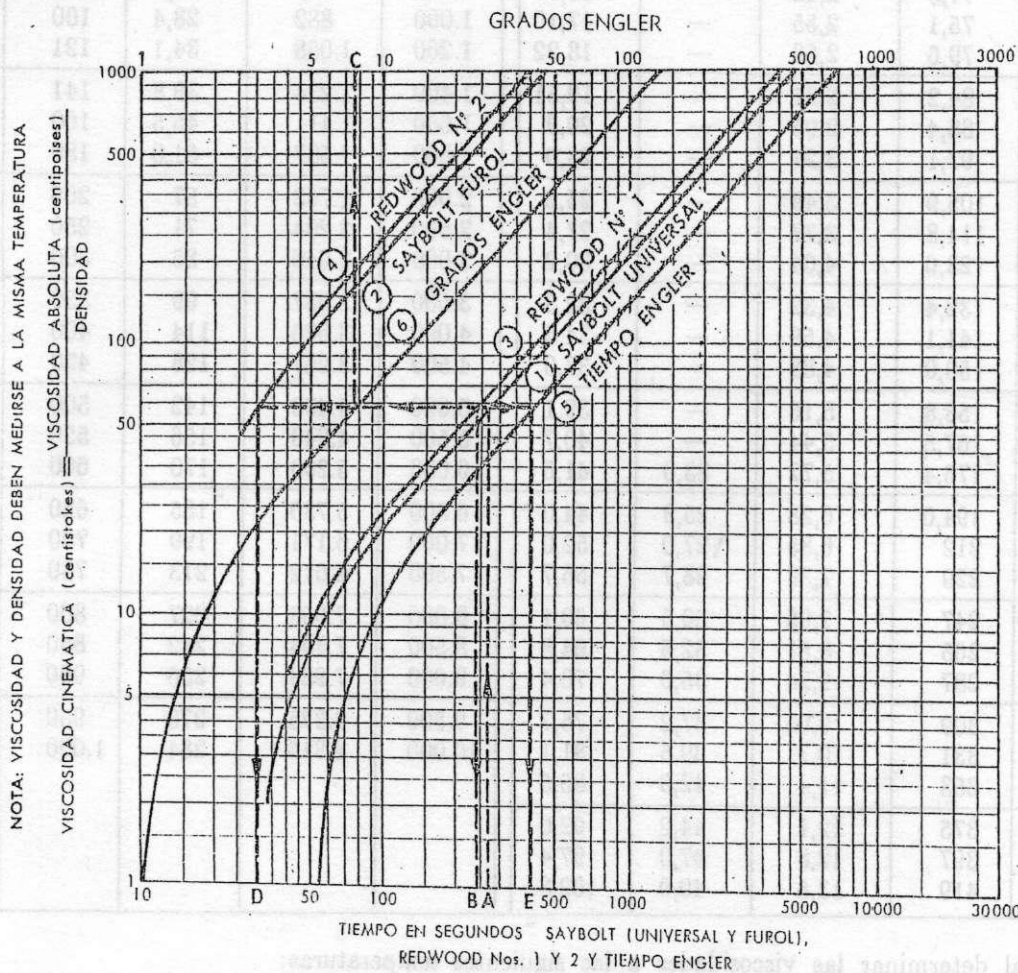
Conviene recordar algunos datos prácticos. Para que no haya inconvenientes en el bombeo, la viscosidad no debe ser mayor de 650 cSt tratándose

de mover grandes volúmenes (10 m³/h), debiendo bajar a 150 cSt para menores caudales (500 lts/h). Ello puede requerir a veces el calentamiento del petróleo para alcanzar esa viscosidad, siendo siempre necesario tratándose del fuel-oil residual; con las mezclas, puede ser imprescindible en tiempo

frío, pero nunca es necesario con el diesel-oil. Igual consideración cabe con respecto a la operación de los quemadores que según cada tipo, tienen requerimientos de viscosidades distintas para una adecuada operación. Este tema será tratado en el capítulo 9.

GRAFICO Nº 6

CONVERSION DE ESCALAS DE VISCOSIDAD



LAS RECTAS HORIZONTALES CORRESPONDEN A UN MISMO PETROLFO QUE SE HALLA A UNA MISMA TEMPERATURA.

EJEMPLO DE CONVERSION: CONVERTIR 270 SEG. SAYBOLT UNIVERSAL A OTRAS ESCALAS DE VISCOSIDAD. SE PARTE DEL PUNTO A (270 S.S.U.) SUBIENDO HASTA LA CURVA DE ESTA VISCOSIDAD (1). SE TRAZA LA HORIZONTAL POR ESE PUNTO Y DESDE CADA INTERSECCION CON LAS CURVAS DE OTRAS ESCALAS DE VISCOSIDAD

SE TRAZAN VERTICALES; HACIA ABAJO PARA LAS ESCALAS 2, 3, 4 Y 5 HACIA ARRIBA PARA LA 6.

LOS VALORES LEIDOS RESULTAN LOS EQUIVALENTES A 270 S.S.U. Y SON:

- (2) SEGUNDOS SAYBOLT, FUROL (D): 31
- (3) SEGUNDOS REDWOOD Nº 1 (B): 240
- (5) SEGUNDOS (O TIEMPO) ENGLER (E): 410
- (6) GRADOS ENGLER (C): 7,6

EN LA ESCALA DE LA IZQUIERDA SE LEE EL VALOR EN c. S. I.

TABLA N° 5

Equivalencia de viscosidades

Saybolt Universal (Segundos)	Redwood N° I (Segundos)	Engler (Grados)	Saybolt Furol (Segundos)	Cinematíca (Centistokes)	Saybolt Universal (Segundos)	Redwood N° I (Segundos)	Engler (Grados)	Saybolt Furol (Segundos)	Cinematíca (Centistokes)
35	32,2	1,18	—	2,69	500	441	14,2	51	108,0
40	36,2	1,32	—	4,30	550	485	15,6	56	119
45	40,6	1,46	—	5,90	600	529	17,0	61	130
50	44,9	1,60	—	7,39	650	573	18,5	66	141
55	49,1	1,75	—	8,87	700	617	19,9	71	151
60	53,5	1,88	—	10,40	750	661	21,3	76	162
65	57,9	2,02	—	11,92	800	705	22,7	81	173
70	62,3	2,15	—	13,15	850	749	24,2	86	184
75	67,6	2,31	—	14,28	900	793	25,6	91	195
80	71,0	2,42	—	15,85	950	837	27,0	96	206
85	75,1	2,55	—	17,10	1.000	882	28,4	100	216
90	79,6	2,68	—	18,22	1.200	1.058	34,1	121	260
95	84,2	2,81	—	19,51	1.400	1.234	39,8	141	303
100	88,4	2,95	—	20,9	1.600	1.411	45,5	160	346
110	97,1	3,21	—	23,0	1.800	1.587	51,0	180	390
120	105,9	3,49	—	25,2	2.000	1.763	57	200	432
130	114,8	3,77	—	27,4	2.500	2.204	71	250	541
140	123,6	4,04	—	30,2	3.000	2.646	85	300	650
150	132,4	4,32	—	32,3	3.500	3.087	99	350	757
160	141,1	4,59	—	34,5	4.000	3.526	114	400	865
170	150,0	4,88	—	37,0	4.500	3.967	128	450	974
180	158,8	5,15	—	39,1	5.000	4.408	142	500	1.080
190	167,5	5,44	—	40,7	5.500	4.849	156	550	1.190
200	176,4	5,72	23,0	41,6	6.000	5.290	170	600	1.300
220	194,0	6,28	25,3	44,0	6.500	5.730	185	650	1.410
240	212	6,85	27,0	52,0	7.000	6.171	199	700	1.510
260	229	7,38	28,7	56,7	7.500	6.612	213	750	1.620
280	247	7,95	30,5	60,1	8.000	7.053	227	800	1.730
300	265	8,51	32,5	64,8	8.500	7.494	242	850	1.840
325	287	9,24	35,0	70,4	9.000	7.934	256	900	1.950
350	309	9,95	37,2	75,7	9.500	8.375	270	950	2.060
375	331	10,7	39,5	81,1	10.000	8.816	284	1.000	2.160
400	353	11,4	42,0	86,5					
425	375	12,1	44,2	92,0					
450	397	12,8	47,0	97,4					
475	419	13,5	49,0	102,8					

Es normal determinar las viscosidades a las siguientes temperaturas:

Saybolt Universal	37,8° C (100° F)	Redwood N° I	60° C (140° F)
	99° C (210° F)		93° C (200° F)
Saybolt Furol	25° C (77° F)	Redwood N° II	25° C (77° F)
	50° C (122° F)		30° C (86° F)
Redwood N° I	21,1° C (70° F)	Engler	26° C —
	37,8° C (100° F)		50° C —
			100° C —

En el gráfico N° 7 figuran curvas donde se muestran las variaciones de viscosidad según las temperaturas para el fuel-oil pesado (residual), para la mezcla 90/10, para la mezcla 70/30 y para el diesel-oil. Se indican también en el mismo gráfico, las zonas de viscosidades convenientes para el bombeo y operación de los distintos tipos de quemadores.

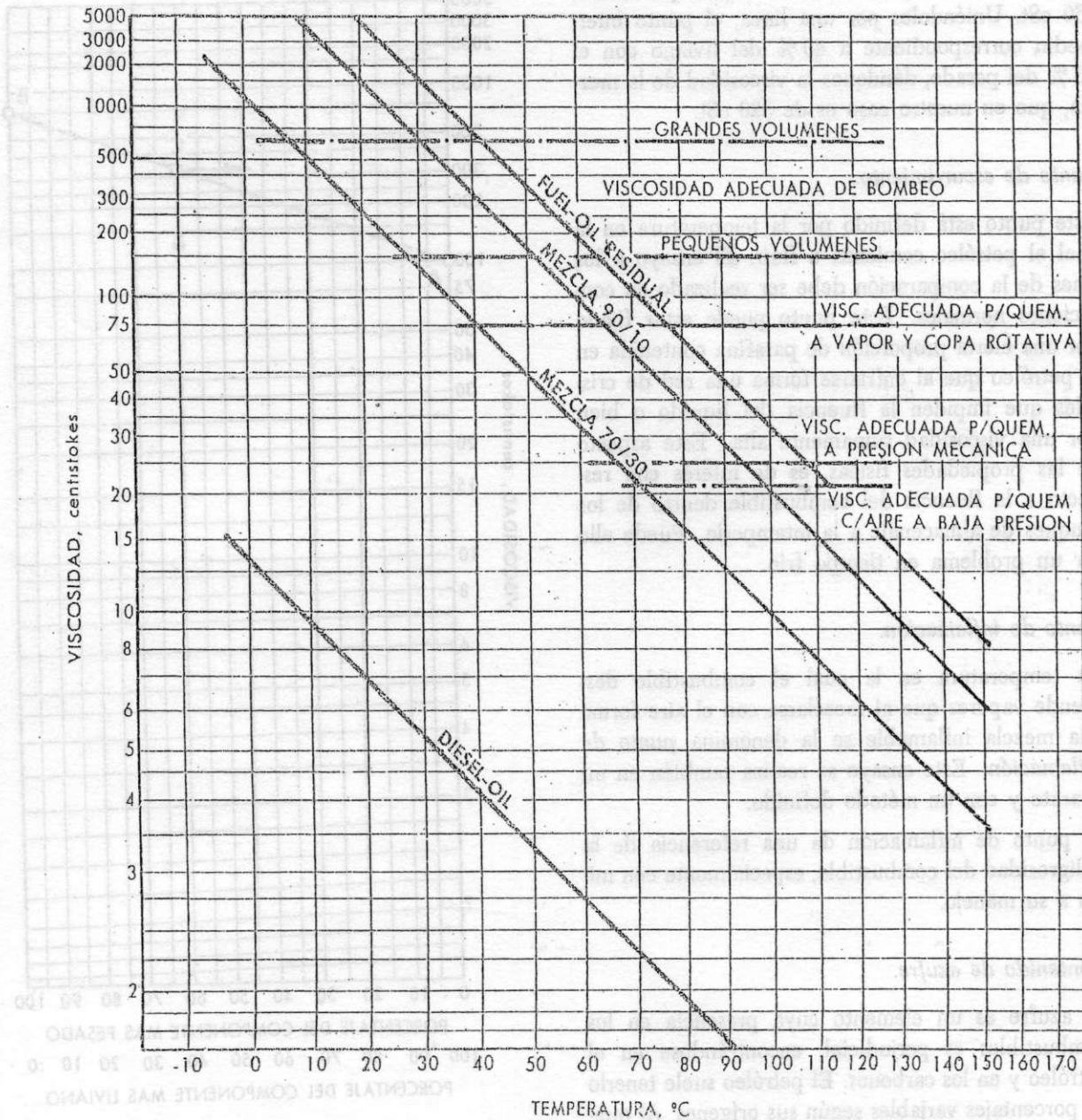
Debe recordarse, que el calentamiento no conviene

excederlo de los valores recomendados en cada caso, toda vez que pueden producirse vaporizaciones parciales, que perturban la marcha de los equipos (quemadores y bombas).

Es de interés también conocer las características de una mezcla, ya sea para alivianar un petróleo muy viscoso, o bien simplemente como resultado de mezclar en un tanque combustibles de diferentes partidas.

GRAFICO N° 7

VISCOSIDAD / TEMPERATURA PARA COMBUSTIBLES DERIVADOS DEL PETROLEO



El gráfico N° 9 nos señala las temperaturas en las cuales el ácido sulfúrico se condensa: es el llamado punto de rocío. Debe evitarse la condensación, manteniendo las superficies metálicas a temperaturas suficientemente altas, con lo que quedan protegidas de las corrosiones.

Contenido de cenizas.

Como todo producto natural, el petróleo siempre lleva impurezas formadas por sales minerales, que luego de producida la combustión, quedan bajo la forma de cenizas. Entre los componentes de las cenizas, son especialmente nocivos el sodio y el vanadio. Ellos atacan el níquel y sus aleaciones (sobrecalentadores de alta temperatura y paletas de turbinas a gas).

Peso específico.

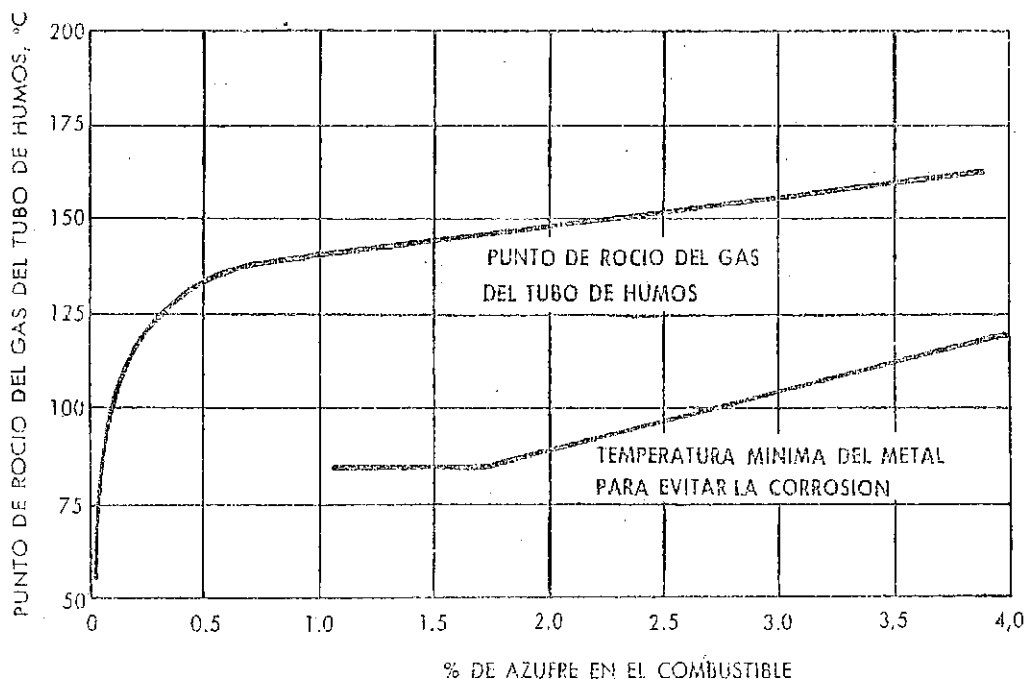
Otro punto en la caracterización de los combustibles líquidos, es el peso específico. También se usa la denominada gravedad API (American Petroleum Institute), ésta es una unidad empírica, que se relaciona con el peso específico a la misma temperatura con la siguiente fórmula:

$$\text{Gravedad API (a } 15,6^{\circ} \text{ C)} = \frac{141,5}{\text{p.e. (a } 15,6^{\circ} \text{ C)}} - 131,5$$

Se miden los grados API con un hidrómetro y se hace luego la corrección por temperaturas, (10° API corresponden a peso específico 1). En realidad el peso específico no tiene una real importancia para definir la calidad del petróleo.

GRAFICO N° 9

PUNTO DE ROCIO DE LOS GASES EN FUNCION DEL CONTENIDO DE AZUFRE



Calor específico.

El calor específico es de interés para los cálculos de calentamiento del combustible. Para el fuel-oil puede tomarse 0,40 kcal/kg °C y para el diesel-oil 0,50 kcal/kg °C.

Humedad.

La humedad que puede estar mezclada con el combustible es una impureza. Al estado libre 1 -1,5 % no causan inconvenientes; al estado emulsionado pueden admitirse porcentajes mayores.

Aire de combustión.

En la tabla N° 6 se transcriben la cantidad de aire de combustión necesario para diversos valores de CO₂.

Comercio.

El fuel-oil se vende por tonelada sobre la base de las características fijas que hemos comentado. En las tablas 7, 8 y 9, se resumen los datos de los combustibles ofrecidos al mercado argentino.

TABLA N° 6

Composición. Poderes caloríficos, aire de combustión necesario de los combustibles Fuel Oil y Diesel Oil

Composición promedio %	
C	82 — 87
H	10 — 15
O	1 — 2
N	0,2 — 0,5
S	0,1 — 1
H ₂ O	0,5 — 15
Ceniza	rastros

Poder calorífico	kcal/kg
Superior	10.400
Inferior	9.700

Aire de combustión necesario para el Fuel Oil y Diesel Oil

CO ₂	Exceso de aire	Aire necesario	
		m ³ /kg	kg/kg
%	%		
15,7	0	11,6	14,2
14,2	10	12,7	15,6
12,9	20	13,9	17,0
11,9	30	15,1	18,4
11,0	40	16,2	19,9
10,2	50	17,4	21,3

TABLA N° 7

REFINERIA CAMPANA

Características de los combustibles

	Diesel Oil	A2 70/30	A 90/10	B Residual
Poder calorífico superior kcal/kg	10.780	10.530	10.450	10.400
Peso específico a 15,4 °C	0,862	0,924	0,940	0,950
Viscosidad				
Cinematíca, cSt	5,20 (37,8 °C)	49 (50 °C)	170 (50 °C)	420 (50 °C)
Redwood I, seg.	39	200	665	1.650
S. Universal, seg.	43	230	750	1.900
S. Furol, seg.		26	75	190
Punto de inflamación, °C	74	74	74	74
Punto de escurrimiento, °C	-4	0	1	2
Residuo carbonoso, % Conradson	0,02	—	—	9
Contenido de azufre, %	0,25	0,30	0,30	0,40
Cenizas, %	0	0,03	0,04	0,05
Agua	—	vest.	vest.	vest.

TABLA Nº 8

REFINERIA DOCK SUD

Características de los combustibles

	Diesel Oil	Fuel Oil Nº 1 (70/30)	Fuel Oil Nº 2 (90/10)	Fuel Oil Nº 4 Residual
Poder calorífico superior kcal/kg	10.690	10.515	10.440	10.360
Peso específico a 15,4 °C	0,880	0,915	0,930	0,945
Viscosidad				
Cinemática, cSt	5 (37,8 °C)	84 (37,8 °C)	360 (37,8 °C)	940 (37,8 °C)
Redwood I, seg.	—	340	1.450	3.800
S. Universal, seg.	42	—	—	—
S. Furol, seg.	—	—	—	—
Punto de inflamación, °C	85	88	90	95
Punto de escurrimiento, °C	—	—	—	—
Residuo carbonoso, % Conradson	0,05	6	7	9,70
Contenido de azufre, %	0,8	0,6	0,5	0,4
Cenizas, % menor de	0,01	0,04	0,04	0,06
Agua y sedimentos	—	—	—	—

TABLA Nº 9

REFINERIA LA PLATA

Características de los combustibles

	Diesel-Oil	70/30	Residual
Poder calorífico superior kcal/kg	10.700	10.420	10.300
Peso específico a 15,4 °C	0,820 - 0,889	0,908	0,855 - 0,970
Viscosidad			
Cinemática, cSt	5,4 (37,8 °C)	44 (50 °C)	368-590 (50 °C)
Redwood I, seg.	—	—	—
S. Universal, seg.	55	—	—
S. Furol, seg.	—	25	170 - 280
Punto de inflamación, °C	55	55	65
Punto de escurrimiento, °C			
verano	5	—	—
invierno	-5	-5	8
Residuo carbonoso, %	0,15	—	—
Contenido de azufre, % Conradson	0,7	0,1	1
Cenizas, %	0,01	0,21	0,15
Agua y sedimentos	0,1	0,1	1

Nota: Y.P.F. ofrece también a la venta en casos especiales algunos tipos de fuel-oil parafínico cuyas viscosidades son mayores de las especificadas en la tabla Nº 9. Ellos pueden llegar a los 400 cSt a 60° C y con punto de escurrimiento de 24° C. Ello hace necesario calentar las tuberías y trabajar con mayores temperaturas para el bombeo.

Lo mismo cabe señalar sobre las temperaturas a usar en los quemadores.

Otro tipo de características muy especiales es el "residuo asfáltico", puede tener hasta 370 cSt a 150° C y es sólido a temperatura ambiente.

Este combustible sólo puede utilizarse en las vecindades de las destilerías ya que es problemático su almacenaje, éstas lo entregan al consumidor por oleoducto y caliente a 150/200° C, en estos casos, la calefacción por vapor de las tuberías no es segura. Se usan resistencias eléctricas. Por otra parte, la temperatura adecuada para usar este combustible en los quemadores es del orden de 220/250° C y para ello se usan calentadores de fuego directo del tipo ilustrado en la pág. 101. En general el proyecto y ejecución de las instalaciones para uso de estos combustibles de tan altas viscosidades, es un problema técnico delicado.

GPS

5520 Samsung

9800
0054

Carbón.

El carbón es también un combustible de origen mineral. Son muy amplias sus variedades de constitución, propiedades, etc., y es menester un conocimiento claro de ellas para utilizarlo adecuadamente.

En la Argentina sólo se dispone hoy de carbón del yacimiento de Río Turbio y coque de petróleo en cantidades de cierta significación (aún no se explotan otros yacimientos), por lo cual insistiremos especialmente en esos dos tipos. Para quemar eficazmente los carbones, conviene conocer: el poder calorífico, la composición química, la clasificación por tipos, la densidad, la dureza, el contenido de azufre y de humedad, el porcentaje de cenizas y sus temperaturas de fusión, las propiedades de coqueificación, los problemas vinculados al almacenaje y los usos comerciales.

Poder calorífico.

El poder calorífico superior de un carbón se determina igual que para otros combustibles, con el calorímetro. Se usan además algunas fórmulas aproximadas, como en el caso del petróleo:

$$Pcs = 8.100 C + 34.200 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 2.230 S$$

donde Pcs es el poder calorífico superior; C, H, O, S, representan los porcentajes en peso de carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre, de la fórmula de constitución. Esta fórmula da resultados con un 2-3 % de error.

El poder calorífico de un carbón, es constante para un mismo origen, hecha la corrección de posibles variaciones de humedad, pero cambia bastante con los distintos tipos, desde 8.000 kcal/kg para una antracita, hasta 4.000 kcal/kg para un lignito.

Composición química.

Para el carbón, la composición o fórmula se expresa en dos formas: la primera es el análisis sumario, que solamente nos indica los elementos combustibles y los no combustibles en el que se determinan:

- Humedad
- Materias volátiles
- Carbono fijo
- Ceniza

Elementos con los cuales se puede definir la forma de quemarlo.

La segunda forma de análisis es la composición detallada, dada en el análisis elemental, por los porcentajes de los cuerpos simples que la constituyen que varían bastante, llegando a encontrarse dentro de los límites siguientes:

Carbono =	50 - 96	%
Hidrógeno =	2 - 6	
Oxígeno =	2 - 40	
Nitrógeno =	0,5 - 3	
Azufre =	0,5 - 7	
Cenizas =	2 - 30	
Agua =	3 - 40	

Con los datos de estos análisis, se pueden realizar los cálculos para la combustión, etc.

Clasificación.

Las grandes variaciones en la composición, traen aparejadas una serie de características adicionales, que han servido como base para realizar la clasificación de los carbones.

Tipo	Composición media		
	Carbono fijo %	Materia volátil %	Humedad %
Antracita.....	84 - 96	1,5 - 10	3 - 6
Semiantracita....	84 - 83	10 - 11	6 - 5
Semibituminoso...	65 - 83	11 - 32	5 - 3
Bituminoso.....	47 - 65	32 - 41	3 - 11
Sub-bituminoso...	42 - 47	41 - 34	11 - 23
Lignito.....	37 - 42	34 - 19	23 - 43

Con contenidos variables de ceniza, según origen y tratamiento en la mina.

Antracita es un carbón con bajo contenido de volátiles y baja humedad, arde con llama corta, azul y casi sin humo, no se ablanda ni aglomera al quemarse y tiene un alto poder calorífico. Para quemar bien, requiere hornos calientes y adecuadamente diseñados. Se usa más como combustible doméstico que industrial, siendo de los carbones más duros.

Semiantracita, es un grado inferior, algo más blando y con un contenido de carbono fijo algo menor

Quema más fácilmente que la antracita, con llama más larga y algo amarilla. Produce algo de humo. No es un combustible muy abundante.

Semibituminoso, es un carbón con alto contenido de carbono fijo. Arde bien y con poco humo. Tiene un contenido de humedad bajo y es el carbón de mayor poder calorífico. Es de los carbones más solicitados.

Bituminoso, es un carbón con alto contenido de volátiles; quema con llama larga y amarilla, produciendo mucho humo. Se usa extensamente en la industria, en la fabricación de gas manufacturado y como combustible para gasógenos. Tiene un buen poder calorífico. Es el combustible más abundante. Los carbones bituminosos pueden ser coquificables o no. Los primeros producen un coque fuerte y apto para usos metalúrgicos como residuo de la fabricación de gas. Los segundos, dan un residuo pulverulento que no puede usarse en metalurgia.

Sub-bituminoso, es un carbón de alto contenido de volátiles que arde con llama larga y con mucho humo. Tiene una humedad más elevada y sufre mucho por la exposición a la intemperie. Puede ser coquificable o no, aunque el coque es poco resistente y posee un poder calorífico algo más bajo. Lignito, es un carbón de calidad inferior, friable, de alta humedad, con un alto contenido de volátiles, arde con mucho humo y suele en general tener un alto contenido de ceniza. Su bajo poder calorífico, contribuye a que su transporte a largas distancias no convenga en general.

Dureza.

La dureza de los carbones varía siguiendo generalmente la escala de clasificaciones. La máxima es para la antracita y la mínima es para el lignito. Debe tenerse en cuenta, cuando se trata de instalaciones de carbón pulverizado.

Existen métodos que permiten determinar el índice de polvo, o sea en cierto modo la dureza, que da idea de la mayor o menor facilidad de molienda. Ello también se relaciona con la energía consumida al moler el carbón y la probable producción del molino.

Azufre.

El contenido de azufre varía mucho y cabe recordar lo dicho anteriormente al hablar del fuel-oil, sobre los inconvenientes que causa el azufre y las

posibles corrosiones causadas por su presencia en los gases de combustión, cuando las temperaturas bajan de ciertos límites. (Ver gráfico Nº 9).

Humedad.

Puede también variar entre límites amplios y se distingue entre la humedad inherente propia del carbón y la humedad superficial.

La humedad no causa mayores inconvenientes, salvo cuando se precede a la pulverización, en la cual los porcentajes de humedad superficial de arriba del 10 % disminuyen la producción de los molinos. Ello puede obviarse con sistemas de secado simultáneo en la molienda. Deben tenerse en cuenta los porcentajes de humedad, en la consideración comercial de los precios.

Cenizas.

Deben considerarse dos aspectos importantes de la ceniza en la combustión del carbón. El porcentaje en peso de cenizas y las temperaturas de deformación, fusión y licuación. Estos definen la forma que convendrá elegir para eliminarla y debe tenerse especialmente en cuenta la posibilidad que, de ser arrastradas por los gases de combustión, puede producirse su posterior adherencia en sobrecalentadores, tubos, etc., dificultando la limpieza.

Coquificación.

El coque es el carbono fijo, que queda luego de destilar el carbón, eliminando los elementos volátiles. Es un combustible de especial aplicación en la metalurgia, o bien como materia prima industrial. No todos los carbones son coquificables. Algunos, luego del proceso de destilación, dan un residuo pulverulento inapto para el uso metalúrgico.

Almacenaje.

El carbón es almacenado normalmente en pilas al exterior, pero en general sufre por la intemperie, perdiendo calidad, baja el contenido de volátiles y algunos tipos se desintegran progresivamente.

Existe además, el serio peligro de las combustiones espontáneas. El carbón comienza a quemarse en el interior de la pila y no es posible apagarla con agua ni ahogarla. La única solución es remover la pila hasta llegar al fondo del incendio, cosa que resulta

difícil y costosa. Por lo tanto dentro de lo posible, no debe mantenerse el carbón almacenado mucho tiempo.

Comercio.

El carbón normalmente, se vende por tonelada y sobre la base de un análisis tipo. Variaciones de constitución, poder calorífico, cenizas o humedad, son consideradas a los efectos de reajustes del precio. La granulometría también se establece en cada caso. Es importante para proyectar equipos de combustión.

Abastecimientos nacionales. Río Turbio.

En la Argentina disponemos hoy de carbón en cantidad, solamente del yacimiento de Río Turbio, Provincia de Santa Cruz. Existen en él varios mantos de distintas características y cualidades.

El Manto Superior y el Manto La Dorotea, son los que presentan mejores posibilidades, habiéndose concentrado la explotación en especial en el Manto La Dorotea.

En la tabla N° 10, se transcriben los datos técnicos referentes a ese carbón.

Es un carbón sub-bituminoso de llama larga no coquificable, con un contenido de cenizas y humedad relativamente elevado.

Coque de petróleo.

El coque de petróleo es el residuo carbonoso de la destilación, se dispone en cantidades de significación y varía algo según la procedencia. Tiene un buen poder calorífico y un bajo contenido de cenizas. En la tabla N° 11 se transcriben los datos técnicos del coque de petróleo.

Gas natural. Otros combustibles gaseosos.

Desde hace algunos años, se dispone del gas natural para uso industrial, en cantidades considerables. El gas es muy apreciado como combustible por su sencillez de manejo, facilidad de adaptación a procesos automáticos, posibilidad de alcanzar alta eficiencia térmica, limpieza, falta total de cenizas, ausencia de azufre, etc.

Todas estas cualidades de gran valor en la práctica, han hecho que el gas se use ampliamente, absor-

biéndose siempre las disponibilidades ofrecidas, para suministros a la industria.

TABLA N° 10

Características del carbón de Río Turbio

MANTO LA DOROTEA		
<i>Análisis tal cual (%)</i>		
Humedad	10	variación 9/11
Materias volátiles	36,5	35/37
Carbono fijo	41	40/42
Cenizas	12,5	11/13
Pcs kcal/kg	6.100	6.000/6.200
Pci kcal/kg	5.800	—
<i>Análisis elemental (%)</i>		
	(base seca)	(base húmeda)
Carbono	67,1	61,0
Hidrógeno	4,9	4,2
Oxígeno	12,5	11,2
Nitrógeno	0,8	0,6
Azufre	0,7	0,5
Cenizas	14,0	12,5
Humedad	—	10,0
<i>Fusibilidad de las cenizas</i>		
Ablandamiento °C		1.265
Fusión °C		1.315
Licuección °C		1.420
<i>Características Físicas</i>		
Peso kg/m ³		751
<i>Granulometría</i>		
Grueso mm		75—20
Fino mm		20— 0

Aire de combustión necesario para el carbón de Río Turbio

CO ₂	Exceso de aire	Aire necesario	
		kg/kg	m ³ /kg
%	%		
18,7	0	8,01	6,53
16,9	10	8,81	7,14
15,5	20	9,61	7,79
14,3	30	10,41	8,44
13,2	40	11,21	9,08
12,3	50	12,01	9,73

Actualmente se dispone para el uso, de los siguientes gases combustibles:

- Gas natural
- Gas de destilería
- Propano
- Butano

El denominado gas manufacturado, que antiguamente era producido por la destilación del carbón y más tarde por otros sistemas de fabricación, ha desaparecido en la actualidad, siendo reemplazado por el gas natural, que cubre el mayor porcentaje del consumo.

El gas de destilería se produce en cantidades limitadas, estando en general su consumo, reducido a las cercanías de sus fuentes de origen.

El propano y el butano, que son llamados también gases líquidos, cubren fundamentalmente por ahora el campo del consumo doméstico, teniendo en la industria un uso bastante reducido.

Los combustibles gaseosos, que aquí tratamos, son de alto poder calorífico. Se usan también el gas de alto horno y el gas de gasógeno, de poder calorífico mucho menor; pero éstos son de un uso restringido. El primero en el ámbito de la planta siderúrgica, y el segundo en casos especiales.

Los combustibles gaseosos tienen sus características propias, que conviene conocer para su correcto manejo y para el proyecto adecuado de las instalaciones. Ellas son: el poder calorífico, la composición química, la densidad, la velocidad de ignición, las condiciones explosivas, las formas de suministro, los datos para la combustión y usos comerciales.

Poder calorífico.

El poder calorífico se determina con calorímetros, igual que otros combustibles. Para el butano y propano es fijo, variando algo, en cambio, para el gas natural y el gas de destilería, que suelen estar afectados, por ser de distinta procedencia, o bien por cambios en la marcha de las instalaciones de destilación, respectivamente.

Véanse las tablas N^{os}. 12 y 13.

También puede determinarse el poder calorífico superior, por la siguiente fórmula:

$$Pcs = 30,4 CO + 30,5 H_2 + 95,3 CH_4 + 153 C_2H_6$$

Donde:

- Pcs = Poder calorífico superior
- CO = % óxido de carbono
- H₂ = % hidrógeno
- CH₄ = % metano
- C₂H₆ = % etano

Los porcentajes se consideran aquí en volumen.

TABLA N^o 11

Características del coque de petróleo

	Destilería de La Plata	Destilería Luján de Cuyo
<i>Análisis tal cual</i>		
Humedad	11,4 %	11,0 %
Materias volátiles	11,7 %	10,5 %
Carbono fijo	76,4 %	78,1 %
Cenizas	0,5 %	0,4 %
Pes kcal/kg	7710	7900
Pci kcal/kg	7625	7815
<i>Análisis elemental</i>		
	(base seca)	(base seca)
Carbono	92,32 %	92,66 %
Hidrógeno	3,93 %	4,10 %
Oxígeno	1,86 %	1,48 %
Nitrógeno	0,67 %	1,08 %
Azufre	0,32 %	0,18 %
Cenizas	0,90 %	0,50 %
Humedad	--	--
<i>Granulometría</i>		
Mayor de 101,6 mm	6,70 %	—
Mayor de 25,4 mm	18,80 %	24,90 %
Mayor de 12,7 mm	11,80 %	10,60 %
Mayor de 1 mm	32,00 %	24,40 %
Menor de 1 mm	30,70 %	40,10 %

Aire de combustión necesario para el coque de petróleo

CO ₂	Exceso de aire	Aire necesario	
		kg/kg	m ³ /kg
%	%		
18,9	0	10,62	8,67
17,1	10	11,68	9,54
15,7	20	12,74	10,40
14,4	30	13,80	11,27
13,4	40	14,87	12,14
12,5	50	15,93	13,00

TABLA N° 12

Características de los combustibles gaseosos

Gas Combustible	Origen	Composición media	Poder calorífico superior kcal/m ³	Observaciones
Natural	Pozos de yacimientos petrolíferos	Varía, principalmente CH ₄	9.300	Usado para distribución en ciudades
Butano	Subproducto de destilación obtenido de petróleos livianos	C ₄ H ₁₀ y algunas impurezas	27.500	Se licua fácilmente. Se vende licuado
Propano	Id. Id.	C ₃ H ₈ y algunas impurezas	22.400	Id. Id.
Gas de agua carburado	Obtenido de gasógenos y enriquecido con fuel oil gasificado	25 % H ₂ , 34 % CO, 15 % CH ₄ , 13 % C ₂ H ₄ , etc.	4.500	Usado para distribución en ciudades
Gas de hulla	Destilación del carbón	48 % H ₂ , 32 % CH ₄ , 6 % CO, 6 % N ₂ , etc.	4.500	Id. Id.
Gas de aceite	Obtenido del fuel-oil	54 % H ₂ , 27 % CH ₄ , 10 % CO, etc.	9.000	Id. Id. indistintamente con el gas natural
Gas de refinería	Subproducto de destilación de petróleo	C ₃ H ₈ , C ₄ H ₁₀ , y otros	9.500/11.000	Uso restringido: a destilería y cercanías
Gas de gasógeno	Obtenido de madera, carbón, etc.	59 % N ₂ , 22 % CO, 11 % H ₂ , 2 % CH ₄ , etc.	1.200	Uso directo en hornos, etc. Requiere purificación
Gas de alto horno	Obtenido de escape de alto horno	58 % N ₂ , 27 % CO, 2 % H ₂ , 12 % CO ₂ , etc.	90/120	Usado en planta siderúrgica

TABLA N° 13

Poder calorífico de los combustibles gaseosos

Tipo de gas	Poder calorífico superior		Poder calorífico inferior	
	kcal/m ³	kcal/kg	kcal/m ³	kcal/kg
Gas natural	9.300	12.500	8.400	11.300
Gas refinería	9.500/11.000	—	—	—
Propano	22.400	12.600	21.400	11.100
Butano	27.500	10.760	25.000	9.700

TABLA N° 14

Composición de los combustibles gaseosos

Tipo de gas	Composición % en volumen							
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	Otros hidrocarburos	CO ₂	O ₂	N ₂
Gas natural	92,8	3,0	1,2	0,4	0,4	0,7	0,3	1,2
Gas refinería	80	4,0	7	4	3	—	—	—
Propano	—	—	100	—	—	—	—	—
Butano	—	—	—	100	—	—	—	—

A los grandes consumidores les conviene realizar el control periódico del poder calorífico, ya que las tarifas se ajustan sobre el contenido calórico del gas. Es normal apreciar el poder calorífico de los combustibles gaseosos por m³, en lugar de hacerlo por kg.

Composición química.

La composición del gas natural varía algo, según las zonas de producción. Está constituido principalmente por metano CH₄ y pequeños porcentajes de otros hidrocarburos, y a veces, el gas natural suele traer apreciables cantidades de anhídrido carbónico.

El gas de refinería tiene composición variable, pero está formado, principalmente, por: propano, butano, pentano, metano, etano, algo de vapor de agua e inertes. El butano y propano son comercialmente puros y libres de otros componentes.

Las tablas N^{os} 12 y 14 dan la composición media de los combustibles gaseosos usuales, y también de otros menos usados.

Densidad.

Es costumbre establecer la densidad de los gases, con relación al aire, dato que es de importancia para el cálculo de quemadores a inyección. El gas natural y el gas de refinería son más livianos que el aire; en cambio, el propano y el butano son más pesados. En el caso de estos dos últimos, interesa también el peso específico al estado líquido, a fin de calcular volúmenes de tanques, etc. (ver tabla N^o 15).

TABLA N^o 15

Densidades de los combustibles gaseosos

Tipo de gas	Peso específico kg/m ³ (1)	Densidad	
		Gases con relación al aire	Líquidos con relación al agua
Natural (2)	0,76	0,62	—
Refinería (2)	0,98	0,80	—
Propano	1,91	1,56 (3)	0,5 (4)
Butano	2,56	2,09 (3)	0,58 (4)

(1) En estado gaseoso a 15° y 760 mm.

(2) Estos valores pueden variar.

(3) En estado gaseoso.

(4) En estado líquido.

Velocidad de ignición.

En los gases mezclados con aire, la llama se propaga a velocidades variables según las proporcio-

nes de la mezcla. En el gráfico N^o 10, se pueden ver estas variaciones de velocidad en función del porcentaje del aire teórico requerido para la combustión. Este dato es también importante para el cálculo de quemadores con mezcla previa, a fin de evitar retroceso de la llama o a la inversa, el soplado de la misma y apagado del quemador. Las velocidades de ignición varían mucho con los distintos gases. Por ello, cada uno debe ser considerado adecuadamente.

Condiciones explosivas.

Una chispa, un fósforo, etc., pueden causar en un ambiente en el cual haya mezcla de gas y aire en determinadas proporciones, una violenta explosión. Para ello es necesario que la proporción de gas y aire esté dentro de ciertos límites. Abajo del límite inferior, no se produce explosión y pasando el límite superior, se produce una ignición violenta, pero sin explosión.

La explosión, en cambio, con velocidades de propagación del orden de varios km por segundo, tiene todos los efectos conocidos. Deben por ello, realizarse las instalaciones con el cuidado requerido y el manejo debe ser el adecuado, a fin de prevenir este peligro, toda vez que las explosiones no solamente pueden suceder dentro de habitaciones, sino también dentro de hornos o calderas, etc.

En la tabla N^o 16, se pueden ver los límites máximo y mínimo de concentraciones de gases, para evitar que exista el peligro de explosión.

TABLA N^o 16

Límites explosivos de una mezcla gaseosa

Tipo de gas	Límite % inferior	Límite % superior
Natural	5	14
Gasógeno	18	75
Propano	2,4	9,3
Butano	1,9	8,5
Manufacturado en general	5	35

Formas de suministro del gas.

El gas que se suministra por redes, es principalmente el gas natural; en ciertas localidades se suministra propano vaporizado.

Las presiones de suministro son:

Gas natural 200 mm c. a.

Propano . . . 280 mm c. a.

En algunas localidades las redes entregan el gas a 1,5—2 atm, reduciendo luego la presión por medio de una válvula a la presión de uso. Pero puede utilizarse directamente a esa presión, si es necesario.

Cuando el consumo es elevado y se toma el suministro directamente de un ramal de gasoducto a alta presión, ésta oscila mucho, pues varía según los requerimientos de la distribución. A causa de ello, es necesaria la instalación de una estación reductora de presión, medición y control. En estos casos, las presiones de uso generalmente oscilan entre 3 y 4 atm.

El propano y butano se entregan, normalmente, en tubos, camiones o vagones-tanque, a presión en es-

tado líquido. La instalación de los recipientes para su almacenaje está regida por adecuadas especificaciones de seguridad.

El propano hierve a -40°C a la presión atmosférica y el butano lo hace a 0°C . Ello puede ocasionar que el butano no vaporice en días muy fríos. En algún caso puede ser necesario calentar el tubo o tanque que contenga el butano líquido.

Aire de combustión.

En la tabla N° 17 se detallan las cantidades de aire de combustión necesarias para los distintos gases combustibles y con distintos valores de CO_2 o sea diferentes excesos de aire.

GRAFICO N° 10

VELOCIDAD DE IGNICION DE LOS GASES

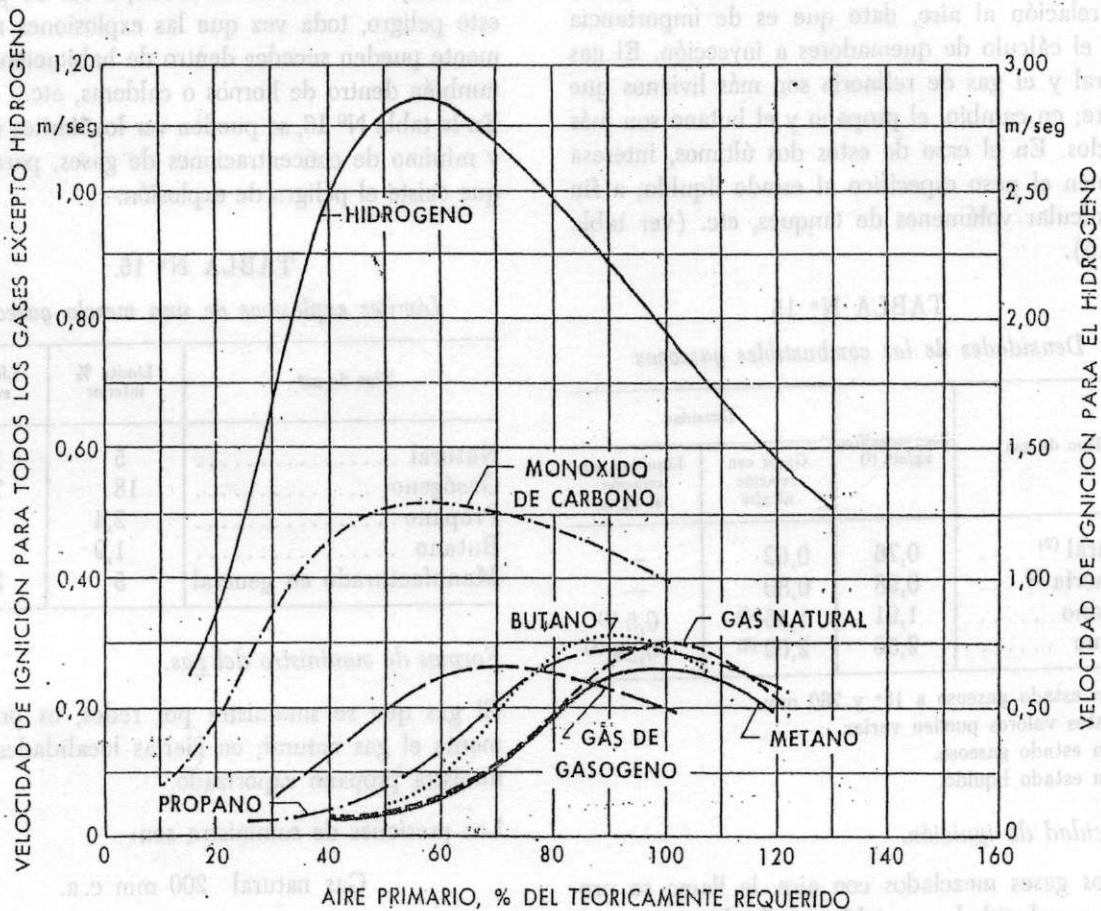


TABLA N° 17

Aire de combustión necesario para el gas natural

CO ₂	Exceso de aire	Aire necesario	
		kg/kg	m ³ /kg
12,1	0	16,70	13,60
11,4	5	17,53	14,28
10,9	10	18,37	14,96
10,3	15	19,20	15,64
9,9	20	20,04	16,32

Leña. Rezagos vegetales: bagazo, cascarillas, aserrín, etc.

Años atrás, la leña fue un combustible de mucho uso. La extracción indiscriminada que se llevó a cabo en los bosques, a raíz de la escasez de combustibles, motivada por las dos guerras mundiales, redujo considerablemente las existencias, alargando los recorridos del transporte y encareciendo los costos.

Hoy el consumo de leña, se ha visto disminuido a las cercanías de las zonas de producción.

Los rezagos vegetales: aserrín, bagazo, cascarillas, etc., son consumidos también en sus zonas de producción. Salvo el bagazo, que es el combustible usado en la industria azucarera, los demás no revisten mayor importancia.

Para quemar adecuadamente los combustibles celulósicos, es necesario conocer sus características básicas, al igual que las de otros combustibles.

El poder calorífico, la composición química, el peso específico y la densidad aparente, la clasificación, el contenido de humedad, el contenido de cenizas y sus temperaturas de fusión. Los datos técnicos para la combustión y los usos comerciales, son elementos de juicio para utilizar los combustibles y proyectar adecuadamente las instalaciones.

Poder calorífico.

El poder calorífico de los combustibles celulósicos para los distintos tipos de leñas y rezagos, es prácticamente constante sobre base seca, exentos de humedad.

El poder calorífico puede fijarse en:

Pcs 4.750 kcal/kg

Pci 4.430 kcal/kg

En el caso de bagazo, que contiene sacarosa y otras impurezas, se considera que el poder calorífico es 1.825 kcal/kg con 50 % H₂O, con un aumento o disminución de 45 kcal cada 1 % que disminuye o aumenta la humedad.

La humedad, que es sumamente variable, modifica considerablemente los poderes caloríficos reales de los combustibles, tal cual se dispone de ellos.

El gráfico N° 11 permite determinar rápidamente los poderes caloríficos superior e inferior de un combustible, en base a su tenor de humedad.

Composición química.

En la composición química de los combustibles celulósicos, al igual que en los carbones, puede apreciarse el análisis sumario y el análisis elemental.

Los valores del análisis sumario, hecha abstracción de la humedad, varían muy poco, pudiendo aceptarse, sobre base seca, la siguiente composición porcentual:

	%
Carbono fijo	23,4
Materias volátiles .	75,8
Cenizas	0,8

El análisis elemental, es también bastante constante por las mismas razones y puede considerarse como promedio, la siguiente composición:

	%
Carbono	50,20
Hidrógeno	7,00
Oxígeno	42,00
Ceniza	0,80

Sobre los datos anteriores pueden realizarse los cálculos de la combustión, pero debiéndose considerar especialmente el contenido de humedad.

Peso específico. Densidad aparente.

El peso específico de las maderas varía considerablemente. Las duras: quebracho, urunday, etc., son más pesadas que el agua. Las blandas son mucho más livianas y con contenido de humedad elevado: sauce, álamo, pino Paraná, etc. (ver tabla N° 18). La densidad aparente o de almacenaje, varía también (ver tabla N° 19), siendo bajísima para bagazo, aserrín, etc.

TABLA N° 18

Peso específico de los combustibles celulósicos

Tipo	Humedad	kg/dm ³
Quebracho campana	9 %	1,2
Quebracho	14 %	1,14
Ñandubay	32 %	1,06
Leña fuerte mezcla	28 %	0,84
Eucalipto	20 %	0,69
Alamo	40 %	0,58
Sauce	40 %	0,55

TABLA N° 19

Densidad aparente de los combustibles celulósicos

Combustible	kg/m ³
Leña dura	600/700
Leña floja	350/400
Aserrín	300/350
Bagazo	200/250
Cascarillas	150/200

Clasificación.

Las leñas normalmente se denominan duras o fuertes, y blandas o flojas. La razón de esta clasificación, está basada en el peso específico y en el contenido de humedad.

Un trozo de quebracho de 10 dm³, de un peso específico de 1,15 y con un contenido de humedad del 14 % se reduce a 2,10 kg de carbón, formando una brasa duradera.

En cambio, un trozo de sauce también de 10 dm³, de 0,54 de peso específico y con 50 % de humedad, sólo producirá 0,54 kg de carbón. Esta leña, desde luego, arderá mucho más rápidamente que la otra, justificándose así la distinción anterior.

Aparte de la clasificación en leñas fuertes y flojas, el tenor de humedad es el factor que define su calidad.

Las leñas fuertes pueden ser tipo "verde" o "campana". La leña verde es obtenida de árboles vivos, oreada luego al aire. La leña "campana" es la obtenida de árbol seco, desprovista de corteza y sámag. Esta última tiene un porcentaje de humedad bastante bajo.

Contenido de humedad.

Como se ha dicho repetidamente, la humedad de los celulósicos varía ampliamente. La leña dura verde, oreada 6 meses, puede tener 30-40 % de humedad. La leña dura campana, puede tener de 8 a 15 %. Las leñas blandas, con 2 a 4 meses de oreo, pueden llegar al 40-50 %.

El bagazo, residuo de la fabricación del azúcar, varía del 45-55 %, influyendo en ello el tipo de trapiche que muele la caña, la época y el tiempo de cosecha. Los otros rezagos, cascarillas, aserrín, etc., varían mucho, siendo conveniente controlarlos en cada caso.

Cenizas.

El contenido de cenizas en los combustibles celulósicos es bajo: varía de 0,75 a 1,75 % (en casos aislados llega al 2 %).

Son importantes las temperaturas de ablandamiento, fusión y licuación. Ellas definen el proyecto de los hornos, fijando las temperaturas medias.

Pueden aceptarse como valores medios, los siguientes:

- Ablandamiento . . . 1.190° C
- Fusión 1.215° C
- Licuación 1.350° C

Estos valores fluctúan según la zona de procedencia del combustible, calidad de las tierras, usos de abonos, etc.

Aire de combustión.

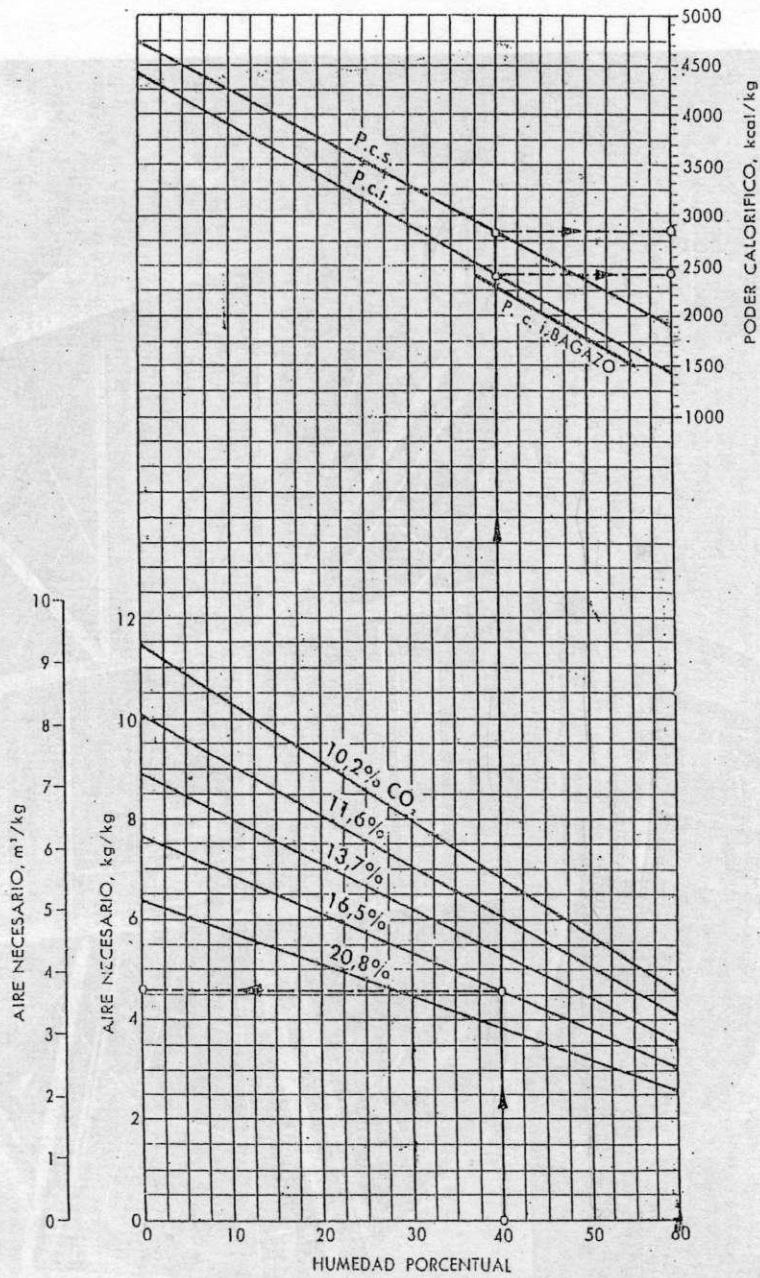
El gráfico N° 11 permite fijar las cantidades de aire necesarias para quemar cualquier combustible celulósico, con distintos porcentajes de humedad y con distintos excesos de aire. También da los valores del poder calorífico.

Comercio.

La leña se vende por tonelada, especificando características y tipos. Se acostumbra a trozarla para la industria, a la medida "ferrocarril", que establece diámetro máximo de 300 mm y largos de 600 mm, medidas adoptadas con el fin de facilitar el manípulo y carga de los hornos. La leña blanda se suele vender al volumen. Los rezagos vegetales, en general, son comercializados en muy pequeña escala.

COMBUSTIBLES CELULOSICOS

PODERES CALORIFICOS
AIRE DE COMBUSTION NECESARIO



EJEMPLO:

HUMEDAD PORCENTUAL: 40%

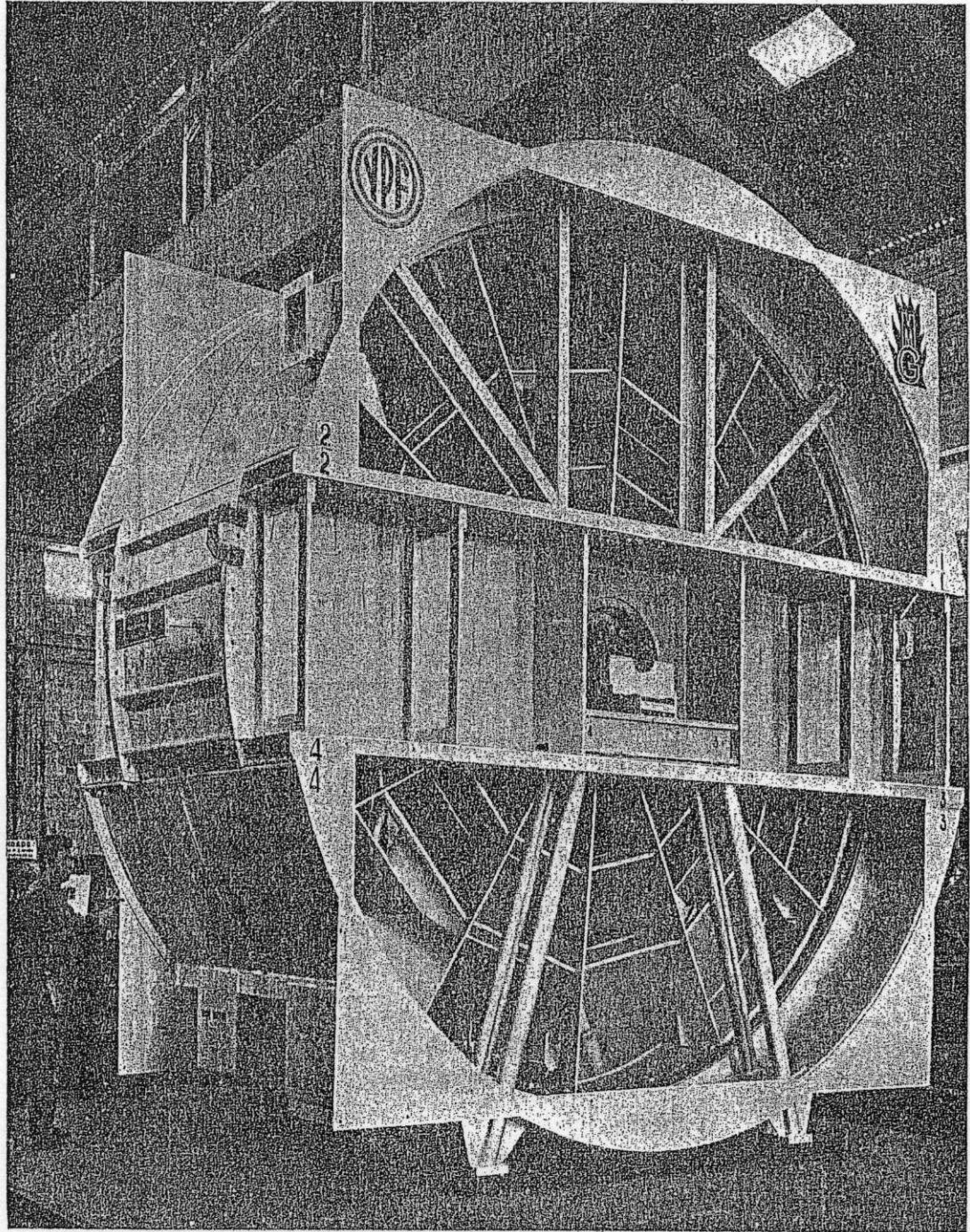
CO₂: 16,5

P. c. s.: 2840 kcal/kg

P. c. i.: 2400 kcal/kg

AIRE DE COMBUSTION NECESARIO: 4,30 kg/kg

3,70 m³/kg



Precaentador de aire Ljungstrom, perteneciente a una caldera de 160.000 kg/h de evaporación

CAPITULO 3

Transmisión del calor - Conducción - Convección -
Transmisión a través de las paredes - Diferencia media
logarítmica de temperaturas - Coeficiente de convección -
Radiación - Coeficiente de transmisión total -
Radiación gaseosa - Cálculo de la transmisión
del calor por el método de los espesores equivalentes.
Cálculo gráfico.

Transmisión del calor.

El calor se transmite de un cuerpo caliente a otro más frío, por medio de alguna de las siguientes formas:

Conducción
Convección
Radiación

Para su mejor comprensión, conviene estudiar cada forma separadamente, pero sin olvidar que el calor se transmite simultáneamente por una o varias de dichas formas.

Los problemas vinculados a la transmisión del calor, han sido objeto de muchos estudios. Primero en forma teórica, con el fin de establecer leyes generales sobre el fenómeno físico, y luego en forma experimental y práctica, con el fin de determinar los coeficientes y valores necesarios para los cálculos. En este libro se ha tratado primero de explicar el fenómeno. Una vez comprendido éste, se podrá hacer uso consciente de los datos prácticos, tomando los valores adecuados y dándoles a cada uno la correspondiente importancia, dentro del problema. Hay valores que influyen poco en el resultado y es inútil extremar exactitud. En cambio, aquéllos cuya influencia es grande, deben apreciarse con prudencia. Un problema de transmisión de calor, lleva siempre implícito un cierto porcentaje de inexactitud, debido a muchos factores, por lo tanto,

son inútiles los excesivos cuidados, en muchos de los casos.

Conducción.

Paredes planas.

Cuando un sólido se calienta en un punto, el calor se transmite a través de él en todas direcciones. En el caso particular de una pared plana calentada de un lado, el calor se transmite a través de ella. Alcanzando el régimen estacionario, la cantidad de calor transmitida se hace en forma directamente proporcional a la superficie de la pared, a la diferencia de temperatura entre ambas caras de ella, al coeficiente de conducción e inversamente proporcional al espesor.

Matemáticamente, puede representarse así:

$$Q = \frac{kA(t_1 - t_2)}{b} \quad [1]$$

Donde:

Q (kcal/h) = Cantidad horaria de calor
 k (kcal m/m²h °C

o kcal/mh °C) = Coeficiente de conducción

t_1, t_2 (°C) = Temperaturas a ambos
lados de la pared

A (m²) = Superficie considerada

b (m) = Espesor de la pared

TABLA N° 20

Conductibilidad térmica de materiales diversos con indicación de la temperatura a que ha sido establecido el coeficiente

	Temperatura °C	Conductibilidad kcal/mh °C		Temperatura °C	Conductibilidad kcal/mh °C	
<i>Metales</i>						
Acero dulce	100	38,6	Refractario de magnesita. (Continuación)	800	2,65	
	600	31,2		1.000	2,52	
	Aluminio	0		174,0	1.200	2,40
		100		177,0	1.400	2,40
		200		184,4	<i>Refractarios aislantes</i>	
Bronce	300	197,7	Serie 16	200	0,10	
	500	231,0		400	0,13	
	Cobre	20	50,0		600	0,15
		100	60,0	Serie 20	800	0,18
		0	333,0		200	0,13
Hierro (puro)	100	324,0		400	0,15	
	650	300,0		600	0,18	
	0	64,0		800	0,22	
Hierro (fundido)	400	41,6	Serie 23	1.000	0,24	
	0	43,1		200	0,19	
Latón 70-30	100	41,6		400	0,22	
	0	89,2		600	0,25	
Níquel	400	99,7		800	0,29	
	0	53,5	Serie 26	1.000	0,32	
Oro	300	47,6		1.200	0,36	
	20	250,0		200	0,21	
Plata	100	253,0		400	0,23	
	0	363,0		600	0,28	
Plomo	100	357,0		800	0,32	
	0	31,2	Serie 28	1.000	0,35	
	200	26,7		1.200	0,39	
Zinc	0	95,0		1.400	0,42	
	200	92,2		200	0,27	
	400	80,3		400	0,30	
<i>Materiales refractarios</i>						
<i>(Ladrillos)</i>						
Refractario silico-aluminoso.	200	0,86		600	0,33	
	400	0,96		800	0,37	
	600	1,00	Ladrillo aislante de diatomea	1.000	0,40	
	800	1,12		1.400	0,47	
	1.000	1,20		200	0,07	
	1.200	1,30		400	0,09	
	1.400	1,36	Ladrillo común de construcción	600	0,11	
Refractarios de sílice	200	0,90		—	0,50	
	400	1,08	Ladrillo hueco de construcción	—	0,30	
	600	1,22	<i>Materiales aislantes diversos</i>			
	800	1,39	Magnesia 85 %	40	0,058	
	1.000	1,53		250	0,069	
	1.200	1,71	Lana de vidrio	40	0,045	
	1.400	1,87		300	0,080	
Refractarios de cromo ...	200	1,20	Lana mineral	40	0,033	
	400	1,32		300	0,082	
	600	1,40	Amianto en chapas	40	0,145	
	800	1,52		100	0,165	
	1.000	1,62		150	0,175	
	1.200	1,74	Corcho	400	0,192	
	1.400	1,83		0	0,031	
Refractario de magnesita.	200	4,02		50	0,041	
	400	3,49	Filtro de pelo	20	0,032	
	600	3,04				

El coeficiente de conducción k , varía según los materiales y según la temperatura. En la tabla N° 20, hay una lista de los que se emplean principalmente en la industria: metales, aislantes, etc. y es usada para distintos cálculos mostrándonos el coeficiente de conducción y las temperaturas a las que éste ha sido determinado.

Ejemplo: Calculemos la cantidad de calor que transmite la pared de un horno, estando la cara interior a 600°C , y la exterior a 200°C , siendo su espesor de 230 mm. La pared es de refractario común.

Según la tabla el coeficiente para el refractario entre 200°C y 600°C es:

$$k = 0,93 \text{ kcal/mh } ^{\circ}\text{C}$$

Aplicando la fórmula I tenemos:

$$Q = \frac{0,93 \text{ kcal/mh } ^{\circ}\text{C} (600^{\circ}\text{C} - 200^{\circ}\text{C})}{0,23 \text{ m}} =$$

$$= 1.617 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

Paredes cilíndricas.

La fórmula anterior sufre una pequeña modificación, cuando se trata de superficies que no son planas. El caso más común para la técnica, es la superficie cilíndrica, para la cual la fórmula que corresponde es:

$$Q = \frac{k2\pi L (t_1 - t_2)}{2,3 \log \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \quad \text{[II]}$$

Los símbolos son los mismos de la fórmula anterior, y además:

$$\pi = 3,14$$

L (m) = Largo del cilindro

r_1, r_2 (m) = Radios, interior y exterior de la superficie cilíndrica

Considerando a t_1 como la temperatura interior, si $(t_1 - t_2)$ es positivo, hay flujo de calor del interior hacia afuera; si la diferencia es negativa, el flujo es de afuera hacia adentro.

Es interesante observar que en la fórmula sólo aparece la relación $\frac{r_2}{r_1}$; por lo tanto la cantidad

de calor transmitida es independiente del diámetro absoluto del cilindro. Pero si las temperaturas t_1 y t_2 fueran las mismas, tendríamos igual pérdida de calor en un tubo de $\varnothing 50$ mm y de 25 mm de aislación que en un tubo de 150 mm \varnothing y con una aislación de 75 mm. El material aislante deberá ser igual en ambos casos. Si la relación $\frac{r_2}{r_1}$ es menor de 2 puede usarse la fórmula para las superficies planas sin error grave, debiendo en este caso tomarse la media entre la superficie interna y externa.

Aclaremos el concepto con un ejemplo:

Tomemos un tubo de $\varnothing 150$ mm con 25 mm de aislación de magnesia 85 %. Calculemos la pérdida de calor por metro de longitud, siendo las temperaturas: $t_1 = 120^{\circ}\text{C}$ y $t_2 = 20^{\circ}\text{C}$. El coeficiente de conducción para la magnesia a 70°C es $0,060 \text{ kcal/mh } ^{\circ}\text{C}$.

Aplicando la fórmula II:

$$Q = \frac{0,060 \text{ kcal/mh } ^{\circ}\text{C} \times 2 \times 3,14 (120^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C})}{2,3 \log \left(\frac{0,100 \text{ m}}{0,075 \text{ m}} \right)} =$$

$$= 132,3 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

Con la fórmula de las superficies planas y tomando como valor de cálculo de ésta, la media entre interior y exterior, o sea la correspondiente a $\varnothing 175$ mm que nos da $0,55 \text{ m}^2$ por metro de longitud cilíndrica, tendremos:

$$Q = \frac{0,060 \text{ kcal/mh } ^{\circ}\text{C} \times 0,55 \text{ m}^2 (120^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C})}{0,025 \text{ m}} =$$

$$= 132 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

y el resultado es prácticamente igual. El mismo problema puede presentarse con hornos pequeños, donde con paredes planas muy gruesas, la diferencia de superficies internas y externas puede ser importante. En estos casos, conviene tomar la superficie media, obteniéndose así resultados suficientemente exactos en la mayoría de las veces.

Paredes compuestas.

Estudiemos ahora las paredes compuestas de varias capas de distintos materiales y por lo tanto, con

distinto coeficiente de conducción. Podemos decir que en estado de régimen, la cantidad de calor que pasará por hora de una capa a otra, será la misma. Tratándose de tres materiales diferentes tendremos:

$$Q = \frac{k_1 (t_1 - t_2)}{b_1} = \frac{k_2 (t_2 - t_3)}{b_2} = \frac{k_3 (t_3 - t_4)}{b_3}$$

Los valores de k_1 , k_2 y k_3 son conocidos. También serán conocidos los espesores b_1 , b_2 y b_3 y las temperaturas extremas t_1 y t_4 ; puede deducirse entonces:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{b_1}{k_1}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{b_2}{k_2}} = \frac{t_3 - t_4}{\frac{b_3}{k_3}}$$

y sumando antecedentes y consecuentes tenemos:

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{b_1}{k_1} + \frac{b_2}{k_2} + \frac{b_3}{k_3}}$$

Con esta fórmula se resuelve el problema, pero no se pueden calcular las temperaturas intermedias t_2 y t_3 , lo cual puede ser importante, sobre todo, cuando se trata de no exceder las temperaturas máximas de algunos materiales aislantes. Más adelante se verá cómo, por medio de los "espesores equivalentes", éstas pueden calcularse fácilmente.

Para calcular Q se toman de las tablas los valores de k , que siempre deben elegirse a la temperatura de trabajo. Si hay variaciones importantes entre la cara caliente y la fría, pueden tomarse las temperaturas y valores promedios.

Convección.

La transmisión de calor por convección se realiza entre sólidos y fluidos (líquidos o gases).

Cuando un sólido, más claramente una pared sólida, a cierta temperatura está en contacto con un gas o líquido a distinta temperatura, tiene lugar la transmisión de calor por convección.

Las partículas del fluido, en contacto con la pared más caliente aumentan su temperatura y tienden a subir, en razón de su menor densidad. Al desplazarse las partículas calientes, son reemplazadas por las frías que a su vez se calientan y así sucesiva-

mente, se repite el ciclo. Esta es la transmisión del calor por convección.

Cuando los desplazamientos del fluido son debidos al cambio de densidad, se llama *convección natural* y cuando es ayudado por ventiladores o bombas, se llaman *convección forzada*.

El estudio de la transferencia de calor, desde una pared sólida a un fluido, es un poco complicado. Una pequeña capa de fluido permanece estacionaria, adherida a la pared o desplazándose muy lentamente. La transmisión del calor a través de ella se produce principalmente por conducción. Más allá de esa capa el fluido se mueve libremente y la convección se realiza como se ha dicho anteriormente.

El espesor de esta lámina varía con una serie de factores, teniendo ello directa influencia en la cantidad de calor transmitida.

Entre un sólido y un fluido la transmisión de calor por convección, es proporcional a la diferencia de temperaturas, a la superficie considerada y a un coeficiente propio de las condiciones en que se opere la transferencia.

Matemáticamente podemos escribir:

$$Q = a_c A (t_1 - t_2)$$

donde:

a_c (kcal.m².h °C) = Coeficiente de convección

Siendo ya conocidos los otros valores.

El coeficiente a_c varía muchísimo, desde pocas unidades para la convección natural a varios miles de kcal/m².h °C en el caso de vapores que se condensan. Es por lo tanto absolutamente necesario, elegir adecuadamente el coeficiente, a fin de tener resultados satisfactorios.

Afecta el valor del coeficiente, la temperatura, la viscosidad del fluido, la velocidad (si el movimiento es forzado), la posición de las superficies (si la convección es natural), la presión, etc. Infiuye, además, mucho en el coeficiente, el hecho de que el fluido cambie o no de estado, por ejemplo, un líquido que se evapore o un vapor que se condense.

Transmisión a través de las paredes.

Es normal en la técnica, el problema de conocer la transmisión del calor entre dos fluidos a través de una pared. Por ejemplo, calentar agua o aire

con vapor o agua caliente por medio de un serpentín o intercambiador.

En esas condiciones, debemos considerar primero: la convección desde el fluido más caliente a la pared; segundo: la conducción a través de la pared, y tercero: la convección desde la pared al fluido más frío. En el estado de régimen, las cantidades de calor transmitidas en cada una de las tres condiciones, serán las mismas.

Luego:

$$Q = a_{c1} (t_1 - t_2) = \frac{k (t_2 - t_3)}{b} = a_{c2} (t_3 - t_4)$$

o también:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{a_{c1}}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{b}{k}} = \frac{t_3 - t_4}{\frac{1}{a_{c2}}}$$

y sumando antecedentes y consecuentes, tenemos:

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{1}{a_{c1}} + \frac{b}{k} + \frac{1}{a_{c2}}}$$

y denominando

$$\frac{1}{\frac{1}{a_{c1}} + \frac{b}{k} + \frac{1}{a_{c2}}} = J$$

tendremos

$$Q = J (t_1 - t_4)$$

J, es el coeficiente de transmisión combinado. Recordemos además que $\frac{b}{k}$ es para pared sencilla; si fuera compuesta, la fórmula sería algo distinta, como ya se vio anteriormente. Las temperaturas superficiales de la pared, se pueden calcular por las siguientes expresiones:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{a_{c1}} \text{ y } t_3 = t_4 + \frac{Q}{a_{c2}}$$

Con frecuencia, por ser b pequeño y k grande (paredes metálicas), la relación $\frac{b}{k}$ resulta muy

chica y puede despreciarse; J queda entonces:

$$J = \frac{1}{\frac{1}{a_{c1}} + \frac{1}{a_{c2}}}$$

Este valor de J puede calcularse fácilmente por el gráfico N° 12, entrando en él con los valores de a_{c1} y a_{c2} .

El despreciar $\frac{b}{k}$ lleva implícito suponer que:

$$t_2 - t_3 = t_p$$

siendo

$$t_p (\text{°C}) = \text{temperatura de la pared}$$

La temperatura (t_p) puede calcularse así:

$$t_p = \frac{a_{c1} t_1 + a_{c2} t_4}{a_{c1} + a_{c2}}$$

Si uno de los valores de a_c es pequeño con relación al otro, no vale la pena hallar el valor de J o sea el coeficiente combinado, sino que se usa el valor de a_c más pequeño directamente.

Diferencia media logarítmica de temperaturas.

Tratándose de intercambiadores de calor por tubos o similares, es necesario establecer la diferencia media de temperaturas entre los fluidos que se calientan, enfrían, condensan o evaporan. Como es sabido la disposición de circulación de los fluidos puede ser en contra-corriente o en corrientes paralelas o también puede ser el caso intermedio en que un fluido se evapora o condensa. La fórmula para determinar la diferencia media de temperaturas, que también puede resolverse con el gráfico N° 13, es:

$$\Delta_{t_m} = \frac{\Delta_{t_1} - \Delta_{t_2}}{2.3 \log \left(\frac{\Delta_{t_1}}{\Delta_{t_2}} \right)}$$

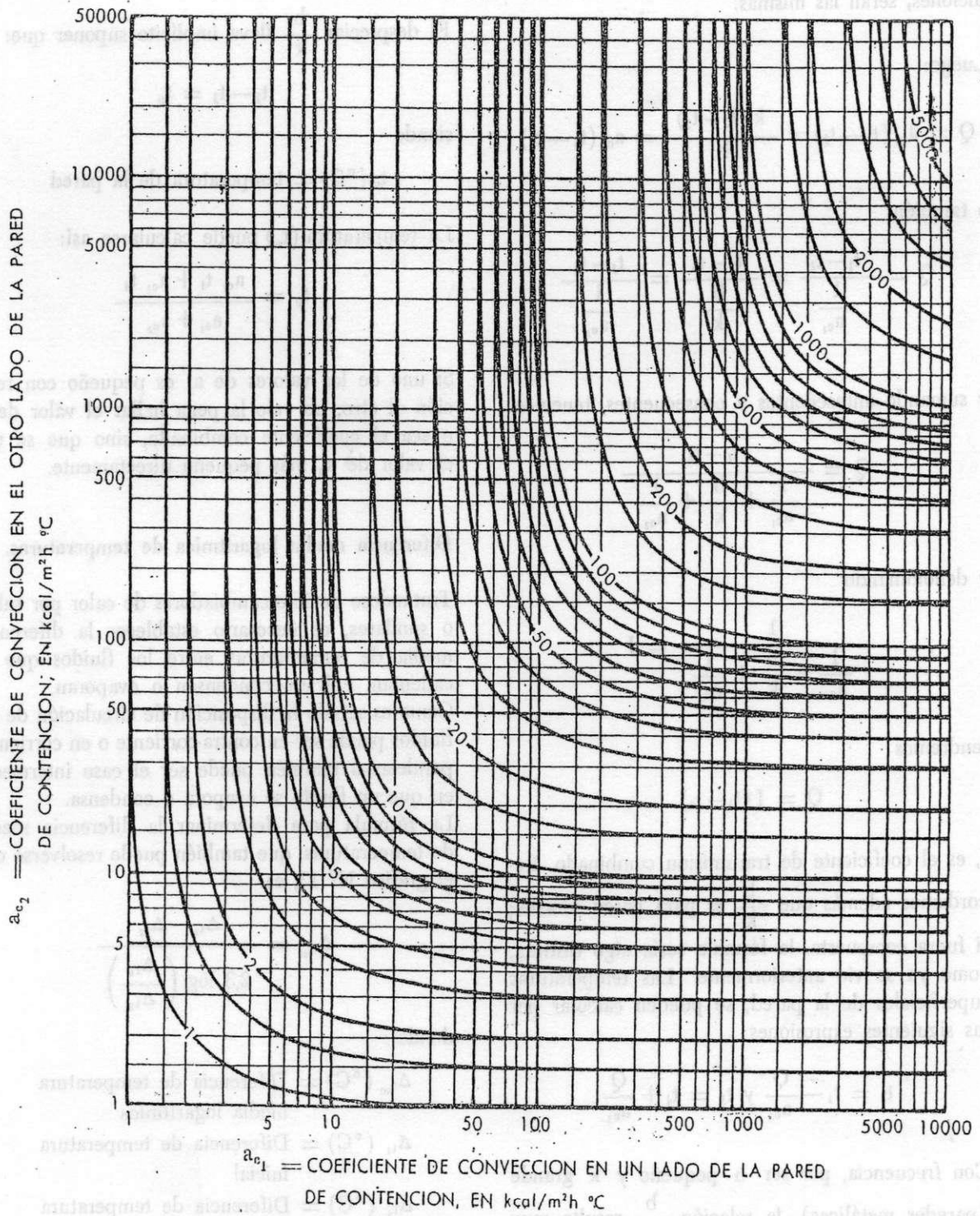
donde

Δ_{t_m} (°C) = Diferencia de temperatura media logarítmica

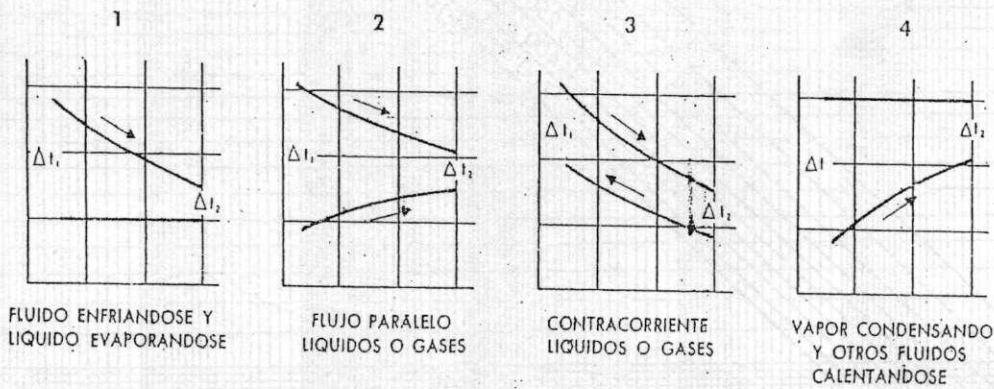
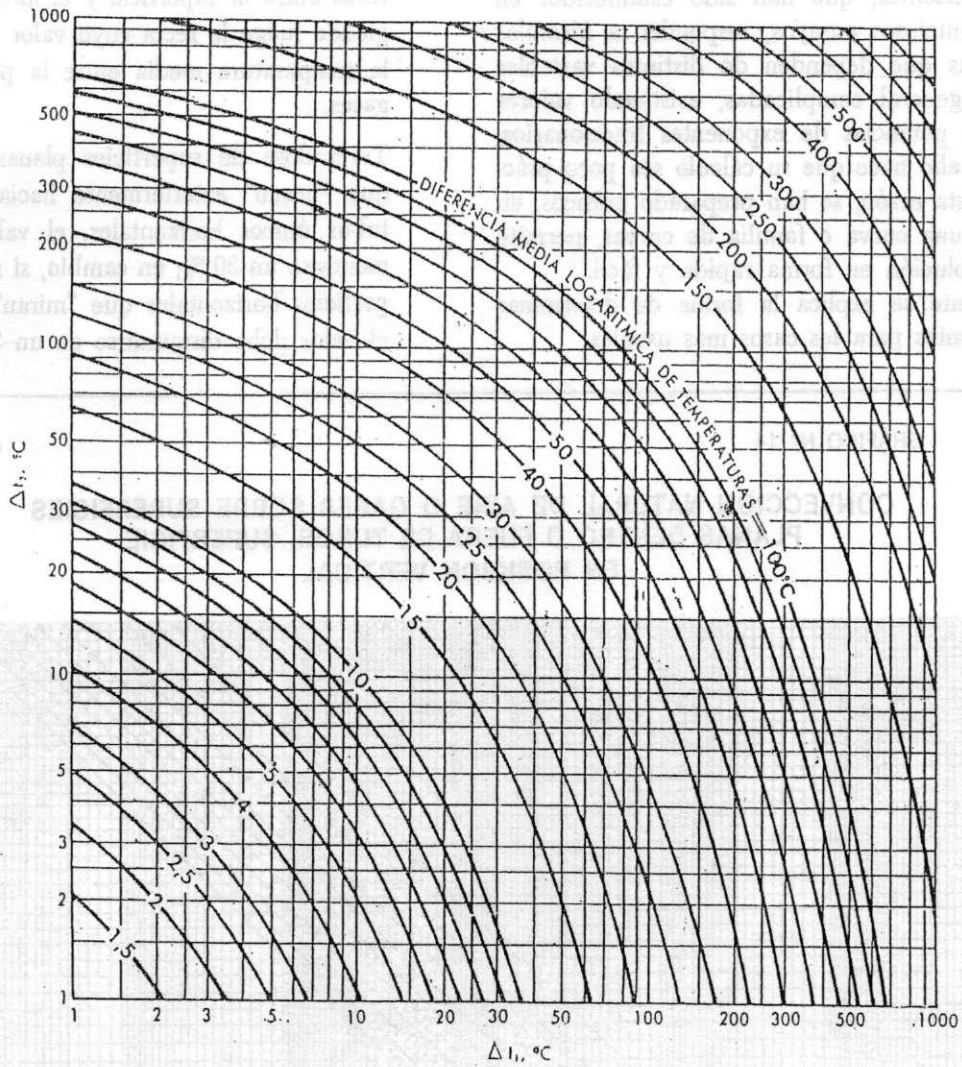
Δ_{t_1} (°C) = Diferencia de temperatura inicial

Δ_{t_2} (°C) = Diferencia de temperatura final.

CALCULO DE COEFICIENTE DE TRANSMISION TOTAL DEL CALOR



DETERMINACION DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR



$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2.3 \log \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

Coefficiente de convección.

En la solución de los problemas térmicos, se presentan una serie de casos característicos, para los cuales se requiere conocer el coeficiente de convección.

Estos coeficientes, que han sido establecidos en base a minuciosos ensayos, responden a fórmulas matemáticas que dependen de distintas variables y son en general complicadas, existiendo valores elevados a potencias de exponentes fraccionarios, etc. Todo ello hace que su cálculo sea poco práctico. Por esta razón, se han preparado gráficos, en los cuales una curva o familia de curvas, permite hallar la solución en forma rápida y fácil.

Seguidamente se explica la forma de determinar los coeficientes para los casos más usuales.

1º Convección natural de aire o gases, sobre superficies planas, interior o exterior de tubos.

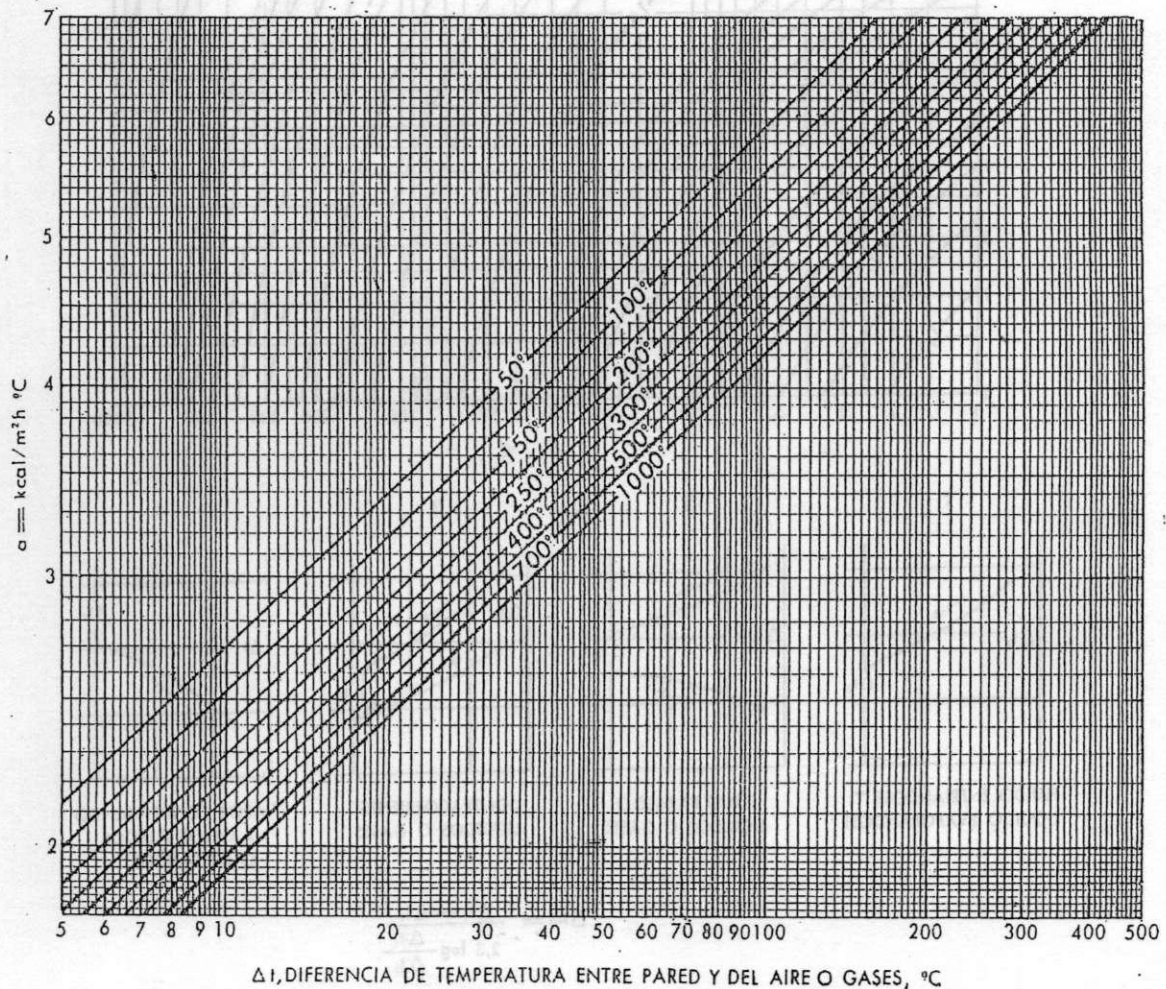
Superficies en posición vertical (caso Nº 1) del gráfico Nº 14 que permite establecer el coeficiente, entrando con la diferencia de temperaturas entre la superficie y el aire o gases. Elijiendo luego la recta cuyo valor corresponda a la temperatura media entre la pared y aire o gases.

Tratándose de superficies planas horizontales, que "miran" exteriormente hacia arriba o de tubos únicos horizontales, el valor puede aumentarse un 30%; en cambio, si se trata de superficies horizontales que "miran" hacia abajo, el valor debe disminuirse en un 30%.

GRAFICO Nº 14

CASO Nº 1

CONVECCION NATURAL DE AIRE O GASES SOBRE SUPERFICIES PLANAS DENTRO O FUERA DE TUBOS. SUPERFICIE EN POSICION VERTICAL



2º Convección forzada de aire o gases, circulando dentro de tubos (caso Nº 2).

El gráfico Nº 15 permite establecer el coeficiente, entrando con la velocidad de flujo de aire o gases en abscisas, y eligiendo la recta cuya temperatura media se aproxime a la diferencia entre la del fluido y el tubo, corrigiendo luego el valor según sea el diámetro del mismo. Cuando se trata de convección forzada y el aire o gases circulan por el exterior de un grupo de tubos, con la dirección del flujo paralela a ellos, se toma el diámetro equivalente, calculando por la fórmula:

$$\phi_{eq} = \frac{4 \times \text{área}}{\text{perímetro}}$$

o más sencillamente por medio del gráfico Nº 16 y entrando luego al gráfico Nº 15.

3º Convección forzada de aire o gases fuera de grupos de tubos, con dirección del flujo perpendicular a ellos (caso Nº 3 del gráfico Nº 17).

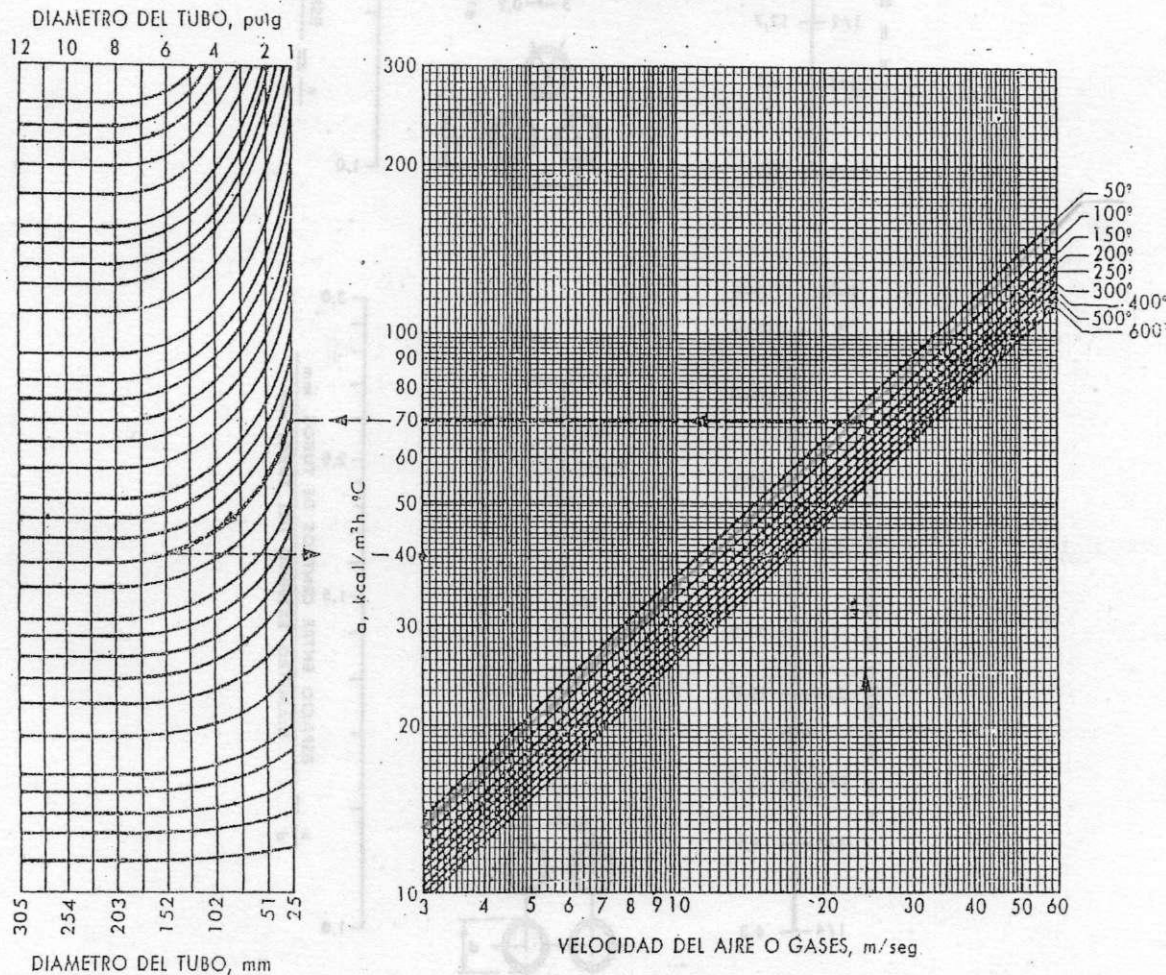
El coeficiente varía si los tubos están alineados o al tresbolillo. La determinación se hace con los gráficos Nº 17 y 17 bis. Entrando con la temperatura y velocidad de los gases, haciendo intervenir el diámetro y número de filas sucesivas de tubos.

4º Convección forzada de vapor sobrecalentado circulando dentro de tubos (caso Nº 4).

GRAFICO Nº 15

CASO Nº 2

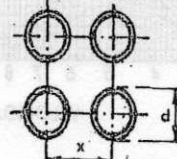
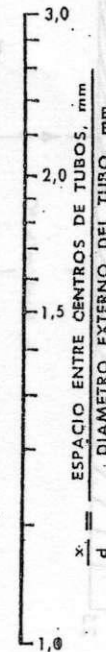
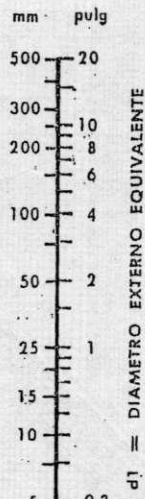
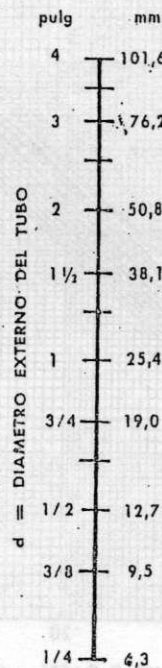
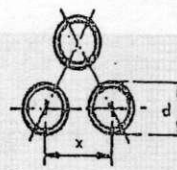
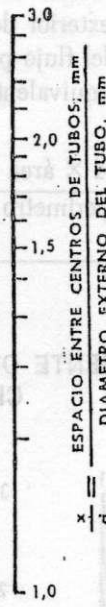
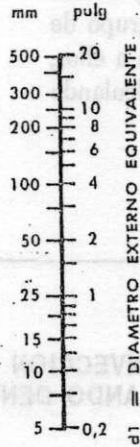
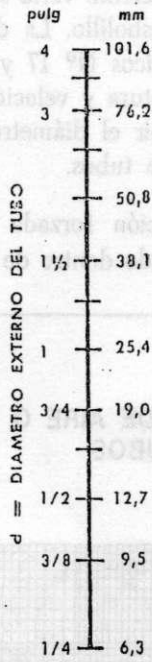
COEFICIENTE DE CONVECCION FORZADA DE AIRE O GASES CIRCULANDO DENTRO DE TUBOS



EJEMPLO:

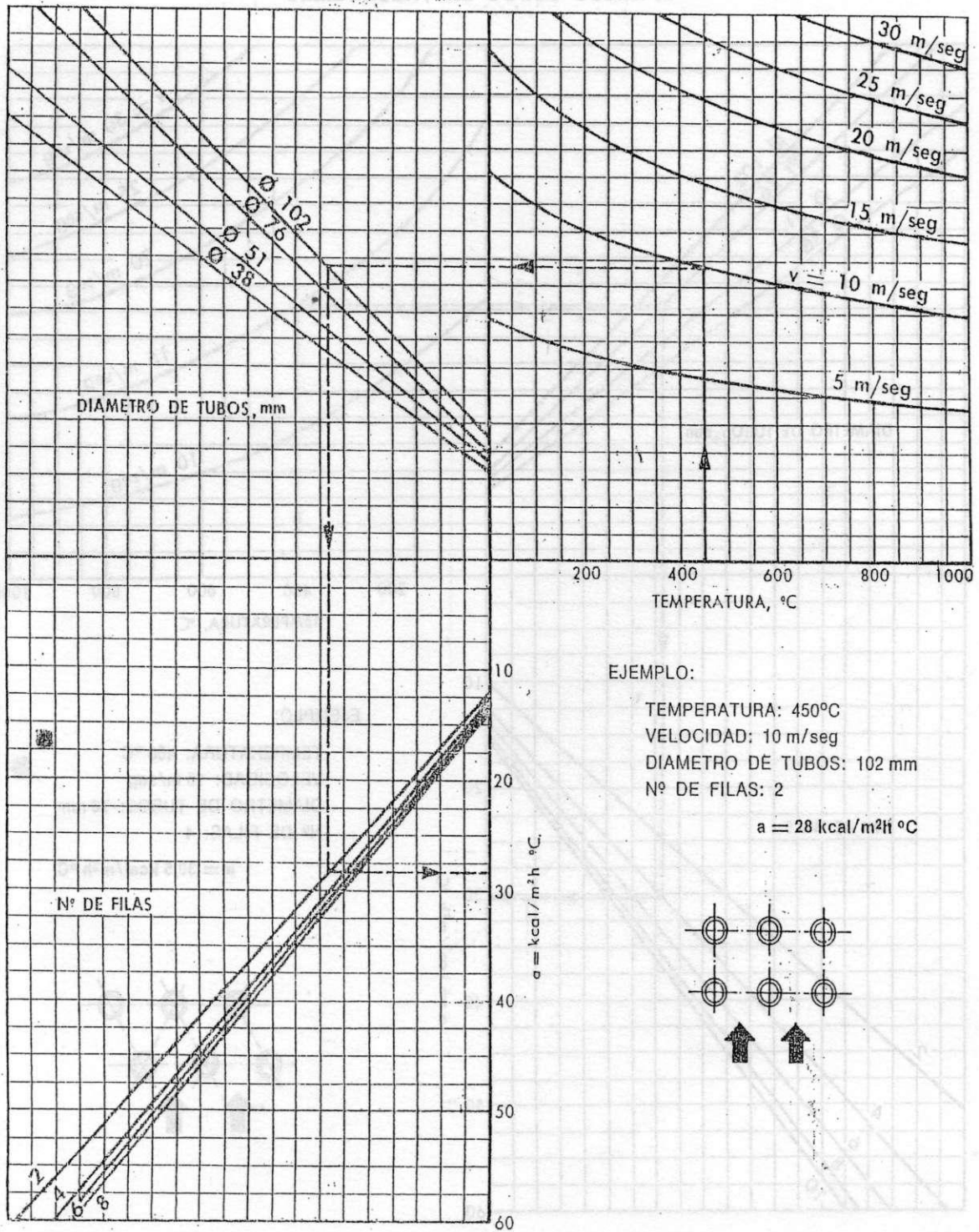
VELOCIDAD = 24 m/seg; TEMPERATURA: 100°C; a CORRESPONDIENTE A ϕ 25 mm = 70 kcal/m²h °C
 a CORREGIDO PARA ϕ 152 mm = 40 kcal/m²h °C

DETERMINACION DEL DIAMETRO EQUIVALENTE DE HACES DE TUBOS

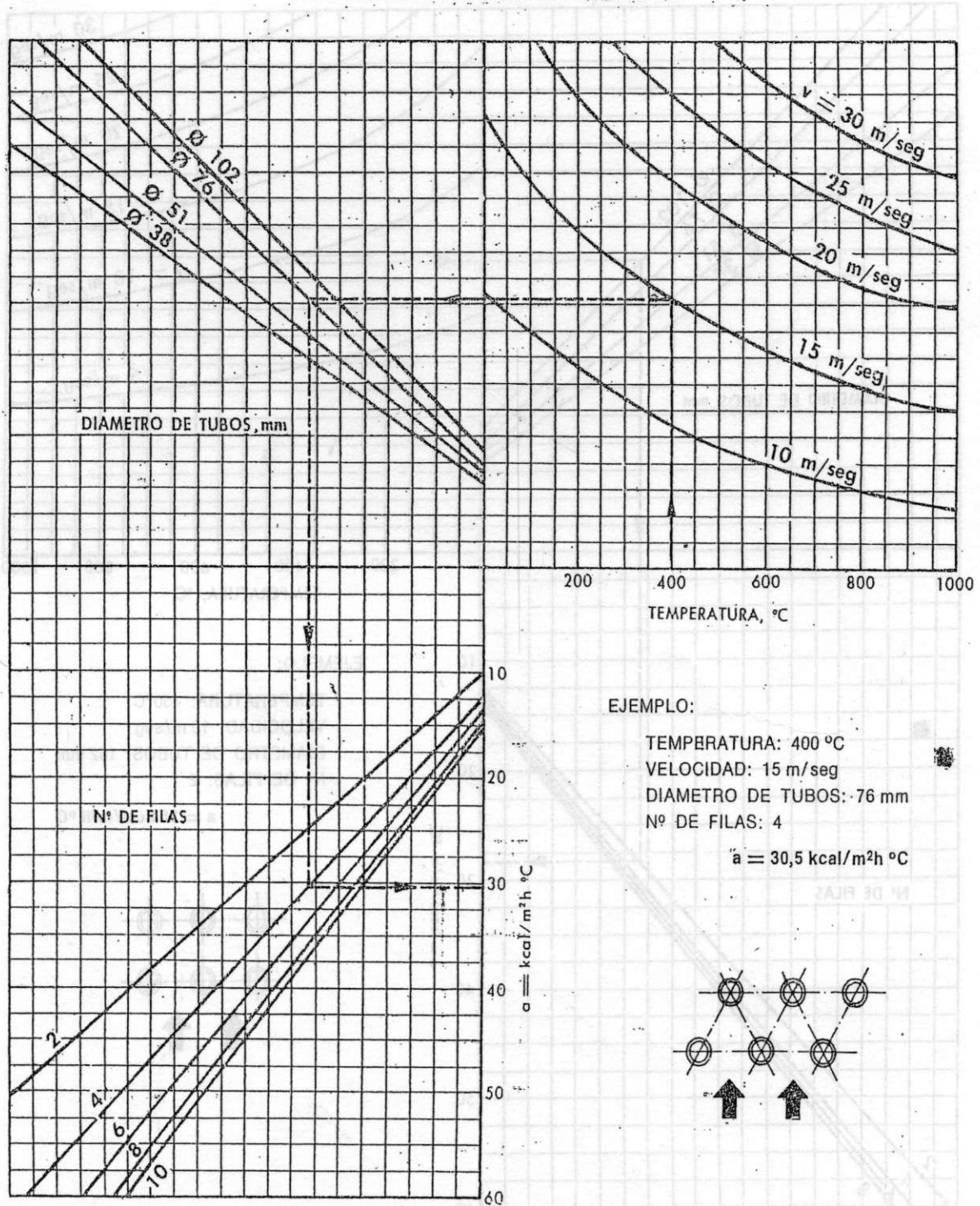


ESTE GRAFICO PERMITE DETERMINAR EL ϕ_{eq} , PARA LO CUAL SE ALINEA EL DIAMETRO DEL TUBO CON LA RELACION x/d . EN LA LINEA CENTRAL HALLAREMOS EL RESULTADO.

CONVECCION FORZADA DE AIRE O GASES CIRCULANDO FUERA DE HACES DE TUBOS
CON DIRECCION DEL FLUJO PERPENDICULAR A ELLOS. TUBOS ALINEADOS



CONVECCION FORZADA DE AIRE O GASES CIRCULANDO FUERA DE HACES DE TUBOS CON DIRECCION DEL FLUJO PERPENDICULAR A ELLOS TUBOS EN TRESBOLILLO



El gráfico N° 18 permite determinar el coeficiente entrando con el valor de C que se elige de la tabla siguiente y que depende de la presión y temperatura media del vapor.

6° Convección forzada de agua dentro de tubos (caso N° 6).

El coeficiente se determina con ayuda del gráfico N° 20, en el cual se entra con la velocidad

Valores de C

Presión atm	Temperatura media del vapor °C										
	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450
10	1,10	1,00	0,94	0,89	0,85	0,82	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75
20		2,28	1,98	1,81	1,68	1,59	1,50	1,45	1,40	1,36	1,34
30			3,52	2,97	2,65	2,44	2,30	2,17	2,08	2,00	1,94
40			5,82	4,55	3,88	3,45	3,13	2,95	2,80	2,67	2,58
50				6,88	5,49	4,69	4,16	3,81	3,60	3,34	3,21
60					7,64	6,22	5,31	4,77	4,40	4,08	3,90
70					10,54	8,03	6,70	5,90	5,32	4,90	4,62
80					14,58	10,72	8,50	7,20	6,33	5,79	5,41
90						13,92	10,60	8,80	7,60	6,79	6,27
100						17,90	13,23	10,45	8,86	7,76	7,07

El valor obtenido del gráfico debe corregirse dividiéndolo por el valor de la tabla siguiente, según sea el diámetro del tubo usado.

Ø (m)	0,030	0,035	0,043	0,048
Divisor	0,571	0,585	0,604	0,615

Debe también corregirse el resultado anterior de acuerdo con la longitud de los tubos de la serpentina; dividiendo el resultado con los valores de la tabla:

l (m)	5	10	15	20
Divisor	1	1,120	1,145	1,161
l (m)	25	30	35	40
Divisor	1,174	1,186	1,195	1,203

5° Convección natural del agua sobre superficies verticales planas, exterior de tubos o interior de tubos. Puede también usarse para tubos únicos horizontales (caso N° 5).

El gráfico N° 19 permite determinar el coeficiente entrando con la diferencia de temperaturas entre la superficie y el agua, eligiendo la recta cuyo valor corresponda a la temperatura media entre pared y agua.

del agua y diámetro del tubo. El resultado debe corregirse según sea la temperatura media del agua entre entrada y salida.

Temperatura, °C	0°	40°	70°	100°	120°	
Factor		0,70	1,00	1,22	1,41	1,58

Cuando se trate de determinar el coeficiente, circulando el agua fuera de grupos de tubos y con dirección del flujo paralela a ella, se toma un diámetro equivalente (ver gráfico N° 16).

7° Convección natural del agua huyendo sobre placas planas en cualquier posición (caso N° 7).

El coeficiente se determina con el gráfico N° 21 entrando con la diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido y eligiendo la recta correspondiente a la presión.

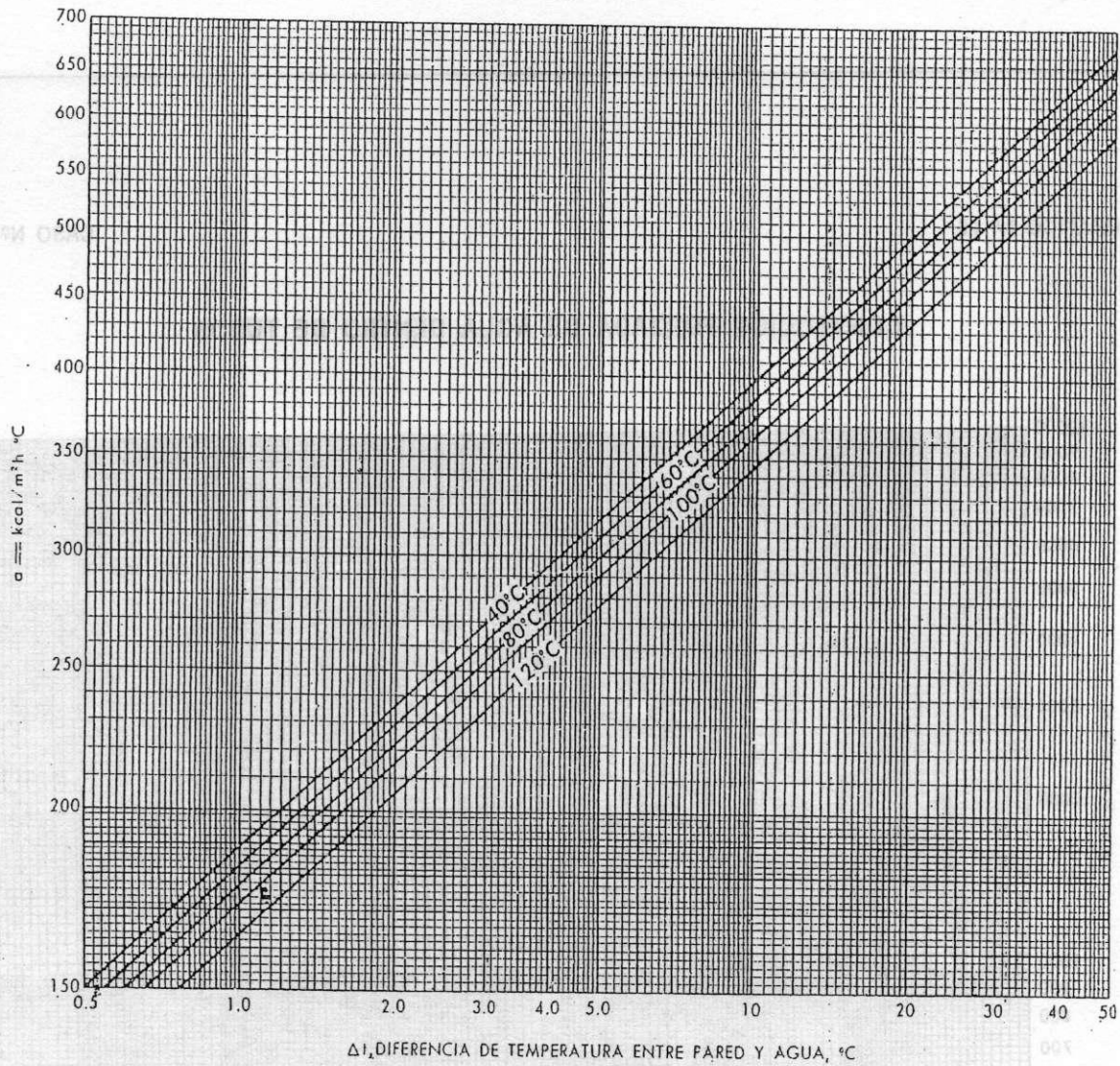
Cuando el líquido hierve dentro de tubos verticales o inclinados que favorezcan la convección, el resultado se aumentará en un 25 %.

8° Convección natural de vapores condensándose sobre tubos horizontales (caso N° 8).

GRAFICO Nº 19

CASO Nº 5

CONVECCION NATURAL DE AGUA SOBRE SUPERFICIES PLANAS,
DENTRO O FUERA DE TUBOS. SUPERFICIES EN POSICION
VERTICAL



El coeficiente se determina con el gráfico N° 22 entrando con el valor de la condensación en kg/m² y el diámetro del tubo. El valor obtenido, se lo debe corregir por un factor de temperatura.

Temperatura, °C	0°	40°	60°
Factor	0,75	1,00	1,24
Temperatura, °C	90°	120°	150°
Factor	1,47	1,70	1,90

y por un factor que contemple la influencia del goteo del condensado sobre los tubos inferiores

cuando estén colocadas varias filas de ellos, unos sobre otros, horizontalmente.

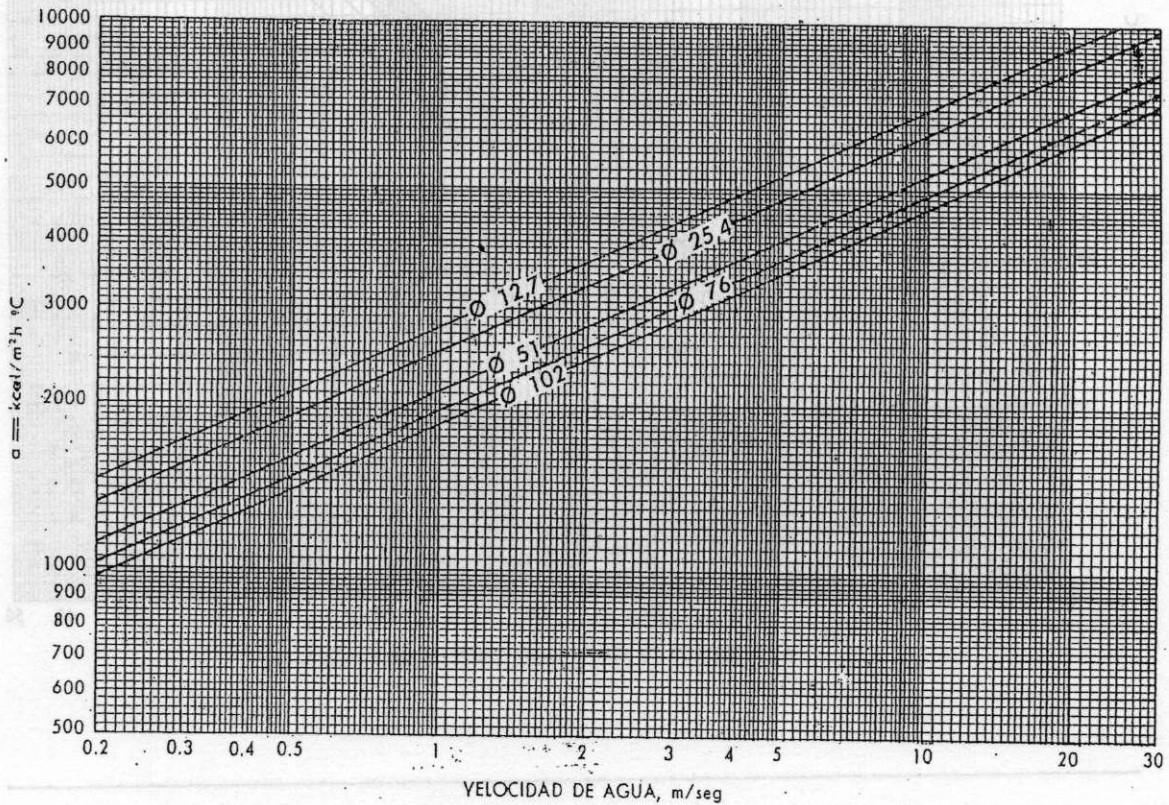
N° de filas	1	2	3	4	5
Factor	1,00	0,79	0,69	0,63	0,59
N° de filas	6	7	8	9	10
Factor	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46
N° de filas	12	14	16	18	20
Factor	0,44	0,42	0,40	0,38	0,37

9° Convección forzada de petróleo o aceites circulando dentro o fuera de haces de tubos con la dirección flujo paralela a ellos (caso N° 9).

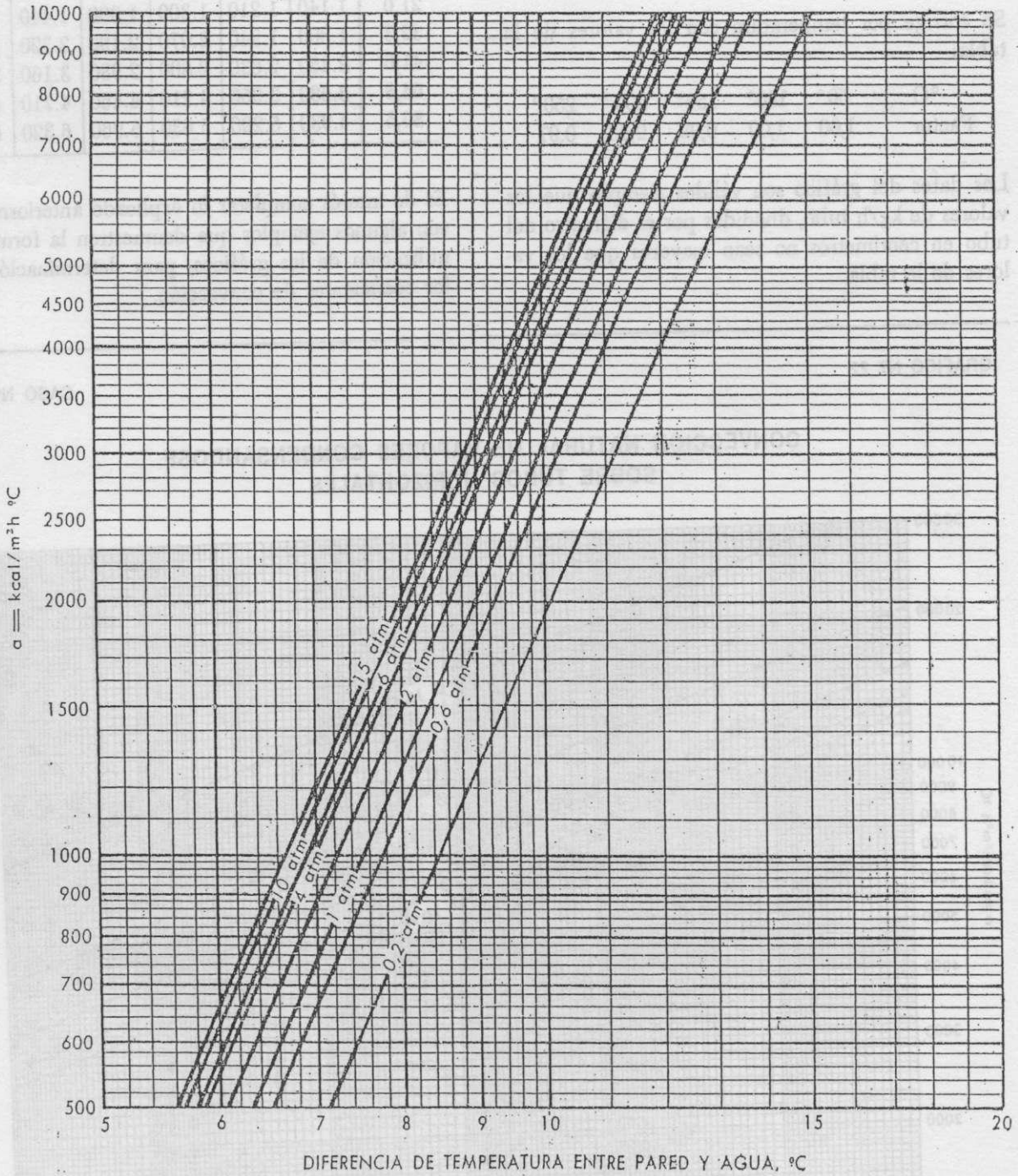
GRAFICO N° 20

CASO N° 6

CONVECCION FORZADA DE AGUA DENTRO DE TUBOS



CONVECCION NATURAL DE AGUA HIRVIENDO SOBRE PLACAS PLANAS EN CUALQUIER POSICION



El coeficiente se obtiene con la ayuda del gráfico N° 23, entrando con la densidad del petróleo a la temperatura promedio en grados API (ver cap. 2) y el caudal en kg/h por tubo dividido por la longitud del tubo en metros. El valor obtenido se corrige por diámetro con la tabla siguiente:

Ø mm	13	19	25	38	50	76	102
Factor	2,00	1,30	1,00	0,67	0,50	0,33	0,25

Se corrige por temperatura con los valores de la tabla:

°C	50°	100°	150°	200°	250°
Factor	1,00	1,00	0,99	0,98	0,97

Los datos del gráfico son válidos siempre que los valores de kg/h tubo, divididos por el diámetro del tubo en centímetros no sean mayores que los valores de la tabla.

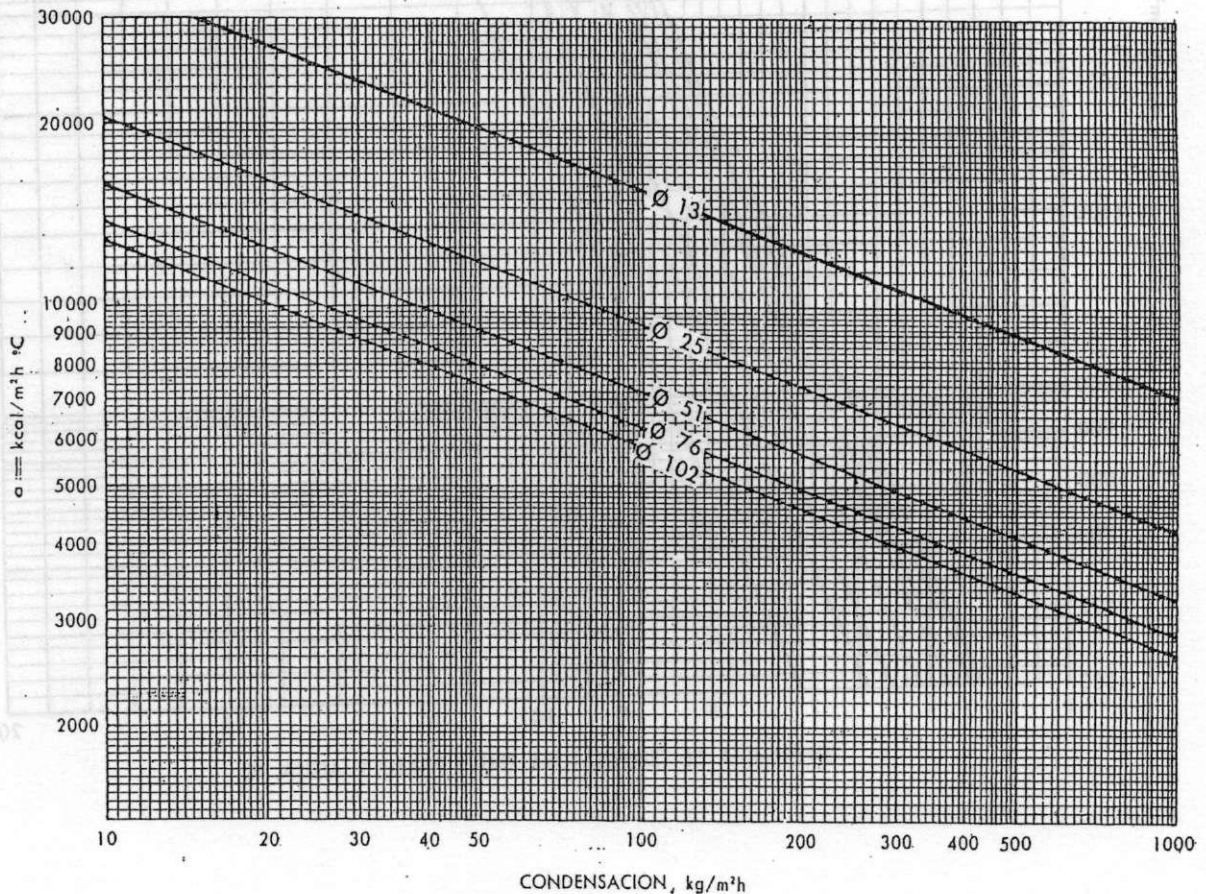
Viscosidad cSt	Densidad API					
	10°	20°	30°	40°	50°	60°
4,3	230	250	270	280	300	320
7,4	410	440	480	400	530	570
10,4	570	620	660	690	730	780
15,8	860	920	980	1.030	1.100	1.160
21,0	1.140	1.210	1.300	1.390	1.440	1.550
32,3	1.800	1.940	2.070	2.190	2.320	2.330
41,6	2.450	2.630	2.800	2.980	3.160	3.340
64,8	3.680	3.950	4.210	4.460	4.710	4.980
86,5	4.930	5.290	5.630	5.960	6.320	6.680

Es de interés completar lo explicado anteriormente con algunos ejemplos que demuestren la forma de utilización de los gráficos, para determinación de los coeficientes de convección.

GRAFICO N° 22

CASO N° 8

CONVECCION NATURAL DE VAPORES CONDENSANDOSE SOBRE TUBOS HORIZONTALES



Supongamos calcular un calefactor de agua a vapor. Se trata de calentar 4.000 kg/h de agua desde 20° C hasta 80° C. El vapor de calefacción será a una presión de 0,5 atm correspondiente a una temperatura de 110° C.

Tomemos para construir el calefactor, un tubo de Ø 150 mm y coloquemos dentro 14 tubos de cobre de Ø 16 mm exterior, considerando que el agua circula por los tubos y que el vapor baña el espacio entre éstos y el blindaje exterior.

La cantidad de calor a transmitir es:

$$Q = P \times C \times \Delta t$$

$$Q = 4.000 \text{ kg/h} \times 1 \text{ kcal/}^\circ\text{C kg} \times (80^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) =$$

$$= 240.000 \text{ kcal/h}$$

la cantidad de vapor requerida será, si $r = 550,8 \text{ kcal/kg}$ (calor de vaporización)

$$Q = \frac{240.000 \text{ kcal/h}}{550,8 \text{ kcal/kg}} = 435 \text{ kg/h}$$

La superficie de calefacción del calefactor estará dada por:

$$Q = J \times A \times \Delta t_m$$

$$A = \frac{Q}{J \times \Delta t_m}$$

Donde Q es conocido, Δt_m lo calculamos con el gráfico N° 13, en donde:

entrando en

$$\text{abscisas con: } \Delta t_1 = 110^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C} = 90^\circ\text{C}$$

y en ordenadas

$$\text{con: } \Delta t_2 = 110^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C} = 30^\circ\text{C}$$

$$\text{resulta: } \Delta t_m = 55^\circ\text{C}$$

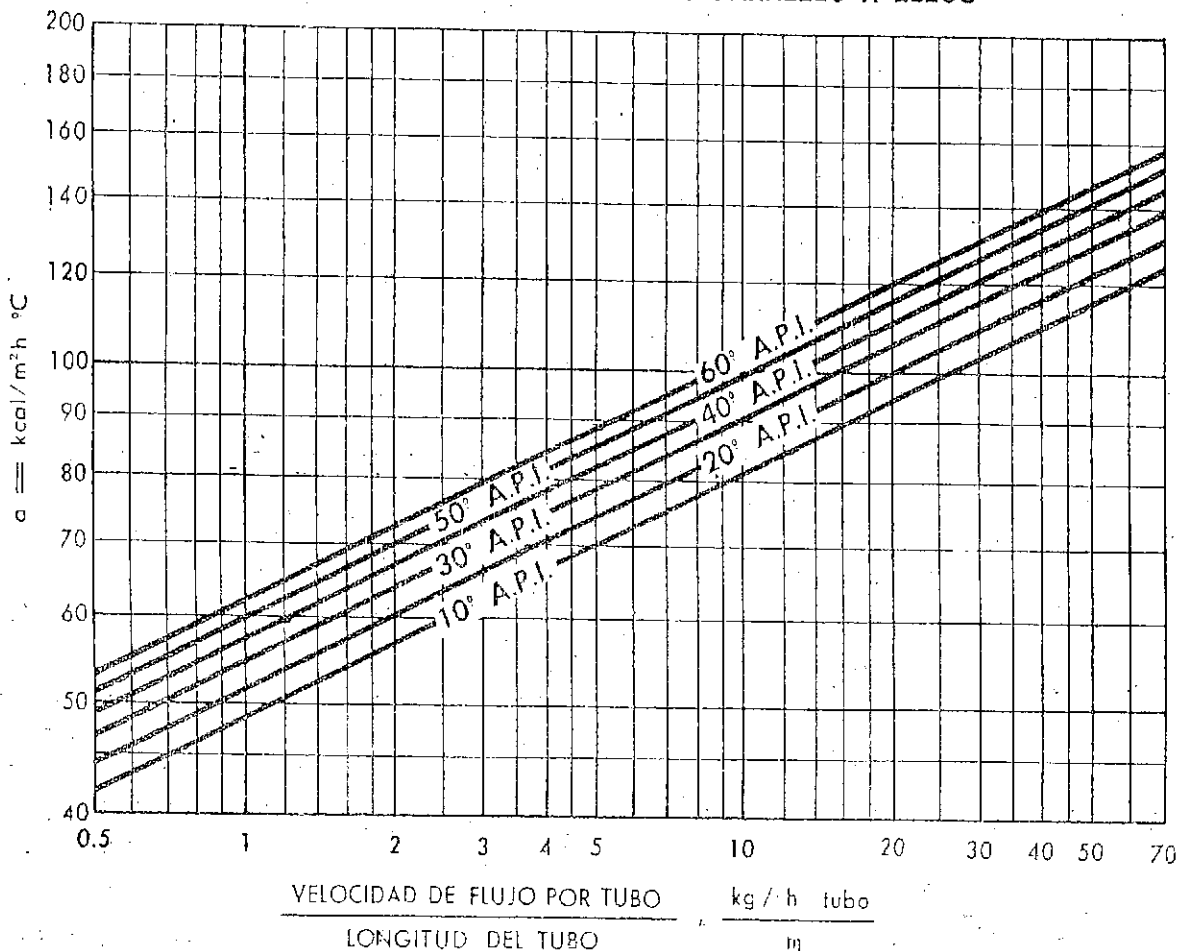
Falta ahora calcular el valor de J

$$J = \frac{1}{\frac{1}{a_{v1}} + \frac{1}{a_{o2}}}$$

GRAFICO N° 23

CASO N° 9

CONVECCION FORZADA DE PETROLEO CIRCULANDO DENTRO O FUERA DE TUBOS CON EL FLUJO PARALELO A ELLOS



Calculemos a_{e_1} , o sea el coeficiente agua a tubo. Para ello usemos el gráfico N° 20.

Tomando una velocidad moderada de 0,5 m/seg, para evitar pérdidas de carga excesivas y con un tubo de \varnothing 16 mm el coeficiente resulta:

$$a_{e_1} = 2.050 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

valor que corregido por el factor temperatura 1,07 llega a 2.194 kcal/m²h °C.

Con este valor y con una temperatura media del agua de 50° C, suponiendo 90° C la temperatura de los tubos, podemos calcular la superficie en forma aproximada.

$$A = \frac{240.000 \text{ kcal/h}}{2.194 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C} \times (90^\circ \text{C} - 50^\circ \text{C})} =$$

$$\boxed{= 2,73 \text{ m}^2}$$

Con esta superficie provisoria, podemos hallar la condensación por m²

$$\frac{435 \text{ kg/h}}{2,73 \text{ m}^2} = 159 \text{ kg/m}^2\text{h}$$

en el gráfico N° 22 podemos hallar a_{e_2} resultando para \varnothing 16 mm:

$$a_{e_2} = 9.500 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Este valor debe corregirse por temperatura factor 1,47 (90° C) y por el número de tubos superpuestos en promedio 3, factor 0,69. Luego:

$$a_{e_1} = 9.500 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C} \times 1,47 \times 0,69 =$$

$$= 9.636 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Ahora puede calcularse J con los valores de a_{e_1} y a_{e_2} hallados y resulta del gráfico N° 12:

$$J = 1.700 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Luego, la superficie del calefactor resultará:

$$A = \frac{240.000 \text{ kcal/h}}{1.700 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C} \times 55^\circ \text{C}} = 2,56 \text{ m}^2$$

Como este valor no concuerda con el hallado anteriormente de 2,73 m², se deberá repetir el cálculo con el nuevo valor de la temperatura de los tubos, por ejemplo 95° C.

Radiación.

La radiación es una forma de transmisión del calor, por vibraciones electromagnéticas. Se transmite a través del vacío, gases y del aire.

Todos los cuerpos emiten y reciben radiaciones. Lo hacen proporcionalmente a la cuarta potencia de su temperatura absoluta y al poder emisor de su superficie.

Así, entonces un cuerpo emite calor por radiación y recibe el calor emitido por otro, en la misma proporción, o sea según su poder emisor y temperatura.

El intercambio de calor resultante es entonces:

$$Q = e \times A \times C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Donde:

e = Emisividad a la superficie. Sin unidades

A (m²) = Superficie considerada

C (4,96 kcal/m²h °K⁴) = Constante de radiación

T_1, T_2 (°K) = Temperaturas absolutas

(Se usa en la fórmula $\frac{T}{100}$ para trabajar con números más manejables).

Si ambos cuerpos tienen la misma temperatura, se irradian la misma cantidad de calor y el intercambio es cero.

El cuerpo perfectamente "negro" emite y recibe $e = 1$, o sea, tiene el máximo de poder de emisión y recepción. El "espejo" perfecto, en cambio, no emite ni recibe radiaciones, $e = 0$. Los cuerpos reales o "grises", emiten porcentajes variables según sea característico de su superficie.

Véanse las emisividades en la tabla siguiente.

TABLA Nº 21

Emisividad de distintos cuerpos según su superficie

Aluminio pulido	0,04 - 0,06
Aluminio oxidado	0,11 - 0,19
Hierro pulido	0,14 - 0,38
Hierro oxidado	0,85 - 0,89
Superficie c/pintura aluminio.....	0,27 - 0,67
Amianto	0,95
Ladrillos comunes refractarios ...	0,85 - 0,90

Si un cuerpo es pequeño con respecto al otro que lo envuelve, se toma la emisividad del más chico. Si son de tamaño parecido, se toma la emisividad media, según la fórmula

$$e = \frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} - 1}$$

La irradiación de un cuerpo caliente a otro más frío, se calcula por la fórmula anterior, o bien con el gráfico Nº 24, que permite calcular las transferencias de calor con distintas emisividades; para ello se calcula el calor irradiado, se le resta el calor recibido, y se obtiene el resultado neto.

Ejemplo: Calculemos el calor perdido por radiación por la pared exterior de un horno de 10 m² de superficie y cuya temperatura es 150° C, estando los alrededores a 20° C, emisividad 0,8.

Según el gráfico, el calor emitido por la pared a 150° C, es 1.275 kcal/m²h y el calor recibido de los alrededores a 20° C es 300 kcal/m²h. La pérdida es la diferencia, que multiplicada por la superficie, nos da el total:

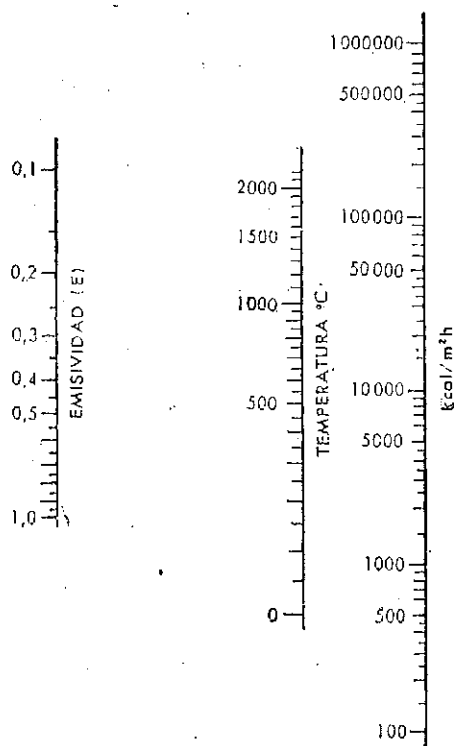
$$Q = (1.275 \text{ kcal/m}^2\text{h} - 300 \text{ kcal/m}^2\text{h}) \times 10 \text{ m}^2 = 9.750 \text{ kcal/h}$$

Coefficiente de radiación.

Se puede imaginar que se determine un "coeficiente de radiación" tal que:

$$Q = e \times A \times C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = e \times a_r \times A (t_1 - t_2)$$

CALOR EMITIDO POR RADIACION



ESTE GRÁFICO PERMITE DETERMINAR LA PERDIDA POR RADIACION DE UNA SUPERFICIE, ALINEANDO LA EMISIVIDAD Y LA TEMPERATURA; LA 3ª LINEA NOS DA DIRECTAMENTE EL VALOR BUSCADO.

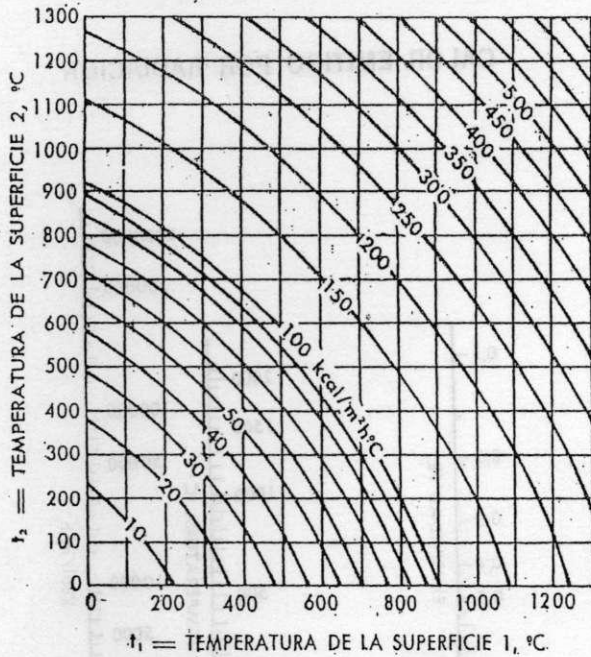
Este coeficiente varía naturalmente con las temperaturas y debe establecerse para cada relación de éstas, ya que está determinado por la fórmula:

$$a_r = \frac{C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{t_1 - t_2}$$

El gráfico Nº 25 permite calcular el coeficiente rápidamente, conociendo t₁ y t₂. Veamos el ejemplo anterior y calculemos las cosas por el método del coeficiente de radiación.

GRAFICO Nº 25

ABACO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE DE RADIACION



Primeramente, determinaremos éste por el gráfico Nº 25, que para $t_1 = 150^\circ\text{C}$ y para $t_2 = 20^\circ\text{C}$ resulta $a_r = \sim 9,4 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$.

Aplicando la fórmula y recordando que $e = 0,8$ tendremos:

$$Q = 0,8 \times 9,4 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} (150^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) = 977 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

que multiplicado por la superficie de 10 m^2 nos da el resultado de 9.770 kcal/h aproximado al hallado anteriormente.

Esta forma de calcular es más sencilla y sobre todo, como se verá, permite establecer coeficientes combinados de radiación y convección.

GRAFICO Nº 26

PERDIDAS DE CALOR DE UNA SUPERFICIE AL AMBIENTE POR CONVECCION Y RADIACION

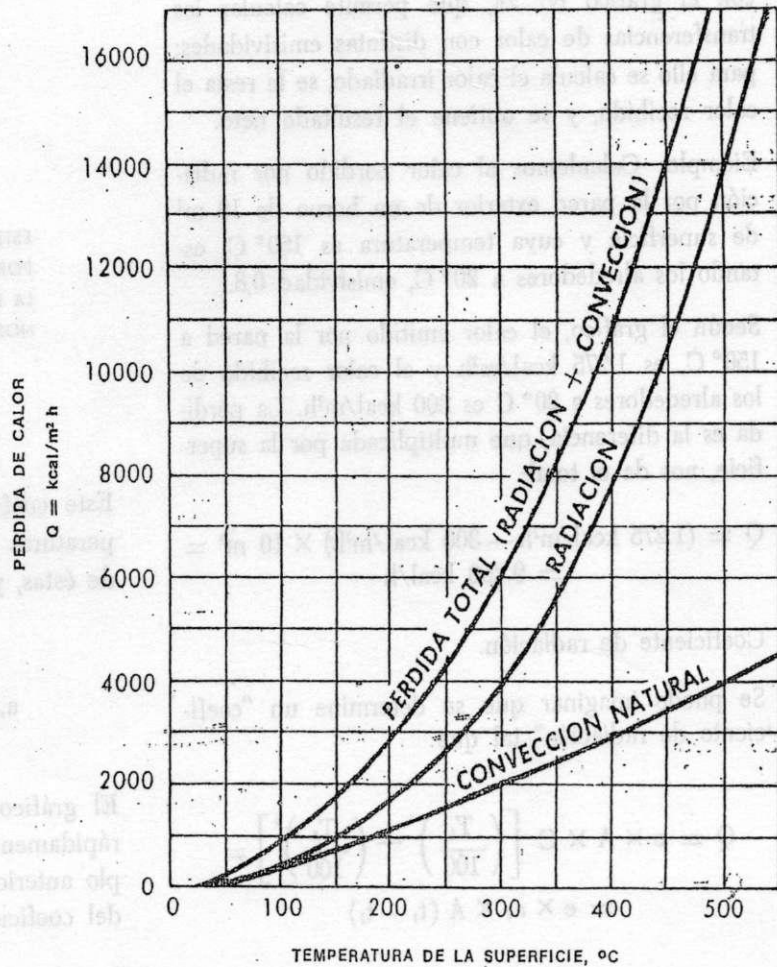


GRAFICO Nº 27

COEFICIENTE DE RADIACION GASEOSA PARA EL ANHIDRIDO CARBONICO

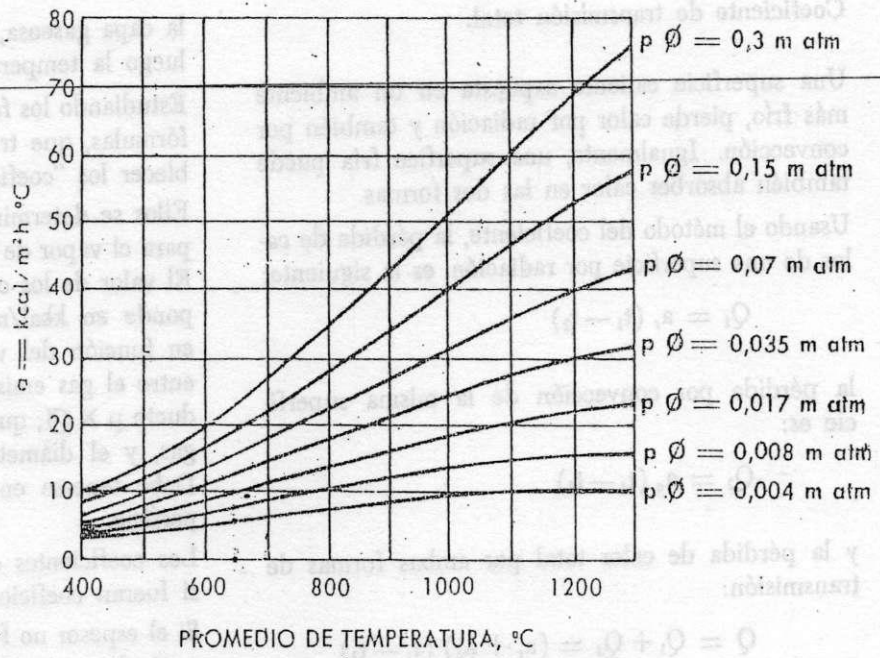
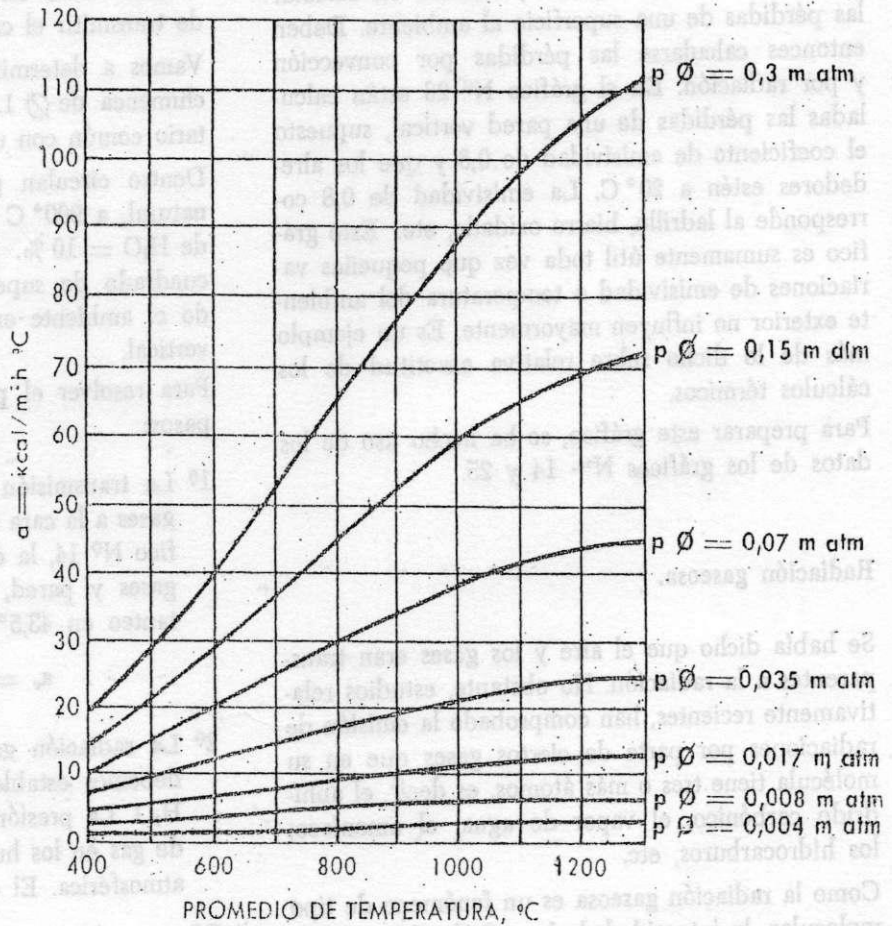


GRAFICO Nº 28

COEFICIENTE DE RADIACION GASEOSA PARA EL VAPOR DE AGUA



Coefficiente de transmisión total.

Una superficie caliente expuesta en un ambiente más frío, pierde calor por radiación y también por convección. Igualmente, una superficie fría puede también absorber calor en las dos formas.

Usando el método del coeficiente, la pérdida de calor de una superficie por radiación, es la siguiente:

$$Q_1 = a_r (t_1 - t_2)$$

la pérdida por convección de la misma superficie es:

$$Q_2 = a_c (t_1 - t_2)$$

y la pérdida de calor total por ambas formas de transmisión:

$$Q = Q_1 + Q_2 = (a_r + a_c) (t_1 - t_2)$$

fórmula con que se puede calcular fácilmente la pérdida de calor total, conociendo ambos coeficientes.

Un problema muy frecuente, consiste en calcular las pérdidas de una superficie al ambiente. Deben entonces calcularse las pérdidas por convección y por radiación. En el gráfico N° 26 están calculadas las pérdidas de una pared vertical, supuesto el coeficiente de emisividad de 0,8 y que los alrededores estén a 20° C. La emisividad de 0,8 corresponde al ladrillo, hierro oxidado, etc. Este gráfico es sumamente útil toda vez que pequeñas variaciones de emisividad o temperatura del ambiente exterior no influyen mayormente. Es un ejemplo más de lo dicho sobre relativa exactitud de los cálculos térmicos.

Para preparar este gráfico, se ha hecho uso de los datos de los gráficos N°s. 14 y 25.

Radiación gaseosa.

Se había dicho que el aire y los gases eran transparentes a la radiación. No obstante, estudios relativamente recientes, han comprobado la emisión de radiaciones por parte de ciertos gases que en su molécula tiene tres o más átomos, es decir, el anhídrido carbónico, el vapor de agua, el amoníaco, los hidrocarburos, etc.

Como la radiación gaseosa es un fenómeno de tipo molecular, la intensidad de la emisión depende de algunas variables especiales que son: el espesor de

la capa gaseosa, la presión parcial de gas y desde luego la temperatura.

Estudiando los factores actuantes, se han elaborado fórmulas, que traducidas a gráficos permiten establecer los "coeficientes de radiación gaseosa".

Ellos se determinan para el anhídrido carbónico y para el vapor de agua con los gráficos N°s. 27 y 28. El valor de los coeficientes está dado como corresponde en kcal/m²h °C, siendo además expresado en función del valor de la temperatura promedio entre el gas emisor y la pared receptora y el producto $p \times \varnothing$, que representa la presión parcial del gas, y el diámetro de la masa gaseosa radiante. Debe tenerse en cuenta la emisividad de la superficie.

Los coeficientes obtenidos se suman y usan como si fueran coeficientes de radiación normales.

Si el espesor no fuera circular, se halla el diámetro equivalente por la expresión:

$$\varnothing_{eq} = \frac{4 \times \text{área}}{\text{perímetro}}$$

Veamos ahora un ejemplo completo de las formas de transmitir el calor que se han estudiado.

Vamos a determinar la pérdida de calor de una chimenea de \varnothing 1.200 mm y construida en refractario común con un espesor de pared de 230 mm.

Dentro circulan gases de combustión con tiraje natural, a 900° C con un valor de CO₂ = 8 % y de H₂O = 10 %. Calculemos la pérdida por metro cuadrado de superficie de chimenea, considerando el ambiente exterior a 20° C. El conducto es vertical.

Para resolver el problema conviene proceder por pasos:

1° La transmisión por convección natural de los gases a la cara interior del conducto. En el gráfico N° 14, la diferencia de temperaturas entre gases y pared, que apreciamos en un primer tanteo en 43,5° C, hallamos:

$$a_c = 3,2 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

2° La radiación gaseosa. De acuerdo a lo visto debemos establecer $p \times \varnothing$ para el CO₂ y el H₂O. La presión parcial equivale al porcentaje de gas en los humos, ya que estamos a presión atmosférica. El diámetro = 1,20 m.

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 \ p \times \varnothing &= 0,08 \text{ atm} \times 1,20 \text{ m} = 0,096 \text{ atm m} \\ \text{H}_2\text{O} \ p \times \varnothing &= 0,10 \text{ atm} \times 1,20 \text{ m} = 0,120 \text{ atm m} \end{aligned}$$

Con estos valores, la temperatura media entre pared y gases que resulta de haber supuesto la pared a $856,5^{\circ}\text{C}$ ($43,5^{\circ}\text{C}$ menor que los gases):

$$t_m = \frac{900^{\circ}\text{C} + 856,5^{\circ}\text{C}}{2} = 878,2^{\circ}\text{C}$$

Ahora en los gráficos N^{os} 27 y 28 tenemos:

$$a_r \text{ CO}_2 = 28 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^{\circ}\text{C}$$

$$a_r \text{ H}_2\text{O} = 48 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^{\circ}\text{C}$$

Coefficientes que multiplicados por la emisividad del ladrillo (0,8) quedan:

$$28 \text{ kcal/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C} \times 0,8 = 22,4 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^{\circ}\text{C}$$

$$48 \text{ kcal/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C} \times 0,8 = 38,4 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^{\circ}\text{C}$$

3^o Debemos ahora calcular la transmisión a través de la pared de ladrillos. Si suponemos que t_2 , o sea la temperatura exterior de ésta es de 200°C , podemos hallar t_1 y verificar todo lo supuesto, para confirmar el cálculo o rehacerlo. En nuestro caso, el refractario tiene un coeficiente de conducción $k = 0,98 \text{ kcal/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ a la temperatura media de $528,2^{\circ}\text{C}$ (t_1 supuesto = $856,5^{\circ}\text{C}$).

4^o Tenemos seguidamente que calcular la pérdida al exterior. Si hemos supuesto $t_2 = 200^{\circ}\text{C}$, esta pérdida es fácil de establecer con el gráfico N^o 26 que nos da:

$$Q = 2.820 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

Ordenados los resultados tenemos:

Pérdida al exterior por radiación y convección	Transmisión a través de la pared	Radiación gaseosa más convección de los gases a la superficie interior de la pared
<p>Hallada con el gráfico N^o 26 y supuesta</p> <p>$t_2 = 200^{\circ}\text{C}$</p> <p>$Q = 2.820 \text{ kcal/m}^2\text{h}$</p>	<p>Suponiendo:</p> <p>$k = 0,98 \text{ kcal/mh } ^{\circ}\text{C}$</p> <p>$b = 0,23 \text{ m}$</p> <p>$t_1 = 856,5^{\circ}\text{C}$</p> <p>$t_2 = 200^{\circ}\text{C}$</p> <p>resulta:</p> $Q = \frac{k (t_1 - t_2)}{b}$ $Q = \frac{0,98 \text{ kcal/mh } ^{\circ}\text{C} (856,5^{\circ}\text{C} - 200^{\circ}\text{C})}{0,23 \text{ m}}$ <p>$Q = 2.797 \text{ kcal/m}^2\text{h}$</p>	<p>Determinados:</p> <p>$a_c = 3,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^{\circ}\text{C}$</p> <p>$a_r \text{ CO}_2 = 22,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^{\circ}\text{C}$</p> <p>$a_r \text{ H}_2\text{O} = 38,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^{\circ}\text{C}$</p> <p>Total $a = 64,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^{\circ}\text{C}$</p> <p>Siendo</p> <p>$t_{\text{gases}} = 900^{\circ}\text{C}$</p> <p>$t_1 = 856,5^{\circ}\text{C}$</p> <p>$Q = a (t_g - t_1)$</p> <p>$Q = 64,0 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^{\circ}\text{C} (900^{\circ}\text{C} - 856,5^{\circ}\text{C})$</p> <p>$Q = 2.784 \text{ kcal/m}^2\text{h}$</p>

Este resultado está dentro de una aproximación razonable, suponiendo $t_2 = 200^{\circ}\text{C}$, $t_1 = 860^{\circ}\text{C}$ y deduciendo con estos valores los coeficientes necesarios para el cálculo.

Si no hubieran coincidido los resultados, se hubiera debido tantear nuevamente con otras temperaturas.

Este ejemplo nos señala varias cosas:

1^o La radiación gaseosa es importante con relación a la convección.

2^o Si no hubiesen gases radiantes, sino solamente aire caliente a la misma temperatura, la transmisión a la pared y la temperatura de ésta hubieran sido mucho menores.

Nota: El sumar directamente los coeficientes de radiación del CO_2 y del H_2O lleva implícito un pequeño error (5 %).

Cálculo de la transmisión del calor por el método de los espesores equivalentes.

Cálculo gráfico.

El problema que nos planteáramos anteriormente es de difícil solución y se hubiera complicado mucho más todavía, si la pared hubiese estado formada por varias capas de distintos materiales y hubiera sido necesario determinar las temperaturas intermedias, a los efectos de verificar que no se excedieran las temperaturas máximas admisibles de algunos de ellos. Debemos señalar nuevamente que, en general, es suficiente utilizar las superficies medias internas y externas y luego hallar los resultados por metro cuadrado. El método gráfico del espesor equivalente facilita mucho el trabajo para solucionar estos problemas, como veremos seguidamente:

Desde el punto de vista de la transmisión del calor, una pared de un espesor determinado, construida con un material de una conductividad calorífica dada, es lo mismo que otra pared con la mitad del espesor, pero con una conductibilidad menor, igual a la mitad.

Es así entonces, que una pared compuesta de dos o tres materiales distintos, puede reemplazarse a

los efectos del cálculo térmico por otra de una conductibilidad uniforme, pero de un espesor distinto que, térmicamente equivalga a la anterior.

Si elegimos una conductibilidad de 1 kcal/mh °C. que es la equivalente a la conductibilidad media del ladrillo refractario sílico-aluminoso a 600 °C y consideramos esa conductibilidad como normal, podemos establecer los espesores equivalentes, para los distintos materiales que intervienen en la construcción de hornos, calderas, secaderos y demás aparatos, en la relación de sus conductibilidades. Podemos reemplazar los distintos espesores reales, por otros espesores virtuales del material *normal*, pero que térmicamente sean iguales.

En la tabla N° 22 tenemos las equivalencias de espesores de distintos materiales con relación al material *normal* de 1 kcal/mh °C. La equivalencia en los más conductores, será un espesor mayor de materia *normal* y en los menos conductores, a la inversa. Podemos ahora por medio del gráfico N° 29 hacer los cálculos de transmisión del calor, en forma rápida y sencilla.

Un ejemplo aclarará el uso del diagrama. Vamos a determinar la pérdida de calor por m² de pared de un horno formada por 115 mm de refractario sílico-aluminoso y 63 mm de ladrillo aislante se-

TABLA N° 22

Espesores equivalentes de distintos materiales con relación al material normal de 1 kcal/mh °C

Material	Temperatura								
	40	100	200	400	600	800	1.000	1.200	1.400
Refractario sílico-aluminoso	—	—	1,16	1,04	1,00	0,89	0,84	0,77	0,74
Refractario de sílice	—	—	1,11	0,93	0,82	0,72	0,65	0,58	0,54
Refractario de cromo	—	—	0,83	0,76	0,71	0,66	0,62	0,58	0,55
Refractario de magnesita	—	—	0,25	0,29	0,33	0,38	0,40	0,42	0,42
Refractario aislante - Serie 16	—	—	10,00	7,70	6,70	5,50	—	—	—
Serie 20	—	—	7,70	6,70	5,50	4,50	4,20	—	—
Serie 23	—	—	5,30	4,50	4,00	3,40	3,10	2,80	—
Serie 26	—	—	4,80	4,30	3,60	3,10	2,90	2,60	2,40
Serie 28	—	—	3,70	3,30	3,00	2,70	2,50	2,30	2,10
Ladrillo de diatomea	—	—	14,30	11,10	9,10	—	—	—	—
Ladrillo común	2,00	—	—	—	—	—	—	—	—
Ladrillo hueco	3,30	—	—	—	—	—	—	—	—
Magnesia 85 %	17,20	—	14,50	—	—	—	—	—	—
Lana de vidrio	22,20	—	—	12,50	—	—	—	—	—
Lana mineral	30,00	—	—	12,20	—	—	—	—	—
Amianto	6,40	6,00	5,70	5,20	—	—	—	—	—
Chapa de hierro	—	—	—	0,024	—	—	—	—	—

rie 20. Supongamos la cara interior del horno a 1.000° C; la cara intermedia entre el refractario y el aislante, la apreciamos en 800° C y además, la cara exterior a 150° C. En estas condiciones el ladrillo refractario trabajará a una temperatura media de 900° C y el aislante a 475° C.

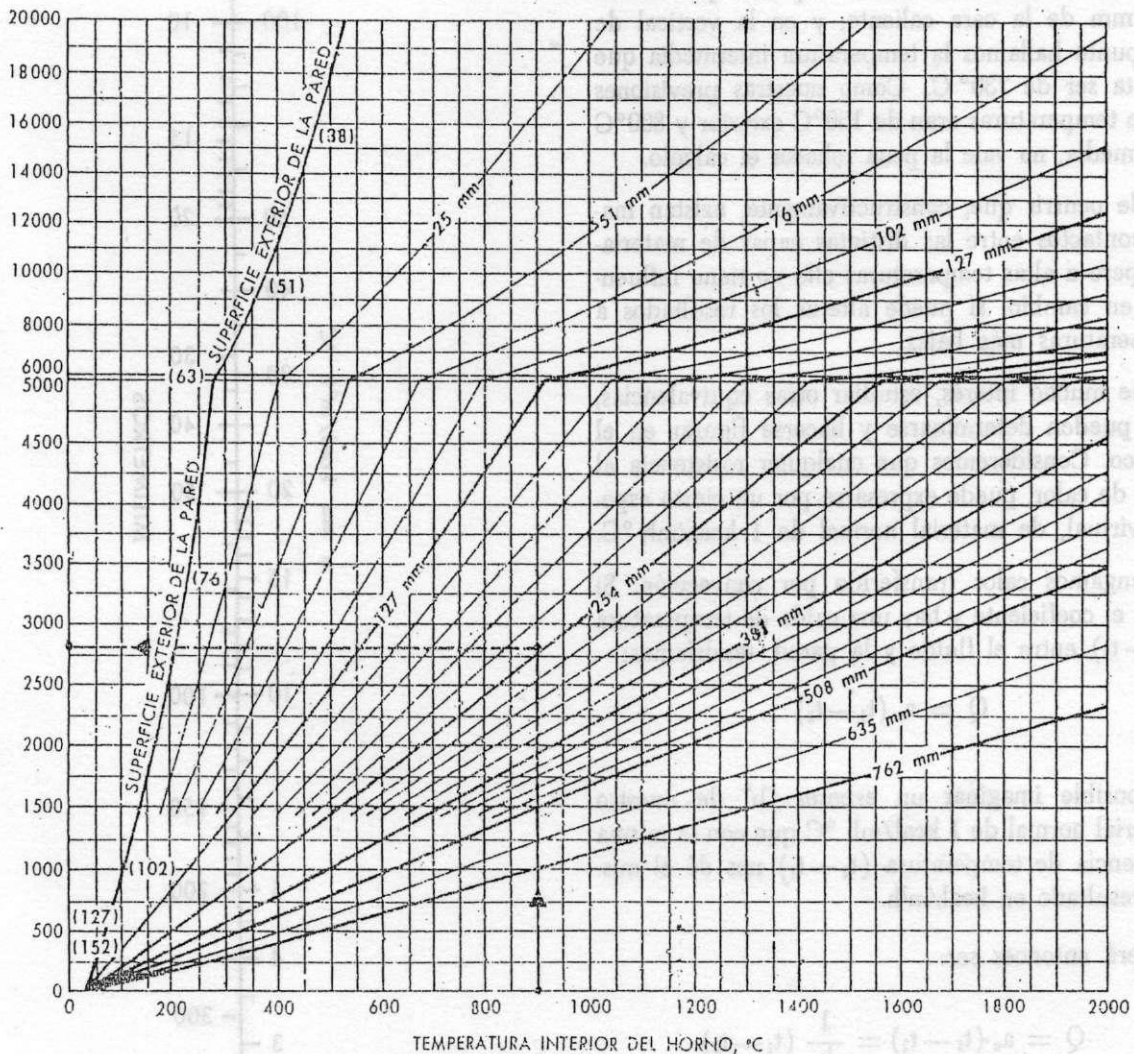
Para estas temperaturas, el ladrillo refractario tiene un espesor equivalente de 0,87 y el aislante uno de 6,25. Los espesores virtuales, parciales y totales serán entonces:

	Espesor real	Temperatura media	Espesor equivalente	Espesor virtual (Espesor real x espesor equivalente)
Refractario	115 mm	900° C	0,87	100 mm
Aislante	63 mm	475° C	6,25	394 mm
Total				494 mm

En el gráfico N° 29 vemos que, con 1.000° C la temperatura de la cara interna en abscisas y con

GRAFICO N° 29

TRANSMISION DEL CALOR POR EL METODO DE LOS ESPESORES EQUIVALENTES



TEMPERATURA EXTERIOR = 20° C EMISIVIDAD SUPERFICIE EXTERIOR = 0,8

EJEMPLO:

TEMPERATURA INTERIOR DEL HORNO = 900° C

ESPESOR DE LA PARED: 249 mm

PERDIDA DE CALOR: 2800 kcal/m²h

el espesor virtual de 494 mm, el eje de ordenadas nos dá directamente la pérdida de calor que resulta ser de 1.550 kcal/m²h.

Del gráfico también surgen otras informaciones complementarias. Para hallar la pérdida de calor, debemos recorrer el gráfico horizontalmente desde la intersección temperaturas-espesor virtual de paredes, hacia el eje de ordenadas, cruzando una curva denominada "Superficie exterior de pared"; si de ese punto de intersección bajamos nuevamente al eje de abscisas, hallamos la temperatura exterior de la pared que, en nuestro caso, resultó ser 140° C. También puede hallarse la temperatura intermedia, o sea el plano de separación entre refractario y aislante. Para ello se busca, desde el espesor virtual de 494 mm, el punto que esté a 100 mm de la cara caliente, y en la vertical de ese punto hallamos la temperatura intermedia que resulta ser de 730° C. Como nuestras previsiones sobre temperaturas eran de 150° C exterior y 800° C intermedia, no vale la pena rehacer el cálculo.

Puede ocurrir que, constructivamente, existan malos contactos entre las distintas capas de materiales; pero a altas temperaturas ello no tiene influencia; en cambio, sí puede alterar los resultados a temperaturas más bajas.

Es de mucho interés, estudiar otras equivalencias, que pueden determinarse y hacerse figurar en el gráfico. Consideremos que cualquier resistencia al flujo de calor, puede expresarse por un cierto espesor virtual, de material normal de 1 kcal/mh °C.

Supongamos calor transferido por convección. Si a_c es el coeficiente y hay una caída de temperatura ($t_1 - t_2$) entre el fluido y la pared, tendríamos:

$$Q = a_c (t_1 - t_2)$$

Es posible imaginar un espesor "b" de nuestro material normal de 1 kcal/mh °C que con la misma diferencia de temperatura ($t_1 - t_2$) nos dé el mismo resultado en kcal/m²h.

Deberá entonces ser:

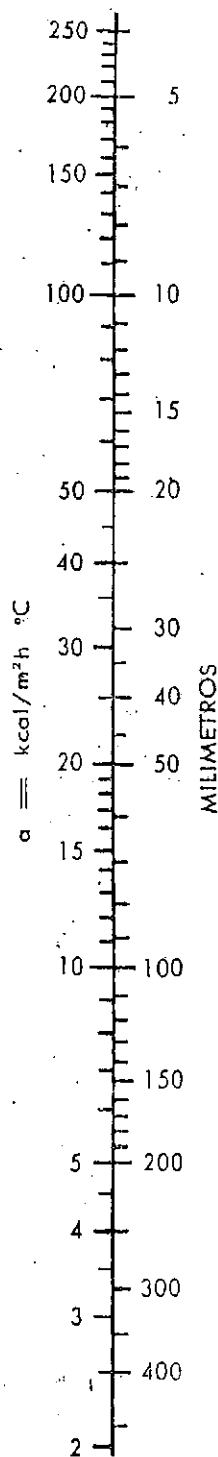
$$Q = a_c (t_1 - t_2) = \frac{1}{b} (t_1 - t_2)$$

Luego:

$$a_c = \frac{1}{b} \text{ o sea } b = \frac{1}{a_c}$$

GRAFICO Nº 30

ESPEORES VIRTUALES QUE EQUIVALEN A COEFICIENTES DE CONVECCION O RADIACION



En el gráfico N° 30 pueden leerse directamente los resultados de $\frac{1}{a_c}$ para distintos valores de a_c y que representan el valor a añadir en mm para considerar una resistencia equivalente a la convección.

Naturalmente que lo dicho vale también para la radiación. Cuando ambas ocurren simultáneamente a_c y a_r deben sumarse y hallarse el espesor virtual equivalente a la suma. En el gráfico N° 29 figura entre paréntesis, cifras al lado de la línea denominada "Superficie exterior de pared" que equivalen a la resistencia correspondiente a las pérdidas por convección y radiación de la cara exterior, a los alrededores, supuestos a 20° C y que la emisividad de la superficie exterior sea 0,8. Estos espesores varían desde 30 mm a 150 mm y corresponden a los valores del gráfico N° 26. Si se tratara de condiciones diferentes de convección natural y emisividad 0,8 con que ha sido construido el diagrama, se tendría un espesor mayor o menor del anotado.

Sería necesario para leer exactamente la temperatura exterior, hacerlo antes o después de la línea "Superficie exterior de la pared", añadiendo o quitando un espesor equivalente adicional.

Repitamos el cálculo de la chimenea que habíamos realizado anteriormente por el método analítico, para aclarar conceptos del mejor uso del diagrama. Realicémoslo por pasos:

1º Suponiendo las temperaturas interior y exterior las mismas adoptadas antes, tenemos:

Temperatura gases	900° C
Temperatura interior de la pared	856,5° C
Temperatura exterior de la pared	200° C
Temperatura media de la pared	528,2° C
Equivalente del refractario a 528,2° C	1,02
Espesor virtual del refractario	230 mm x 1,02 = 235 mm

2º Establecidos: a , a_{CO_2} y a_{H_2O} que totalizan $a = 64 \text{ kcal/m}^2\text{h} \text{ } ^\circ\text{C}$, su espesor virtual resulta:

$$\frac{1 \text{ kcal/mh } ^\circ\text{C}}{64 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}} = 16 \text{ mm}$$

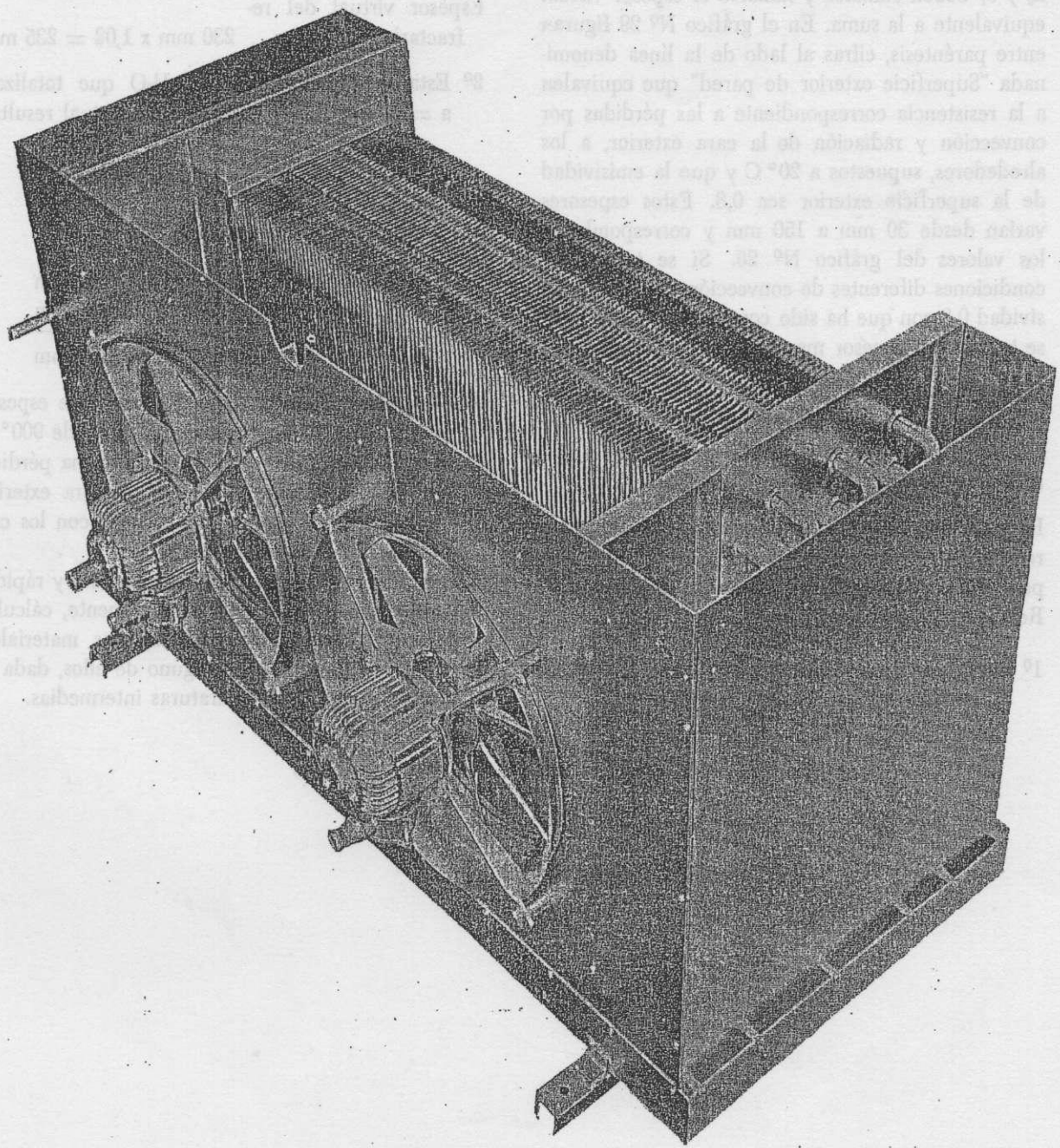
3º Suma de espesores virtuales:

Radiación y convección	16 mm
Pared refractaria	<u>235 mm</u>
Total	251 mm

4º Determinar ahora las pérdidas con este espesor virtual total y la temperatura interior de 900° C utilizando el gráfico N° 29: resulta una pérdida de 2.800 kcal/m²h y una temperatura exterior de la pared de 215° C, coincidente con los cálculos analíticamente.

Como se ve, el uso del gráfico es sencillo y rápido. El mismo nos permite realizar fácilmente, cálculos térmicos de paredes usando distintos materiales, sin llegar a sobrecalentar ninguno de ellos, dada la facilidad de leer las temperaturas intermedias.

CALOVENTILADOR DE TUBOS ALETADOS



CAPITULO 4

Vapor. Propiedades – Calor sensible. Calor latente.
Sobrecalentamiento. Diagrama calor-temperatura – Entropía.
Diagrama entrópico – Diagrama de Mollier – Reducciones
de presión – Expansiones. Compresiones – Calefacción –
Termocompresión – Reevaporaciones – Generación
de energía – Uso combinado del vapor. Generación de energía
y calefacción – Uso eficiente del calor.

Vapor. Propiedades.

El vapor es un extraordinario agente energético y térmico de múltiples usos en la industria. Posee una serie de cualidades valiosas, que hacen de él un elemento muy conveniente, utilizándose en muchas oportunidades en procesos térmicos.

Características:

- Alto contenido de calor.
- Entrega su calor a temperatura constante.
- Puede generar energía.
- De uso repetido.
- Puede generar energía y posteriormente ser usado para calefacción.
- Se genera en instalaciones de alto rendimiento.
- Limpio, inodoro e insípido.
- De fácil distribución y control.
- Puede acumularse, dentro de algunas limitaciones.

Calor sensible. Calor latente.
Sobrecalentamiento.
Diagrama calor-temperatura.

Si en un recipiente con agua se mantiene la presión atmosférica constante y se le entrega calor, su temperatura aumenta progresivamente, hasta llegar a hervir. Este calor entregado al agua se llama "sensible". Si continuamos añadiendo calor luego de haber llegado a la temperatura de ebullición, ésta no aumenta, pero el agua se evapora progresivamente, tomando cada vez más calor, hasta que llega a vaporizarse por completo. Este calor se llama "latente"; con estas adiciones el agua se ha transformado en vapor saturado seco.

Supongamos que experimentamos desde 0° C hasta la temperatura de ebullición, 100° C, y a presión atmosférica. Un kg de agua, ha tomado 100 kcal de calor sensible. Para transformar el agua caliente en vapor se añaden 539 kcal más, como calor latente. Obtiénesese así 1 kg de vapor saturado seco, a presión atmosférica.

Si añadimos más calor al vapor saturado, éste aumenta de temperatura y se convierte en vapor

sobrecalentado, manteniéndose siempre la presión atmosférica.

Si repetimos la experiencia a presiones menores que la atmosférica, el fenómeno se repite, con la diferencia de que la temperatura de ebullición es más baja, tomando menos calor sensible; en cambio, aumenta la cantidad de calor latente.

A presiones mayores que la atmosférica, ocurre a la inversa; el agua hierve a temperaturas más altas, tomando más calor sensible; en cambio, requiere menos calor latente para evaporarse.

El calor sensible se denomina i , el calor latente r y la suma total i_1 . La suma del calor sensible más el latente a medida que aumenta la presión, se va incrementando hasta llegar a un máximo de 30-32 atm absolutas y luego decrece nuevamente.

En las tablas N^{os}. 23 y 24 están tabulados los siguientes valores: presión, temperatura, calor sensible, calor latente, calor total y volumen específico del vapor saturado y sobrecalentado. Este último se comporta como un gas y se le aplican las leyes usuales de los mismos.

$$M = \frac{D \cdot h \cdot (t_1 - t_{ag})}{B \cdot H \cdot \rho \cdot g}$$

CALORÍFICO

TABLA N° 23

Tabla de vapor saturado

ata p	Grados C t ₁	Cal i Calor total	Cal i Calor en el agua	Cal r Calor en el vapor	m ³ /kg v ₁ Volumen	ata p	Grados C t ₁	Cal i Calor total	Cal i Calor en el agua	Cal r Calor en el vapor	m ³ /kg v ₁ Volumen
0,05	32,55	611,5	32,55	578,9	28,73	25	222,9	669,4	228,5	440,9	0,0816
0,075	39,95	614,7	39,93	574,8	19,60	26	224,99	669,5	230,8	438,7	0,0785
0,10	45,45	617,0	45,41	571,6	14,95	28	228,98	669,6	235,2	434,4	0,0729
0,15	53,60	620,5	53,54	567,0	10,21	30	232,76	669,7	239,5	430,2	0,068
0,20	59,67	623,1	59,61	563,5	7,795	32	236,35	669,7	243,6	426,1	0,0638
0,25	64,56	625,1	64,49	560,6	6,322	34	239,77	669,6	247,5	422,1	0,06
0,30	68,68	626,8	68,61	558,2	5,328	36	243,04	669,5	251,2	418,3	0,0566
0,40	75,42	629,5	75,36	554,1	4,069	38	246,17	669,3	254,8	414,5	0,0535
0,50	80,86	631,6	80,81	550,8	3,301	40	249,18	669,0	258,2	410,8	0,0508
1,00	99,09	638,5	99,12	539,4	1,725	42	252,07	668,8	261,6	407,2	0,0483
2	119,62	645,8	119,87	525,9	0,9016	44	254,87	668,4	264,9	403,5	0,0460
3	132,88	650,3	133,4	516,9	0,6166	46	257,56	668,0	268,0	400,0	0,0439
4	142,92	653,4	143,6	509,8	0,4706	48	260,17	667,7	271,2	396,5	0,0420
5	151,11	655,8	152,1	503,7	0,3816	50	262,7	667,3	274,2	393,1	0,0402
6	158,08	657,8	159,3	498,5	0,3213	55	268,69	666,2	281,4	384,8	0,0364
7	164,17	659,4	165,6	493,8	0,2778	60	274,29	665,0	288,4	376,6	0,0331
8	169,61	660,8	171,3	489,5	0,2448	65	278,51	663,9	293,5	370,4	0,0309
9	174,53	662,0	176,4	485,6	0,2189	70	284,48	662,1	300,9	361,2	0,0280
10	179,04	663,0	181,2	481,8	0,1981	80	293,62	658,9	312,6	346,3	0,0240
11	183,20	663,9	185,6	478,3	0,1808	90	301,92	655,1	323,6	331,5	0,0210
12	187,08	664,7	189,7	475,0	0,1664	100	309,53	651,1	334,0	317,1	0,0185
13	190,71	665,4	193,5	471,9	0,1541	110	316,58	646,7	344,0	302,7	0,0164
14	194,13	666,0	197,1	468,9	0,1435	125	316,26	639,3	358,5	280,3	0,0138
15	197,36	666,6	200,6	466,0	0,1343	140	335,09	631,0	372,4	258,6	0,0118
16	200,43	667,1	203,9	463,2	0,1262	160	345,74	618,3	390,8	227,5	0,0096
17	203,35	667,5	207,1	460,4	0,1190	180	355,35	602,5	410,2	192,3	0,0078
18	206,14	667,9	210,1	457,8	0,1126	200	364,08	582,3	431,5	150,8	0,0062
19	208,81	668,2	213,0	455,2	0,1068	220	372,1	547	463,4	84	0,0045
20	211,38	668,5	215,8	452,7	0,1016	224	373,6	532	478,0	54	0,0039
22	216,23	668,9	221,2	447,7	0,0925	227	374,6	500	500	—	0,0032
24	220,75	669,3	226,1	443,2	0,0849						

TABLA N° 24
Calor total y volumen específico de vapor recalentado

ata p	Temperatura de vapor recalentado °C												
	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540
2	732,9 1,342	742,5 1,39	752,2 1,437	761,9 1,485	771,7 1,532	781,5 1,58	791,4 1,627	801,4 1,674	811,5 1,722	821,7 1,769	831,9 1,816	842,2 1,864	852,7 1,911
4	731,7 0,6677	741,4 0,6918	751,2 0,7159	761,0 0,7399	770,8 0,7638	780,7 0,7877	790,7 0,8116	800,8 0,8354	810,9 0,8592	821,1 0,883	831,4 0,9068	841,7 0,9305	852,2 0,9542
6	730,5 0,4429	740,3 0,4592	750,2 0,4754	760,1 0,4915	770,0 0,5077	780,0 0,5237	790,0 0,5398	800,1 0,5558	810,3 0,5717	820,6 0,5876	830,9 0,6036	841,3 0,6194	851,8 0,6352
8	729,3 0,3305	739,2 0,3429	749,2 0,3552	759,2 0,3674	769,2 0,3796	779,2 0,3918	789,3 0,4039	799,5 0,4159	809,7 0,428	820,0 0,44	830,4 0,4519	840,8 0,4639	851,3 0,4759
10	728,1 0,2630	738,2 0,2731	748,2 0,283	758,3 0,2929	768,4 0,3028	778,4 0,3126	788,6 0,3223	798,8 0,332	809,1 0,3417	819,4 0,3514	829,8 0,361	840,3 0,3706	850,9 0,3802
12	726,8 0,2181	737,0 0,2265	747,2 0,2349	757,4 0,2433	767,5 0,2515	777,7 0,2598	787,9 0,2679	798,2 0,2761	808,5 0,2842	818,9 0,2923	829,4 0,3003	839,9 0,3084	850,5 0,3164
14	725,6 0,1859	735,9 0,1933	746,2 0,2006	756,4 0,2078	766,7 0,215	776,9 0,222	787,2 0,2291	797,6 0,2361	807,9 0,2431	818,3 0,2501	828,8 0,257	839,4 0,2639	850,0 0,2709
16	724,4 0,1618	734,8 0,1684	745,2 0,1748	755,5 0,1812	765,9 0,1875	776,2 0,1937	786,5 0,200	796,9 0,2062	807,3 0,2123	817,8 0,2184	828,3 0,2245	838,9 0,2306	849,6 0,2367
18	723,2 0,1431	733,7 0,149	744,2 0,1548	754,6 0,1605	765,0 0,1661	775,4 0,1717	785,8 0,1773	796,3 0,1829	806,7 0,1884	817,2 0,1938	827,8 0,1993	838,4 0,2047	849,1 0,2101
20	721,9 0,1281	732,6 0,1334	743,2 0,1387	753,7 0,1439	764,2 0,1491	774,7 0,1542	785,1 0,1592	795,6 0,1632	806,1 0,1692	816,7 0,1741	827,3 0,1791	837,9 0,184	848,7 0,1888
25	718,6 0,101	729,6 0,1055	740,6 0,1098	751,4 0,1141	762,1 0,1183	772,7 0,1225	783,3 0,1266	794,0 0,1307	804,6 0,1347	815,3 0,1387	826,0 0,1427	836,8 0,1466	847,6 0,1506
30	715,2 0,0830	726,8 0,0868	738,0 0,0906	749,1 0,0942	760,0 0,0978	770,8 0,1013	781,6 0,1048	792,4 0,1083	803,1 0,1117	813,9 0,1151	824,7 0,1184	835,5 0,1218	846,5 0,1251
35	711,6 0,070	723,6 0,0735	735,8 0,0768	746,6 0,080	757,8 0,0831	768,8 0,0862	779,8 0,0893	790,7 0,0923	801,6 0,0952	812,5 0,0982	823,4 0,1011	834,3 0,1039	845,3 0,1069
40	707,8 0,0603	730,5 0,0634	732,5 0,0664	744,1 0,0693	755,5 0,0721	766,8 0,0749	778,0 0,0776	789,1 0,0803	800,1 0,0829	811,1 0,0855	822,1 0,088	833,1 0,0906	844,2 0,0932
45	703,8 0,0526	717,1 0,0556	729,6 0,0584	741,6 0,061	753,3 0,0636	764,8 0,0661	776,1 0,0685	787,4 0,071	798,5 0,0733	809,7 0,0757	820,8 0,078	831,9 0,0803	843,1 0,0826
50	699,5 0,0465	713,6 0,0493	726,6 0,0519	739,1 0,0544	751,1 0,0567	762,8 0,059	774,3 0,0618	785,7 0,0635	797,0 0,0657	808,3 0,0678	819,5 0,0699	830,7 0,072	841,9 0,074
56	694,0 0,0405	709,2 0,0432	722,9 0,0456	735,9 0,0479	748,3 0,0501	760,3 0,0522	772,1 0,0543	783,7 0,0563	795,2 0,0583	806,6 0,0602	818,0 0,0621	829,2 0,064	840,6 0,0658
60	690,0 0,0371	706,0 0,0398	720,4 0,0421	733,7 0,0443	746,4 0,0464	758,7 0,0484	770,6 0,0504	782,4 0,0523	793,9 0,0541	805,5 0,056	816,9 0,0578	828,3 0,0595	839,7 0,0613
70	679,2 0,0303	697,7 0,0329	713,6 0,0351	728,1 0,0371	741,5 0,0392	754,4 0,0409	766,8 0,0426	778,9 0,0443	790,8 0,0459	802,6 0,0475	814,3 0,0491	825,9 0,0506	837,4 0,0522
80	668,8 0,025	688,3 0,0276	706,2 0,0297	722,0 0,0317	736,4 0,0335	750,0 0,0352	762,9 0,0367	775,4 0,0383	787,6 0,0397	799,7 0,0412	811,6 0,0426	823,4 0,044	835,2 0,0453
90	—	677,7 0,0233	698,1 0,0255	715,5 0,0274	730,9 0,0291	745,3 0,0307	758,8 0,0322	771,5 0,0336	784,4 0,0349	796,8 0,0352	808,9 0,0375	820,9 0,0388	832,9 0,040
100	—	666,0 0,0199	689,2 0,0221	708,4 0,024	725,2 0,0256	740,4 0,0271	754,5 0,0285	768,1 0,0298	781,1 0,0311	793,8 0,0323	806,2 0,0335	818,5 0,0346	830,6 0,0358
120	—	—	668,9 0,0167	692,7 0,0187	712,6 0,0203	730,0 0,0217	745,7 0,023	760,4 0,0242	774,3 0,0253	787,7 0,0264	800,6 0,0274	813,5 0,0284	825,9 0,0294
140	—	—	642,6 0,0125	674,3 0,0147	698,3 0,0164	718,4 0,0178	736,1 0,019	752,2 0,0201	767,1 0,0211	781,3 0,0221	794,9 0,023	808,2 0,0239	821,1 0,0248
160	—	—	—	651,8 0,0115	682,2 0,0133	705,9 0,0147	725,8 0,0159	743,4 0,017	759,5 0,018	774,7 0,0189	789,1 0,0198	802,8 0,0206	816,2 0,0214
180	—	—	—	620,2 0,0086	661,1 0,0108	692,2 0,0123	714,6 0,0135	734,1 0,0145	751,6 0,0155	767,8 0,0164	782,9 0,0172	797,4 0,018	811,2 0,0187
200	—	—	—	—	640,2 0,0087	676,6 0,0103	702,4 0,0115	724,0 0,0126	743,0 0,0135	760,5 0,0144	776,6 0,0151	791,6 0,0159	805,8 0,0166
220	—	—	—	—	606,8 0,0066	657,0 0,0086	689,3 0,0099	713,3 0,011	733,9 0,0119	752,8 0,0127	770,0 0,0134	785,7 0,0141	800,5 0,0148

Lo expuesto es una forma simplificada de expresión del proceso de vaporización, y hemos dejado de lado detalles que no interesan al ingeniero.

Si llevamos a un gráfico la experiencia anterior y tomando en abscisas las cantidades de calor y en ordenadas las temperaturas, tenemos el gráfico Nº 31 (en él suponemos que el agua a 0° C tiene contenido de calor = 0). Primero se añade calor sensible, aumentando la temperatura del agua, luego se suministra calor latente y la temperatura permanece constante mientras que el agua se evapora, pero si se añade más calor el vapor se sobrecalienta, aumentando nuevamente la temperatura. Todo ello ocurre, como está indicado en el gráfico para diferentes presiones.

Vemos además que el gráfico Nº 31 está dividido en tres partes: la región del líquido caliente, la

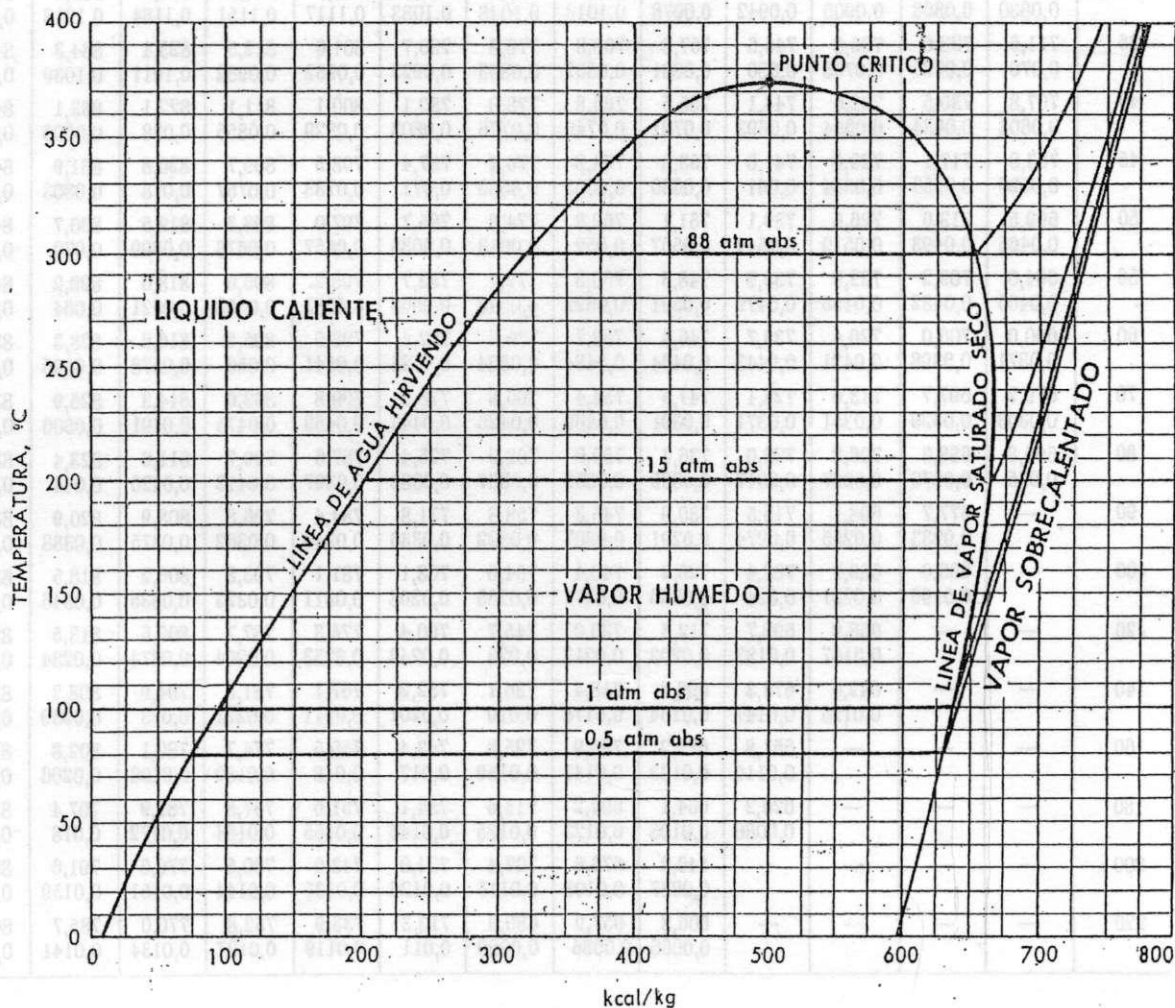
región donde el vapor está parcialmente evaporado, llamada región del vapor húmedo, y la región del vapor sobrecalentado.

Estas zonas están separadas por la línea de agua hirviendo y la línea del vapor saturado seco, que son las líneas límite, uniéndose ambas en un punto que está a 374,6° C y 227 atm. abs. Este es el punto crítico del vapor. En él, el calor latente se ha reducido a cero y el calor sensible llega a 500 kcal/kg; el vapor y el agua no existen como fases separadas en el punto crítico.

En la zona del vapor húmedo, pueden trazarse las líneas de igual título del vapor, que indican el porcentaje del vapor y del agua. Correspondiendo dicho porcentaje a la cantidad de calor latente añadido.

GRAFICO Nº 31

REPRESENTACION GRAFICA DE LA CANTIDAD DE CALOR TEMPERATURA PARA EL VAPOR DE AGUA



Entropía. Diagrama entrópico.

Si trazamos nuevamente el gráfico N° 31 pero colocando en las ordenadas la temperatura absoluta $T^{\circ}\text{K}$ en lugar de $t^{\circ}\text{C}$, y en abscisas ponemos la expresión $\frac{Q}{T} = S$, kcal/kg $^{\circ}\text{K}$ en lugar de Q , tenemos trazado el diagrama entrópico ya que $\frac{Q}{T} = S$ es la función denominada entropía (Ver gráfico 31 A).

El concepto entropía no es fácil de definir ni aclarar, pero la utilización de sus propiedades facilita los cálculos y la solución de muchos problemas termodinámicos.

Puede decirse que la entropía mide la posibilidad de que el calor contenido en una masa de vapor, sea más o menos útil, para ser aprovechado en generar energía o calentar. Una cantidad de vapor, con un valor pequeño de su entropía, indica mayores posibilidades de utilización de su calor, que esa misma masa de vapor, con un valor grande de su entropía, aún cuando el calor contenido sea el mismo en ambos casos. Veamos un ejemplo para aclarar el concepto.

Un kg de vapor saturado a 0,1 atm. abs. y 45°C tiene en esas condiciones un contenido de calor de 617 kcal y una temperatura absoluta de 318°K , por lo tanto su entropía será:

$$S = \frac{Q}{T} = \frac{617 \text{ kcal/kg}}{318^{\circ}\text{K}} = 1,94 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{K}$$

En cambio un kg de vapor saturado a 160 atm. abs. y 345°C , cuyo contenido de calor es casi igual al caso anterior, 618 kcal con su temperatura absoluta de 618°K , tenemos una entropía:

$$S = \frac{618 \text{ kcal/kg}}{618^{\circ}\text{K}} = 1 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{K}$$

Es evidente que con el vapor a 160 atm. abs. se puede generar energía o calentar en un proceso industrial, en condiciones mucho mejores que lo que se podría con el vapor de 0,1 atm. abs. Recuerdese, sin embargo, que el contenido de calor es casi igual en ambos casos.

El diagrama entrópico y las propiedades de la función entropía, son de especial interés para el ingeniero, en el estudio de los ciclos del vapor, ya sea

generando energía, calentando en procesos industriales o en procesos combinados.

El diagrama nos suministra otras informaciones muy útiles, que permiten visualizar, por así decir, el desarrollo termodinámico de los ciclos del vapor.

La superficie en el diagrama representa la cantidad de calor contenida en el agua o el vapor. Efectivamente en ordenadas tenemos T y en abscisas $\frac{Q}{T}$ la superficie será:

$$\frac{Q}{T} T = Q$$

Esto requiere una aclaración. Veamos el gráfico 31 B, si calentamos agua a 10 atm. abs. entre 0° y 179°C (que es la temperatura de saturación) le entregamos 181 kcal/kg de calor sensible luego la superficie comprendida por la línea de agua hirviendo entre 0° y 179° y los ejes de referencia y que en la figura aparece rayada oblicuamente, representa la cantidad de calor entregado, o sea 181 kcal/kg. Añadiendo más calor al agua ésta se irá evaporando y cuando esté totalmente evaporada le habremos entregado 482 kcal/kg de calor latente. La superficie adicional rayada en el otro sentido representa este nuevo aporte de calor.

Si añadimos más calor al vapor saturado, este se sobrecalienta aumentando su temperatura y manteniendo constante la presión. La nueva cantidad de calor entregado está representada por otra nueva superficie del diagrama. Supongamos haber sobrecalentado el vapor hasta 400°C , la cantidad de calor añadida es de 115,4 kcal/kg (ver tablas).

Todo ocurre en forma parecida a lo representado en el gráfico N° 31.

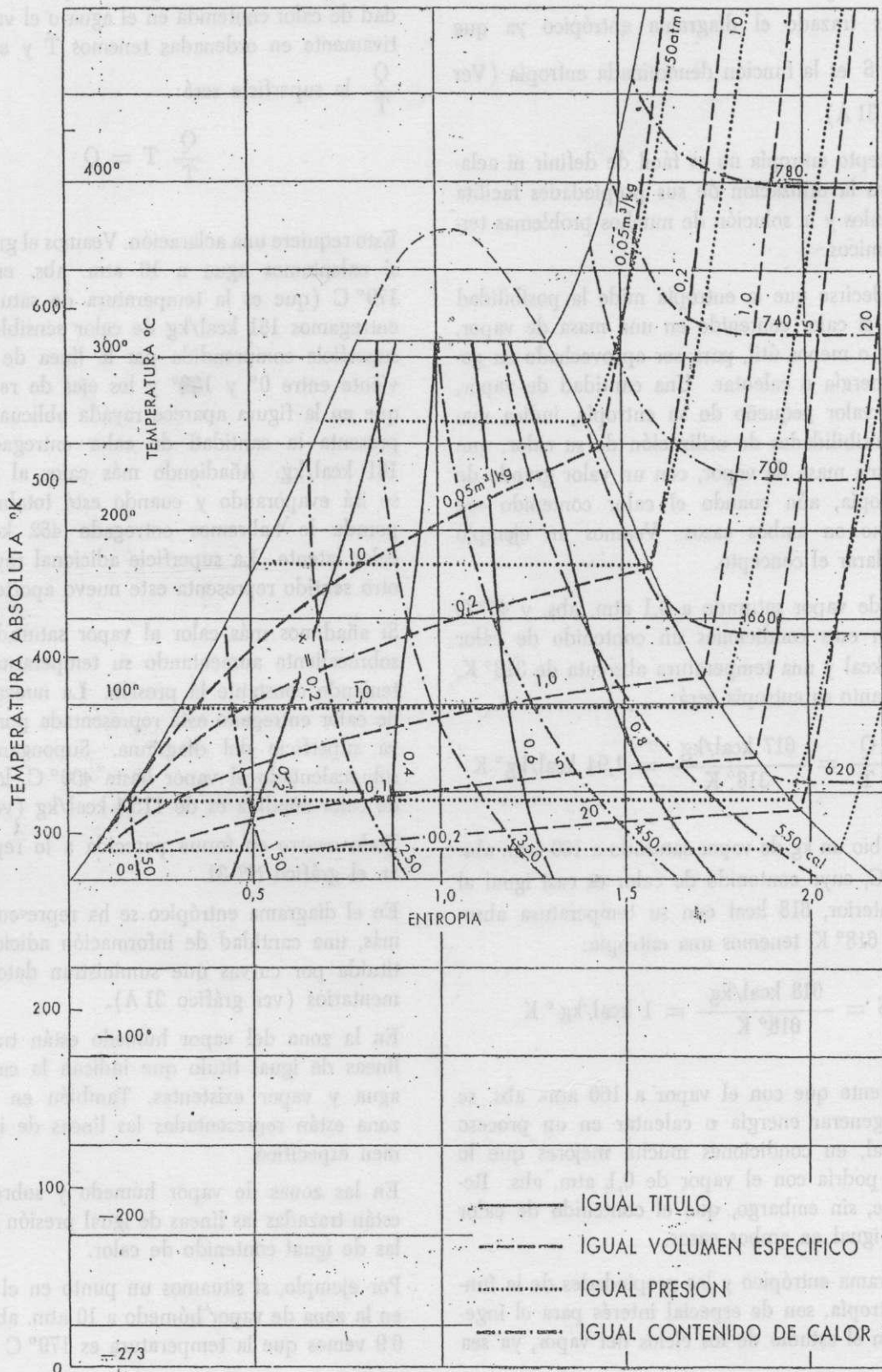
En el diagrama entrópico se ha representado, además, una cantidad de información adicional, constituida por curvas que suministran datos complementarios (ver gráfico 31 A).

En la zona del vapor húmedo están trazadas las líneas de igual título que indican la cantidad de agua y vapor existentes. También en la misma zona están representadas las líneas de igual volumen específico.

En las zonas de vapor húmedo y sobrecalentado están trazadas las líneas de igual presión y también las de igual contenido de calor.

Por ejemplo, si situamos un punto en el diagrama en la zona de vapor húmedo a 10 atm. abs. y título 0,9 vemos que la temperatura es 179°C o 452°K ;

DIAGRAMA ENTROPICO PARA EL VAPOR DE AGUA



el contenido de calor 620 kcal/kg. Esta cantidad de calor está representada por la superficie del diagrama a la izquierda del punto en cuestión; el volumen específico 0,18 m³/kg y la entropía 1,48. El diagrama entrega como vemos toda la información necesaria.

Las ordenadas del diagrama son en °K, pero también para facilitar cálculos está señalada la temperatura centígrada.

En la construcción del diagrama, suponemos que el contenido de calor es cero a 0° C como se había supuesto anteriormente. Ello significa entonces entropía cero.

Diagrama de Mollier.

Para facilitar los cálculos se ha ideado el diagrama de Mollier, en él se indican en abscisas la entropía S (igual que en el diagrama entrópico) y en ordenadas las cantidades calor Q o en entalpía en lugar de las temperaturas absolutas.

Resulta así un diagrama deformado del diagrama entrópico y del cual sólo es útil una porción limitada que es la representada en la figura de la página siguiente.

Se verá luego que el uso de este diagrama es muy práctico, pues para medir cantidades de calor no se requiere calcular superficies sino leer directamente su valor en el eje de ordenadas.

Reducciones de presión.

Si se hace perder presión al vapor, a través de una válvula reductora, tenemos el fenómeno de reducción de presión o estrangulación. Se entiende que el vapor no realiza trabajo alguno al pasar de una presión alta a otra baja; consecuentemente, la cantidad de calor que tiene el vapor a baja presión, después de la estrangulación, es la misma que la que tenía anteriormente.

Supongamos tener vapor saturado a 10 atm. abs., el contenido de calor total es según la tabla de 663 kcal/kg. Si le hacemos sufrir una reducción de presión (estrangulación) hasta 1 atm. abs. el vapor saturado tiene a esa presión un calor total de 638,5 kcal/kg es decir entonces, que hay un

excedente de 24,5 kcal/kg. Estas calorías sobrantes y que están contenidas en el vapor, producen en él un cierto grado de sobrecalentamiento.

Para estudiar este fenómeno en el diagrama entrópico (gráfico 31 C) ubiquemos el punto de 10 atm. abs. saturado, es decir sobre la línea de agua hirviendo, la expansión estará representada por un desplazamiento siguiendo la curva de igual contenido de calor hasta su intersección con la línea de 1 atm. abs. de presión. Observemos que el desplazamiento ocurre en la zona del vapor sobrecalentado y la intersección se produce a la temperatura de 150° C.

Veamos ahora cómo ocurren las cosas en el diagrama de Mollier. Ubiquemos el punto de 10 atm. abs. saturado, es decir sobre la línea de agua hirviendo (gráfico 31 D), la estrangulación que es un fenómeno que ocurre manteniendo constante la cantidad de calor. Si se reduce la presión a 1 atm. abs. deberemos desplazarnos horizontalmente por la ordenada de 663 kcal/kg hasta la intersección correspondiente con la línea de 1 atm. abs. de presión, vemos que la nueva condición es en la zona del vapor sobrecalentado y a la temperatura de 150° C. Es decir, ocurre nuevamente lo que ya habíamos visto.

El diagrama de Mollier es más fácil de manejar ya que con sólo colocar una regla o tira de papel, sobre la lámina, se ubica la condición final del vapor rápidamente. También se puede fácilmente realizar tanteos o estudios de prueba.

Expansiones. Compresiones.

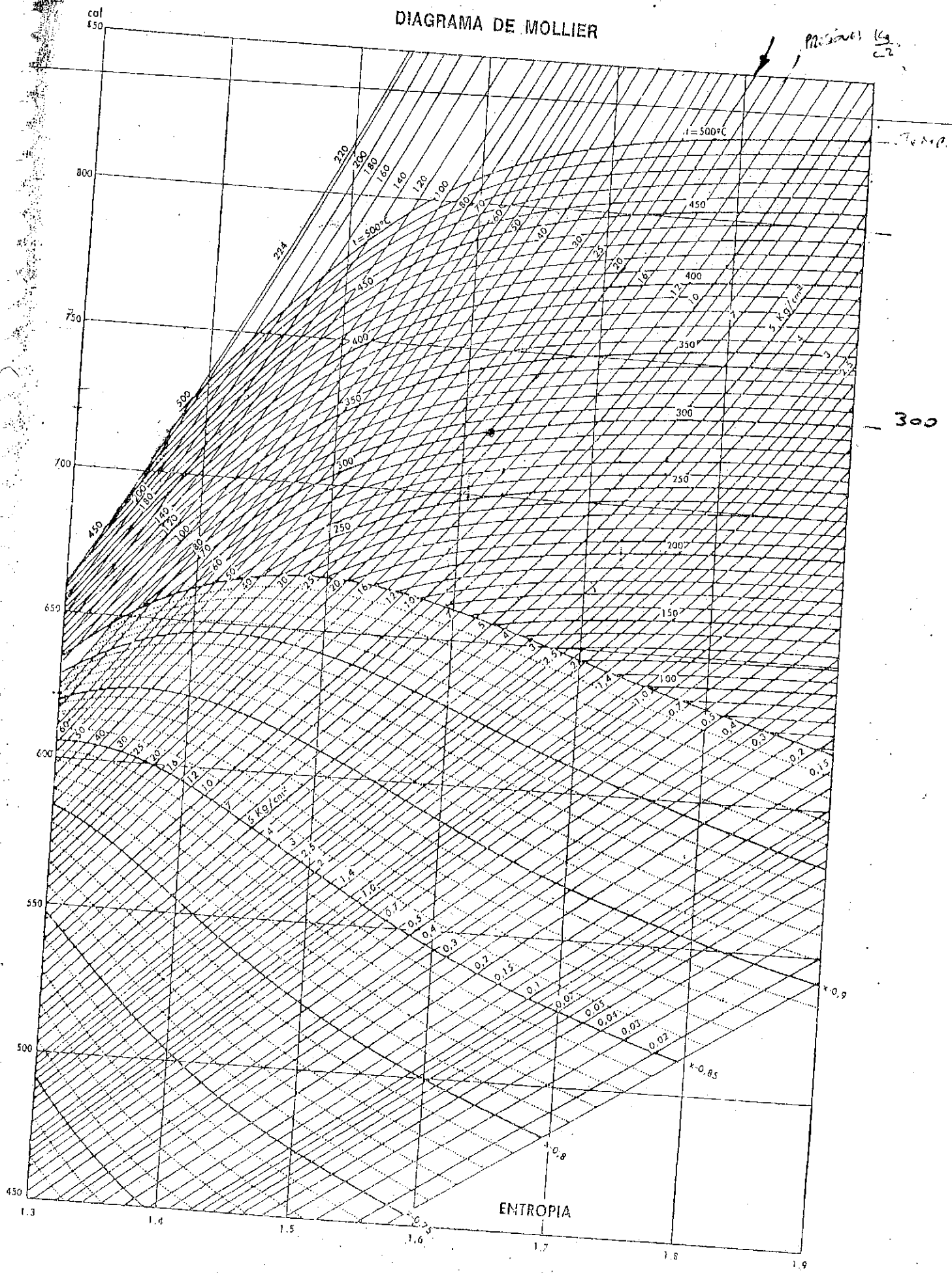
Si a una masa de vapor la expandimos en el cilindro de una máquina de vapor o en las paletas de una turbina y hacemos que la expansión sea adiabática, es decir sin pérdidas de calor, la expansión produce trabajo, pero al no haber pérdidas, toda la energía antes y después de la expansión es la misma y está en parte contenida en el vapor y en parte convertida en trabajo. El sistema en conjunto no ha perdido energía, luego la transformación es isoentrópica o de igual entropía. Si en el diagrama entrópico (gráfico 31 C) ubicamos vapor a 10 atm. abs., sobrecalentado a 400° C su contenido de calor es 778,4 kcal/kg.

Si se lo hace expandir adiabáticamente, o sea isoentrópicamente hasta 1 atm. abs., debe desplazarse

$\Delta U = Q - W$

DIAGRAMA DE MOLLIER

Presión $\frac{kg}{cm^2}$



300

DIAGRAMA ENTROPICO

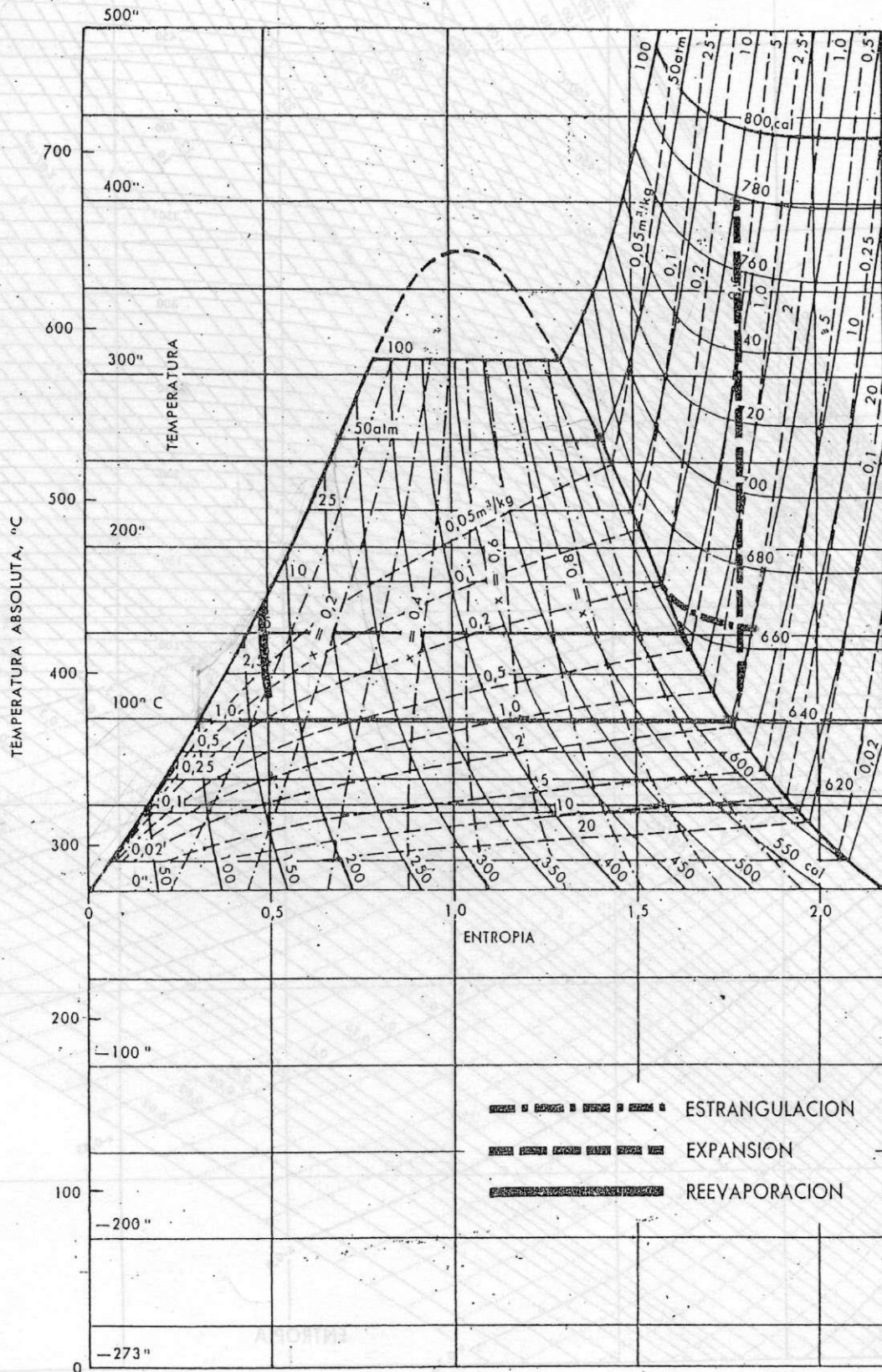
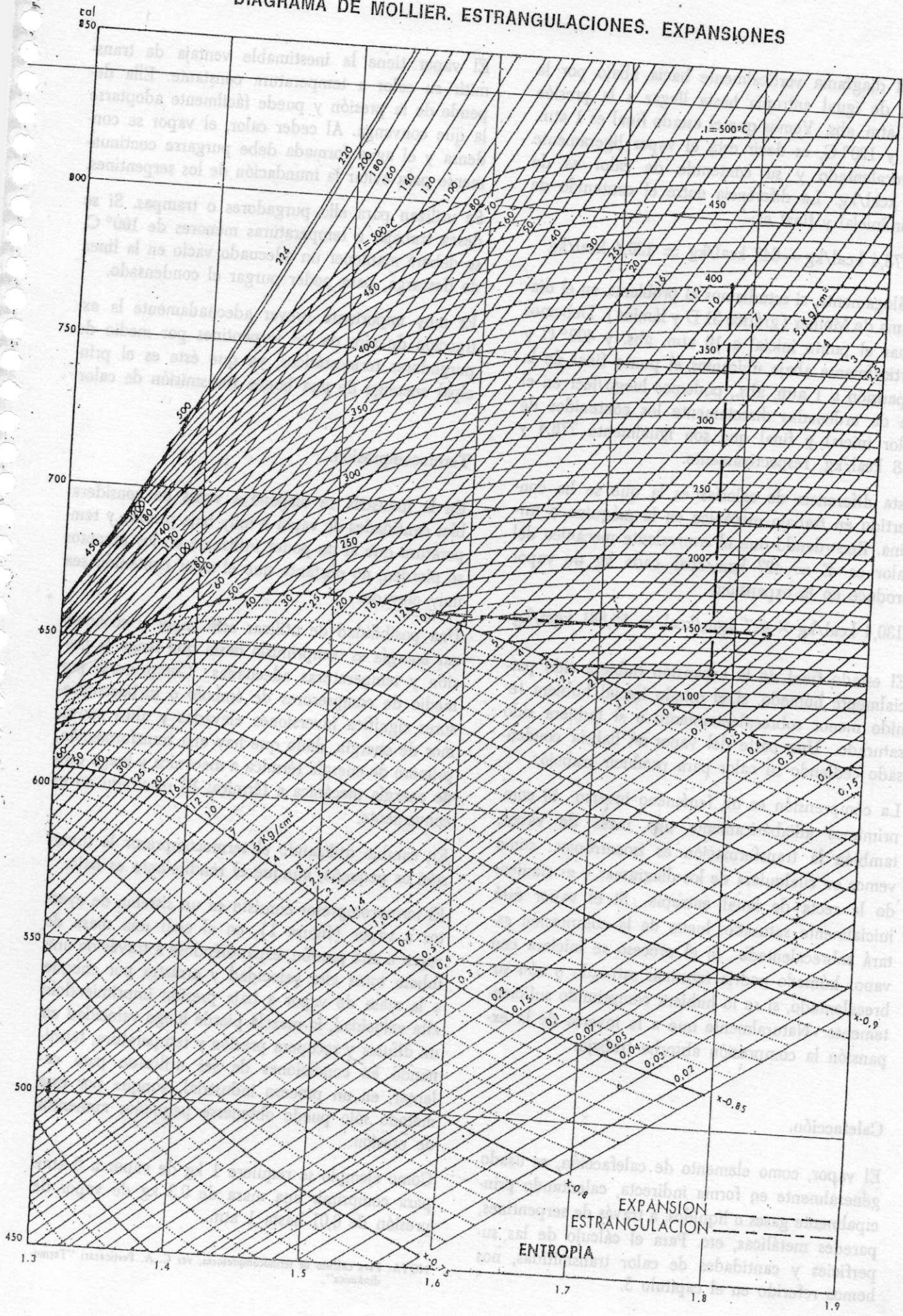


DIAGRAMA DE MOLLIER. ESTRANGULACIONES. EXPANSIONES



en el diagrama verticalmente hacia abajo por la línea de igual entropía hasta llegar a la presión de 1 atm. abs. Vemos que el estado final es 1 atm. abs. y 120° C, es decir está el vapor ligeramente sobrecalentado y su contenido de calor es de 648 kcal/kg. La diferencia entre el contenido de calor inicial y final es:

$$778,4 \text{ kcal/kg} - 648 \text{ kcal/kg} = 130,4 \text{ kcal/kg}$$

Análogamente, si estudiamos el problema en el diagrama de Mollier (gráfico 31 D y lámina). Debemos situar el punto inicial a 10 atm. abs. y 400° C y verticalmente abajo ubicamos el punto final de la expansión a 1 atm. abs., podemos luego leer en el eje de ordenadas directamente los contenidos de calor inicial y final que son igualmente 778,4 y 648 kcal/kg, respectivamente.

Esta diferencia de calorías es la que se ha convertido en trabajo mecánico en la máquina o turbina. Recordando que el equivalente mecánico del calor es $E = 427 \text{ kgm/kcal}$ cada kg de vapor produce en la expansión:

$$130,4 \text{ kcal/kg} \times 427 \text{ kgm/kcal} = 55,881 \text{ kgm/kg}$$

El estado final de la expansión hubiera sido parcialmente húmedo, si el estado inicial hubiera tenido menor sobrecalentamiento o si hubiera sido saturado. Una parte del vapor se habría condensado cediendo su calor para producir trabajo.

La comprensión es un fenómeno inverso. Si comprimimos adiabáticamente una masa de vapor, también la transformación es isoentrópica, como vemos en cualquiera de los diagramas y es siguiendo la recta de igual entropía. Si el vapor está inicialmente saturado, luego de la comprensión estará sobrecalentado. Si el proceso se iniciara con vapor húmedo podría terminar saturado o aún sobrecalentado, si se lo hubiera comprimido suficientemente. Naturalmente que a la inversa de la expansión la comprensión absorbe trabajo.

Calefacción.

El vapor, como elemento de calefacción, es usado generalmente en forma indirecta, calentando principalmente gases o líquidos, a través de serpentines, paredes metálicas, etc. Para el cálculo de las superficies y cantidades de calor transmitidas, nos hemos referido en el capítulo 3.

El vapor tiene la inestimable ventaja de transmitir su calor a temperatura constante. Ella depende de la presión y puede fácilmente adoptarse la que convenga. Al ceder calor, el vapor se condensa y el agua formada debe purgarse continuamente para evitar la inundación de los serpentines.

Se utilizan para ello purgadores o trampas. Si se desea trabajar a temperaturas menores de 100° C, se deberá mantener un adecuado vacío en la línea de descarga, para poder purgar el condensado.

Es muy importante prever adecuadamente la extracción de aire de los serpentines por medio de purgadores termostáticos, ya que éste es el principal enemigo de una buena transmisión de calor.

Termocompresión.

En la industria se dispone a veces de considerables cantidades de vapor a muy baja presión y temperatura que al no poder utilizarse en los procesos se pierden, no obstante que el calor contenido sea muy elevado.

Una posibilidad de utilizar este vapor y economizar energía es comprimirlo hasta que tenga la presión y temperaturas adecuadas. Comprimirlo por medio de compresores de émbolo o turbocompresores significa inversiones elevadas y altos consumos de energía, dado que hay una transformación, primero de energía térmica a mecánica y luego otra de energía mecánica a térmica. El resultado no es conveniente.

En cambio utilizando el termocompresor la inversión es pequeña, aunque el rendimiento es bajo.

El termocompresor consiste en un sistema de inyector a vapor (figura 1), en el cual una masa de vapor a alta presión, expandiéndose a través de una tobera toma alta velocidad y arrastra por choque a la masa de vapor a baja presión imprimiéndole alta velocidad, la mezcla pierde luego velocidad en un difusor y recupera presión y temperatura, terminando en condiciones de ser utilizado para calentar, en un proceso industrial, aunque por este método sólo puede obtenerse pequeños aumentos de presión.

Como ejemplo se requiere 1 kg de vapor a 6 atm. para comprimir una masa de 0,3 kg de vapor de presión de 0,01 hasta 1 atm.

NOTA: Para cálculo de termocompresores, ver C. A. Peticarati "Termodinámica".

Habíamos visto que el agua al calentarse tomaba calor sensible y que éste era mayor a medida que aumentaba la presión.

En un aparato calefaccionado por vapor, al purgarse el agua condensada, ésta tiene el calor sensible correspondiente a la presión de trabajo. Al pasar el agua a la presión reducida de la línea de descarga, la cantidad de calor sensible que corresponde a esa presión es menor. El excedente de calor contenido en el agua produce una reevaporación parcial.

Veamos un ejemplo. En un aparato calefaccionado por vapor a 7 atm. abs. el calor sensible del agua condensada es 165,6 kcal/kg. Si la descarga de la trampa es a 1 atm. abs., el calor sensible es 100 kcal/kg, las 65,6 kcal sobrantes, actúan vaporizando una parte del agua y el 12 % de ésta vuelve a convertirse en vapor a 1 atm. abs.

Lo ocurrido es un fenómeno similar al sobrecalentamiento experimentado por el vapor, luego de sufrir una reducción de presión, este vapor puede en ciertos casos, ser nuevamente utilizado en el proceso industrial. El gráfico Nº 32 permite calcular el porcentaje de agua que se reevapora para distintas condiciones iniciales y finales de la presión.

Este fenómeno también se estudia en el diagrama entrópico. Se fija el punto inicial sobre la línea de agua hirviendo a la presión correspondiente, al producirse la expansión debemos desplazarnos paralelamente a la línea de igual contenido de calor hasta la nueva presión inferior.

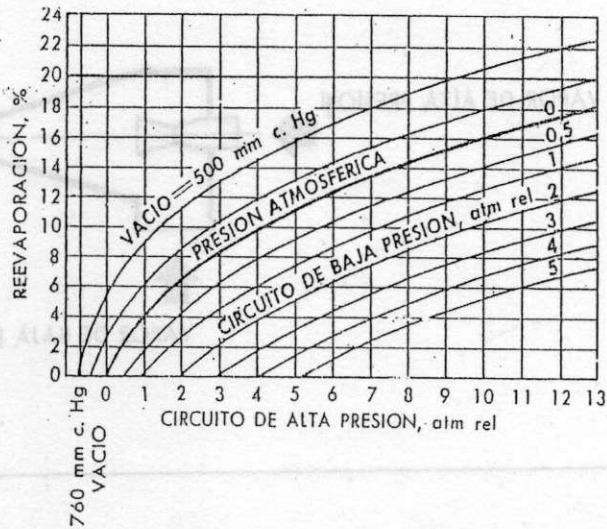
Entramos en la zona del vapor húmedo donde la línea de título nos da el contenido de vapor producido en la reevaporación (ver gráfico 31 C).

Generación de energía.

De acuerdo con lo establecido en termodinámica, para generar energía se debe tomar calor de una fuente caliente y entregarse luego una cantidad menor a una fuente fría, la diferencia se convierte en trabajo mecánico en una máquina o turbina.

La fuente caliente es la caldera; el combustible entrega calor y se genera vapor. El vapor en la máquina o turbina produce trabajo mecánico y luego se entrega el calor restante contenido en el vapor de escape al condensador que es la fuente fría. En caso del escape libre la atmósfera es la fuente fría (figura 2).

PORCENTAJE DE AGUA REEVAPORADA CON DISTINTAS PRESIONES INICIALES Y FINALES DEL AGUA CALIENTE



Para producir energía entonces se entrega una cierta cantidad de calor y se desecha luego una cantidad algo menor. El rendimiento del proceso se expresa así:

$$\eta = \frac{\text{Calor entregado} - \text{Calor desechado}}{\text{Calor entregado}}$$

Veamos algunos casos estudiándolos primero en el diagrama entrópico y luego en el diagrama de Mollier.

En el ciclo que utiliza vapor saturado la caldera produce el vapor que es enviado a la máquina o turbina.

En el diagrama entrópico (gráfico 31 E) consideraremos, presión del vapor, 40 atm. abs., temperatura de saturación, 249° C, presión en el condensador 0,1 atm. abs., o sea 45° C.

La alimentación a la caldera que se hace con agua condensada a 45° y tiene algún contenido de calor que está representado por el punto A del diagrama.

El ciclo es el siguiente:

Curva AB calentamiento del agua desde 45° C hasta 249° C. Es el calor que normalmente aporta el economizador, en el diagrama ese calor está representado por la superficie aABb.

Vaporización del agua según recta BC ello ocurre en la caldera. El calor está representado por la superficie BBCc.

FIGURA Nº 1

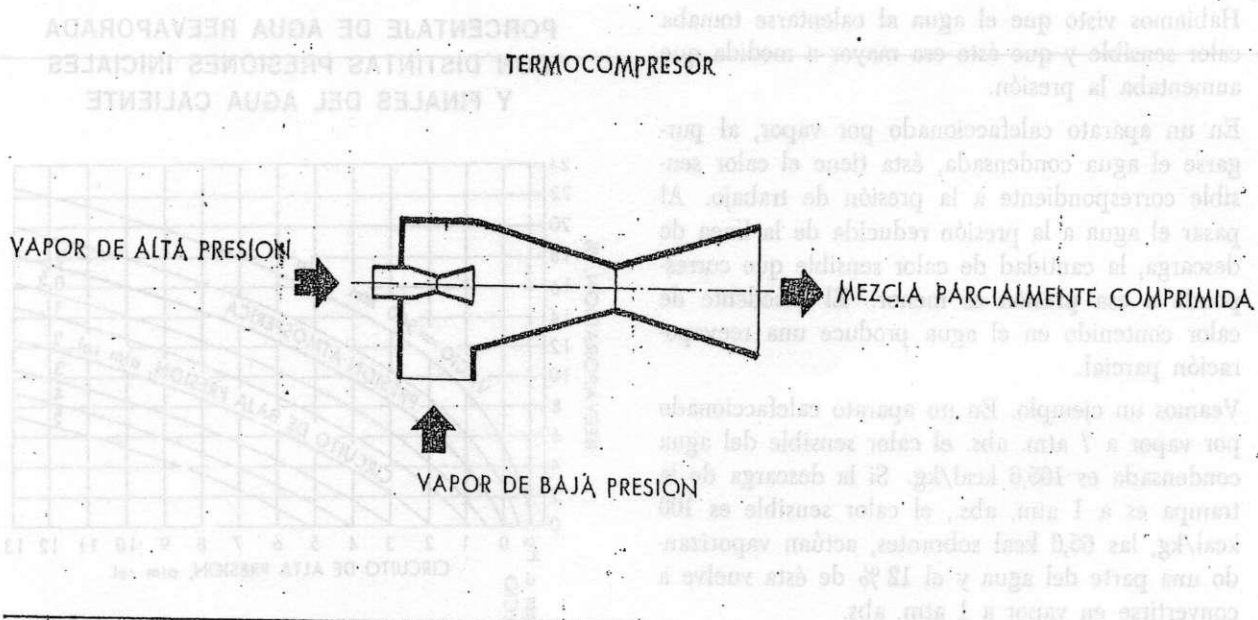


FIGURA Nº 2

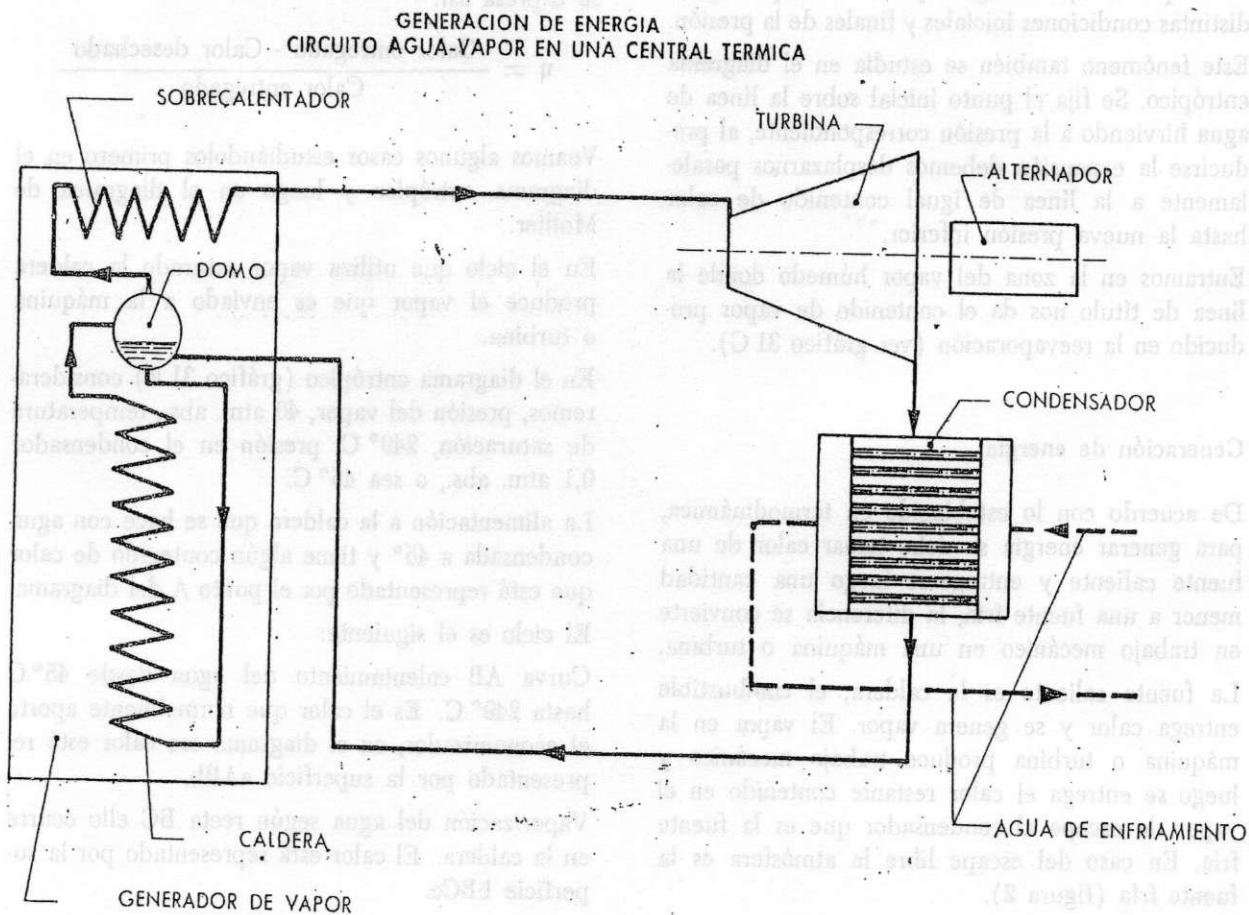


DIAGRAMA ENTROPICO GENERACION DE ENERGIA

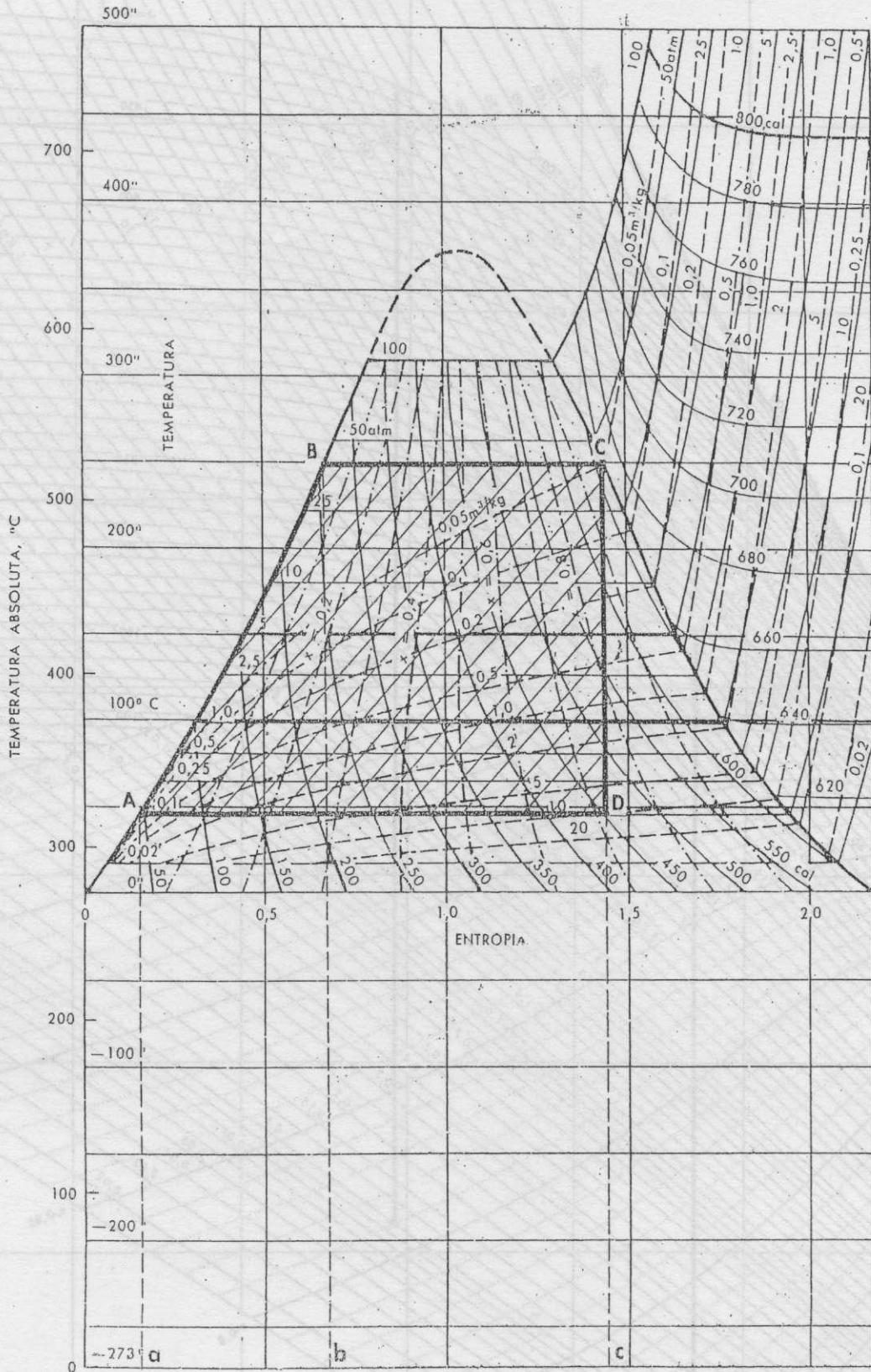
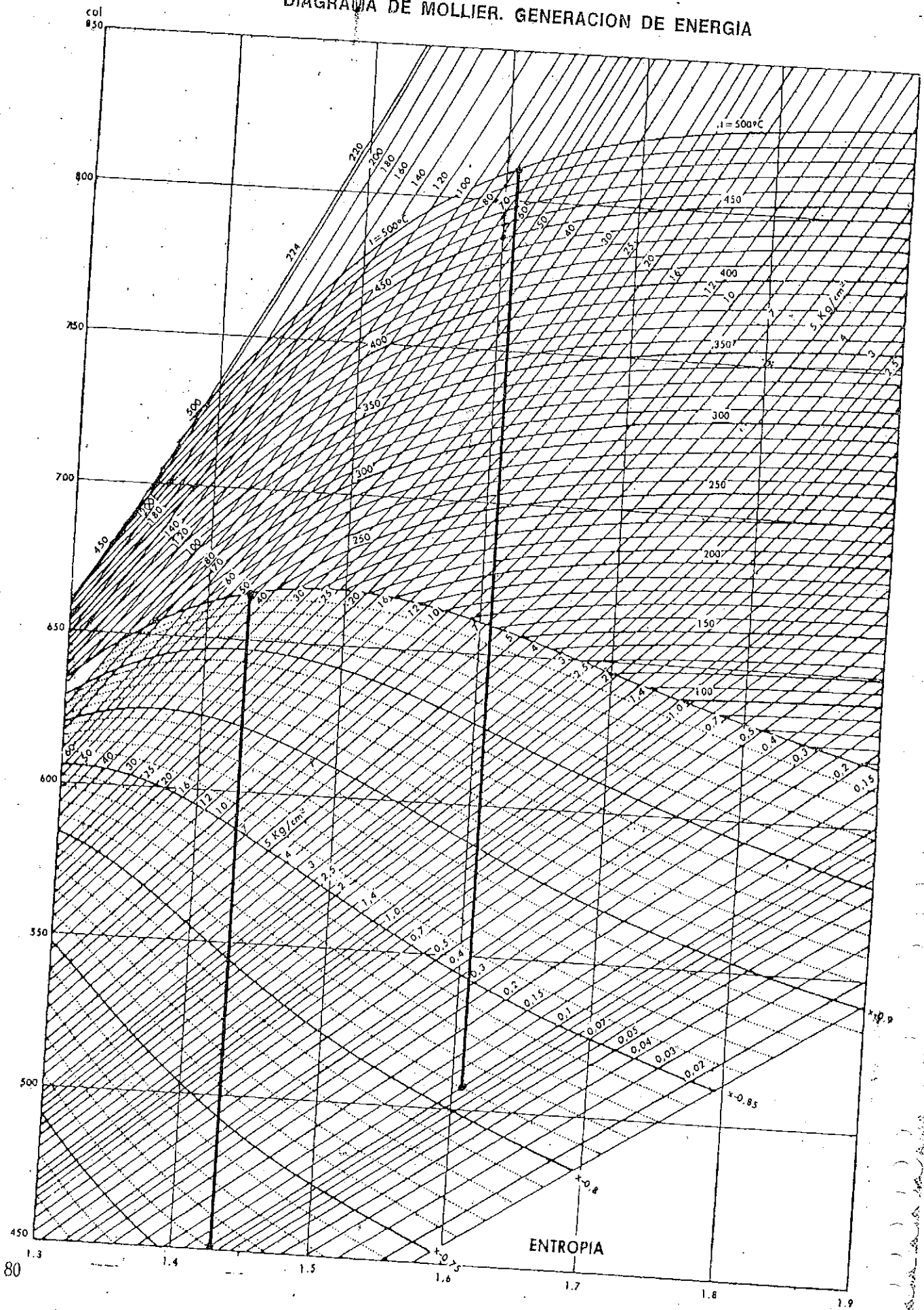


DIAGRAMA DE MOLLIER. GENERACION DE ENERGIA



La expansión adiabática CD ocurre en la máquina o turbina entre 40 atm. abs. y la presión del condensador de 0,1 atm. abs. La recta DA paralela al eje de abscisas corresponde a la condensación del vapor en el condensador a la presión constante de 0,1 atm. abs. y 45° C.

El rendimiento del ciclo como se dijo anteriormente es la relación entre calor útil y calor desechado, luego:

$$\eta = \frac{\text{Calor aportado aABCc} - \text{Calor desechado aADc}}{\text{Calor aportado aABCc}}$$

El calor aportado lo tenemos calculando la superficie o leyendo el calor en el punto C, interpolando entre las curvas de igual contenido de calor.

Leemos 669 kcal/kg, a ese valor le debemos restar el contenido de calor en A que es 45 kcal/kg, luego el aportado es 624 kcal/kg y el calor desechado que es el calor en D es 454 kcal/kg menos el contenido de calor en A que es 45 kcal/kg, o sea 409 kcal/kg. Luego:

$$\eta = \frac{624 - 409}{624} = 0,34 \text{ o sea } 34 \%$$

En el diagrama de Mollier (gráfico 31 F), leemos en el eje de ordenadas muy fácilmente los valores de los contenidos de calor hallados más arriba. Debe también restarse el calor contenido en A que es 45 kcal/kg.

La observación del diagrama entrópico (gráfico 31 E), nos sugiere una inmediata reflexión sobre la enorme magnitud de la pérdida y explica en consecuencia el bajo rendimiento logrado.

Se pueden adoptar entonces las medidas siguientes, para aumentar la superficie útil y disminuir la superficie que representa la pérdida.

Aumento de la presión, esto está limitado por equipos y materiales constructivos, sobrecalentar el vapor con las mismas limitaciones.

Bajar la temperatura final, limitada por la fuente fría disponible, agua de mar, río, lago, etc.

El sobrecalentar el vapor tiene positivas ventajas, no sólo por el aumento de rendimiento que veremos, sino por ser un fluido mucho más conveniente para las turbinas, pues al final de la expansión se termina con menor contenido de humedad y las erosiones a los álabes de las últimas ruedas son también menores.

Veamos ahora cómo mejoran las cosas aumentando la presión y sobrecalentando el vapor. Llevemos,

por ejemplo, la presión a 80 atm. abs. y 500° C (gráfico 31 G).

La curva AB representa igualmente el calentamiento del agua en el economizador desde 45° hasta 293° C que es la nueva temperatura de saturación.

La vaporización se efectúa también según la recta BC a la presión de 80 atm. abs.

El sobrecalentamiento se efectúa según la curva CD hasta 500° C y el calor añadido en este caso es el representado por la superficie cCDd.

De la sola observación de la figura, vemos la ventaja obtenida. Se ha aumentado bastante la proporción de la superficie útil.

La expansión se produce según la recta DE en E, las condiciones resultan 0,1 atm. abs. 45° C y 81 % de humedad y el rendimiento resulta de la diferencia de contenidos de calor en D y en E, menos el calor en A. El calor en D resulta ser 811 — 45 = 766 kcal/kg y en E, 508 — 45 = 463 kcal/kg. Luego:

$$\eta = \frac{766 - 463}{766} = 0,37 \text{ o sea } 37 \%$$

La economía es efectiva y llega a una mejora del 3 % con relación al ejemplo anterior.

Observando el problema en el diagrama de Mollier vemos que el contenido de calor del vapor antes y después de la expansión se leen rápidamente en el eje de ordenadas (gráfico 31 F). Una tercera forma de mejorar aun más el rendimiento consiste en dejar expandir parcialmente el vapor en un primer cuerpo de alta presión en la turbina, luego recalentarlo a esa misma presión intermedia, para que expanda nuevamente en un segundo cuerpo de baja presión hasta la presión del condensador (gráfico 31 H).

En el diagrama se ve claramente el resultado de esta nueva forma de mejorar el rendimiento.

La curva AB corresponde al calentamiento del agua desde 45° C hasta 293° C.

En BC se produce la vaporización a 80 atm. abs. y 293° C.

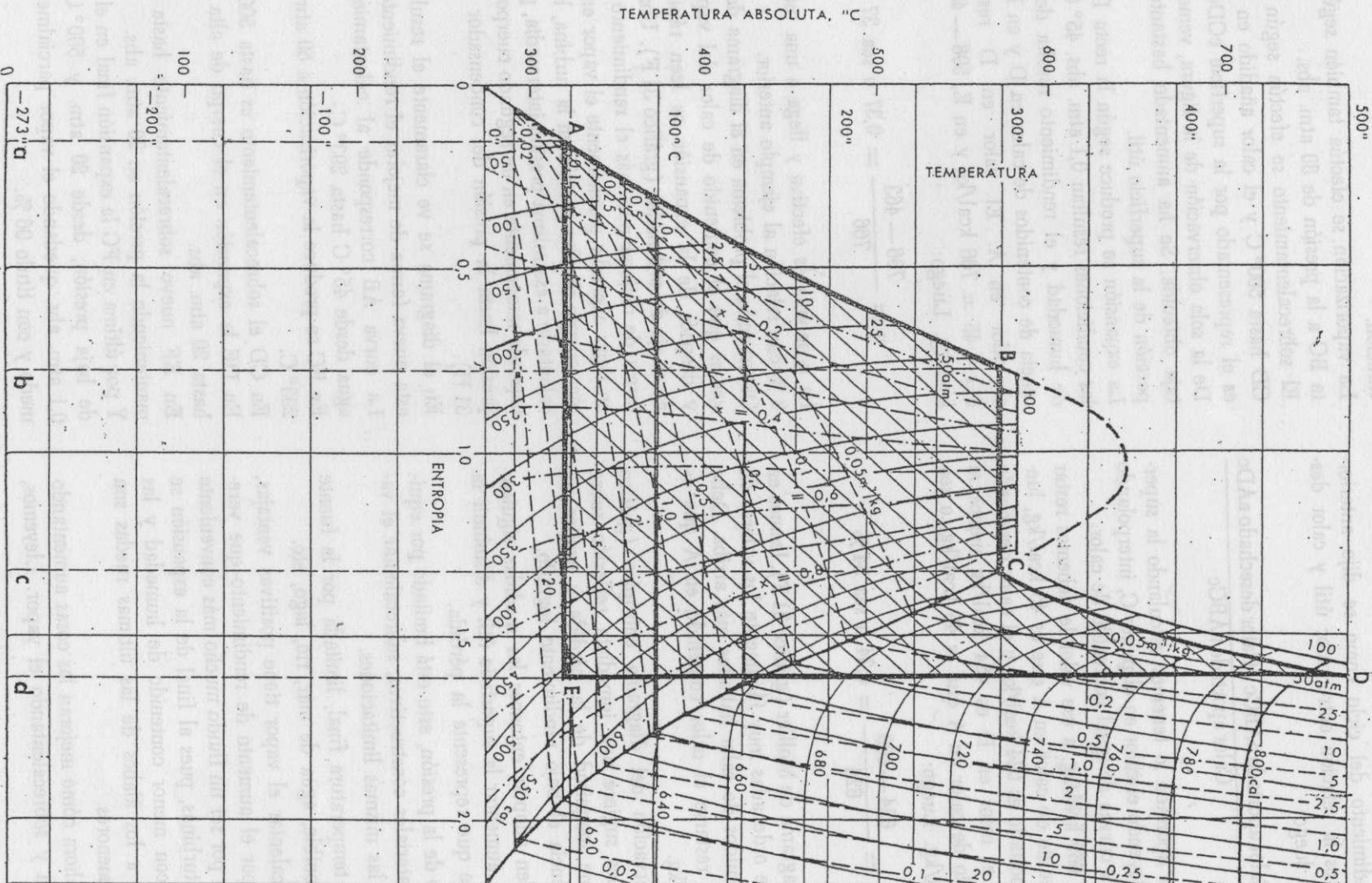
En CD el sobrecalentamiento es hasta 500° C.

En DE la expansión en el cuerpo de alta presión hasta 20 atm. abs.

En EF nuevo sobrecalentamiento hasta 500° C manteniendo la presión en 20 atm. abs.

Y por última en FG la expansión final en el cuerpo de baja presión, desde 20 atm. y 500° C hasta 0,1 atm. abs. quedando el vapor parcialmente húmedo y con título 96 %.

DIAGRAMA ENTROPICO GENERACION DE ENERGIA.



El rendimiento en este caso es:

$$\eta = \text{Sup} = \frac{\text{ABCDEF G}}{\text{aABCDEF Gf}}$$

Descomponiendo las superficies:

$$\text{Sup aABCDEF Gf} = \text{Sup aABC Dd} + \text{Sup dEFGf}$$

La superficie aABC Dd representa la cantidad de calor en el punto D menos la aportada por el agua de alimentación en A. Luego el valor es:

$$\text{Calor en D} = 811 - 45 = 766 \text{ kcal/kg}$$

La superficie dEFGf corresponde al calor suplementario suministrado por la caldera para recalentar el vapor. Esta cantidad de calor es igual a la diferencia entre la cantidad de calor en F y la cantidad de calor en E. Del diagrama tenemos:

$$\text{Calor en F} = 827 - 716 = 111 \text{ kcal/kg}$$

La cantidad de calor total entregada por la caldera es la suma de ambos términos.

$$766 + 111 = 877 \text{ kcal/kg}$$

El calor desechado equivale a la superficie aAGf y es igual al calor en G menos el calor en A, luego del diagrama

$$511 - 45 = 466 \text{ kcal/kg}$$

Luego el rendimiento del ciclo resulta:

$$= \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{877 - 466}{877} = 0,47 \text{ o sea } 47 \%$$

Vemos nuevamente el positivo aumento de la economía (10%) del ciclo, realizado al analizarse crí-

ticamente el diagrama, buscando progresivamente el aumentar la superficie útil del mismo. Es igualmente fácil representar este proceso formado por dos expansiones en el diagrama de Mollier.

Existe todavía una posibilidad adicional de mejorar el rendimiento, siempre trabajando con el mismo concepto básico. Es el sistema denominado del calentamiento regenerativo del agua de alimentación. Aquí se extrae una parte del vapor de los escalones intermedios de la turbina y se utiliza para calentar el agua de alimentación de la caldera (figura 3). Este vapor no rinde todo lo posible en la generación de energía, pero en cambio se utiliza todo su calor latente en calentar el agua de alimentación como se ha dicho. El balance es favorable. El gráfico 31 I muestra claramente la ventaja obtenida. Disminuye algo la energía generada pero mayor es la disminución de la pérdida.

El cálculo se complica algo, pues luego de la extracción ya no se trabaja con 1 kg de vapor, sino con algo menos según sea la cantidad extraída; debe entonces considerarse esto, ya que el diagrama es para 1 kg de vapor.

A veces, según sea el caso, se realizan varias extracciones sucesivas y el calentamiento de agua se efectúa en varios pasos también sucesivos.

Los rendimientos a que nos hemos referido son los propios del ciclo térmico, pero debe considerarse además el rendimiento de la máquina que no transforma en trabajo mecánico toda la energía que recibe. La tabla N° 25 orienta sobre los rendimientos de turbinas industriales trabajando en condiciones varias de presión inicial y escape.

TABLA N° 25

*Rendimiento aproximado de turbinas a vapor
Supuestos: sobrecalentamiento, tamaño y velocidades adecuadas*

Caída de presión atm. abs.	Potencia C.V.									
	250	500	750	1.000	2.000	3.000	4.000	5.000	7.500	10.000
70-30	—	—	—	—	59	62	64	65	67	68
30-7	47	54	57	59	64	67	68	69	71	72
7-1	61	65	67	68	71	73	74	75	76	76
1-0,1	64	68	70	71	74	76	78	79	80	80

NOTA: Esta tabla da los rendimientos de turbinas a vapor en forma aproximada, para las caídas de presión señaladas en la columna de la izquierda.

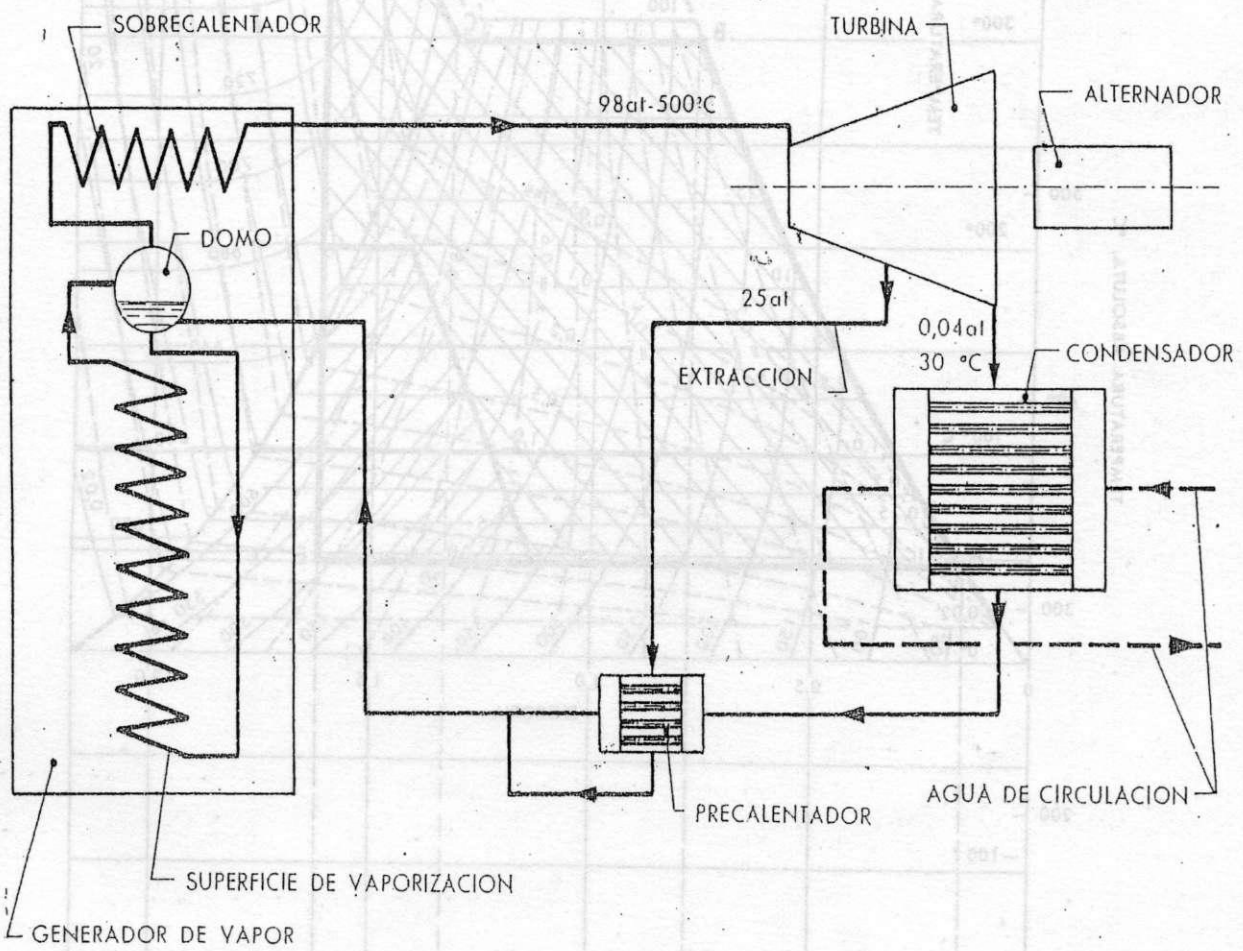
Ejemplo: Una turbina de 1.000 C.V. con presión de entrada de 30 atm., y escape a una contrapresión de 7 atm. tiene un rendimiento de 59%. Si se desea conocer el rendimiento de una máquina de 1.000 C.V. con una presión de entrada de 30 atm. y escape a 1 atm., debe considerarse como dos máquinas de 500 C.V.; la primera tendrá 54% de rendimiento y la segunda 65%. El rendimiento final será el promedio de ambos, o sea 59,5%.

(Estos datos son sólo para ser usados como orientación general.)

DIAGRAMA ENTROPICO GENERACION DE ENERGIA

FIGURA Nº 3

GENERACION DE ENERGIA
CON CALENTAMIENTO REGENERATIVO



Téngase en cuenta, además, que:

$$1 \text{ CVh} = 642 \text{ kcal}$$

$$1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$$

Como ejemplo calculemos el consumo de vapor de una turbina de 2.000 C.V. que trabaja con vapor a 30 atm. abs. y 300° C, siendo la temperatura del condensador 45° C, o sea 0,1 atm. abs.

El vapor a 30 atm. abs. y 300° C tiene un contenido de calor de 715,2 kcal/kg y luego de la expansión hasta 0,1 atm. abs., este se reduce a 495 kcal/kg (ver diagrama de Mollier, gráfico 31 E); se observa que el vapor está parcialmente húmedo, siendo su título 0,79, es decir hay 21 % de agua.

El salto térmico es:

$$715,2 \text{ kcal/kg} - 495 \text{ kcal/kg} = 220,2 \text{ kcal/kg}$$

Como el agua de alimentación a 45° C tiene 45 kcal/kg el rendimiento termodinámico resulta:

$$\frac{(715,2 - 45) \text{ kcal/kg} - (495 - 45) \text{ kcal/kg}}{(715,2 - 45) \text{ kcal/kg}} = 32,8 \%$$

Recuérdese que la turbina no aprovecha íntegramente el salto térmico de 220,2 kcal/kg, dado que tiene su propio rendimiento. De la tabla N° 25 vemos que éste es 0,638.

Luego la máquina aprovechará:

$$220,2 \text{ kcal/kg} \times 0,638 = 140 \text{ kcal/kg}$$

Estas calorías aprovechadas producen un trabajo:

$$\frac{140 \text{ kcal/kg}}{642 \text{ kcal/CVh}} = 0,22 \text{ CVh/kg}$$

Para generar 2.000 CV la máquina consumirá por hora:

$$\frac{2.000 \text{ CV}}{0,22 \text{ CVh/kg}} = 9.090 \text{ kg/h}$$

o sea:

$$\frac{9.090 \text{ kg/h}}{2.000 \text{ CV}} = 4,54 \text{ kg/CVh}$$

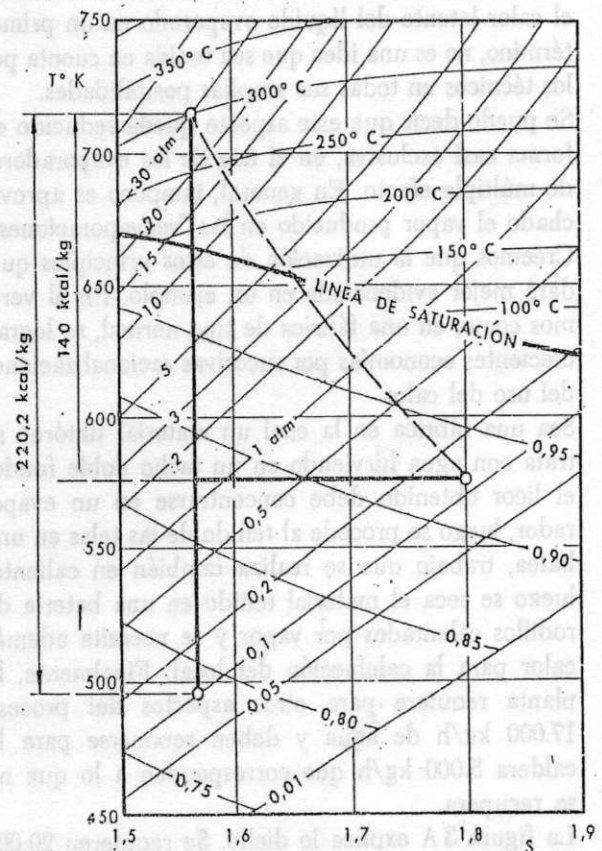
Desde otro punto de vista, al no transformar la turbina todo el calor del salto térmico, la parte no aprovechada queda en la masa del vapor expandido, es decir, éste queda con más calor contenido de lo que hubiera correspondido. El diagrama de Mollier nos facilita el estudio del asunto.

Como no se aprovechan más que 140 kcal/kg, y como la presión del condensador es 0,1 atm., el punto final de la expansión se desplaza hacia la derecha del diagrama, hasta un punto que corresponda a un salto térmico de 140 kcal/kg, pero a una presión de 0,1 atm. Ese punto es a 575 kcal/kg y 0,1 atm. y su título es 0,93. Es decir, que ha habido un secado parcial del vapor, que corresponde a las calorías que no se transformaron en trabajo.

La expansión real no es la vertical teórica, si no sufre un desplazamiento a la derecha del diagrama (ver gráfico 31 J).

GRAFICO N° 31 J

UTILIZACION DEL DIAGRAMA DE MOLLIER PARA EL EJEMPLO DEL TEXTO



Uso combinado del vapor.
Generación de energía y calefacción.

Se ha visto que en la generación de energía, casi todo el calor latente del vapor se desechaba en el condensador. En cambio, en los procesos de calefacción es éste, justamente, el que se aprovecha; de ahí nace la idea del uso combinado del vapor.

Para ello es conveniente producirlo a alta presión

y temperatura, generar energía fijando la presión de escape en un valor razonable y utilizar ese vapor luego, para calefacción en el proceso industrial. La energía así obtenida, resulta a un precio muy económico en lo que respecta a combustible, ya que, debiendo producirse vapor para el proceso, es muy pequeña la cantidad de calor que se debe añadir para llevarlo a la presión y temperatura convenientes y realizar la generación adicional de energía.

Uso eficiente del calor.

La utilización del calor latente repetidamente.

El uso del calor latente del vapor como elemento de calefacción industrial, es ampliamente conocido. Pero su uso repetido, es decir el usar nuevamente el calor latente del líquido evaporado en un primer término, no es una idea que sea tenida en cuenta por los técnicos en todas sus amplias posibilidades.

Se puede decir que este aspecto queda reducido en forma casi exclusiva, en el uso de los evaporadores de múltiple efecto. En general, tampoco es aprovechado el vapor producido en las "reevaporaciones". Creemos que la utilización de estos principios quedará mejor evidenciada en un ejemplo. En él veremos como, en una fábrica de tipo normal, se logran crecientes economías por sucesivas racionalizaciones del uso del calor.

Sea una fábrica en la cual un material tintóreo se trata con agua hirviendo en un tacho doble fondo; el licor obtenido debe concentrarse en un evaporador, luego se procede al teñido de las telas en una batea, trabajo que se realiza también en caliente; luego se seca el material teñido en una batería de rodillos calentados por vapor y se necesita además calor para la calefacción del local. Finalmente, la planta requiere para otros aspectos del proceso 17.000 kg/h de agua y deben reponerse para la caldera 5.000 kg/h que corresponden a lo que no se recupera.

La figura 3 A explica lo dicho. Se requieren 20.000 kg/h de vapor a 3,5 at (en todo el ejemplo se habla de atmósfera relativas); de ellos 12.000 kg/h corresponden al consumo de la batería de rodillos, el tacho doble fondo, la batea de teñido, el tratamiento del agua cruda, que se realiza en caliente y el vapor para calefacción. Este vapor se necesita a 0,7 at. presión lograda con una válvula reguladora. El resto del vapor, 8.000 kg/h, reducido por otra válvula a 1,6 at., calefacciona el evaporador. El vapor utilizado es el escape de una turbina de contra-presión de 20.000 kg/h a 3,5 at.

Las flechas verticales indican el vapor desprendido en los aparatos y que se pierde a la atmósfera.

Etapas sucesivas de racionalización.

La primera etapa de racionalización en el aprovechamiento del calor, está ilustrado en la figura 3 B. Se ha tomado el evaporador y en lugar de hacerlo trabajar a presión atmosférica y 100° C, se lo ha hecho funcionar a 0,7 at. y 115° C. La construcción del mismo lo permite. El vapor desprendido se conectó a la línea de vapor de 0,7 at. El condensado del evaporador purgado por la trampa se hizo expandir a 0,7 at. (por medio de un sifón de 7 m. no mostrado en el dibujo) y se logró aprovechar 500 kg/h de reevaporaciones. Como todo ello no bastaba, fue necesario por una válvula reductora, añadir 2.740 kg/h para completar las necesidades de vapor a 0,7 at. Con esta remodelación se logró reducir el consumo de vapor a 10.740 kg/h y el agua necesaria bajó de 19.000 kg/h a 11.060 kg/h. Se ha aprovechado mucho vapor perdido pero aún se sigue perdiendo el indicado por las flechas verticales.

La economía reside en que gran parte de vapor trabaja dos veces; primero en el evaporador y luego en el tacho doble fondo, etc.

La segunda etapa de racionalización, está ilustrada en la figura 3 C. Con unas campanas adecuadas se captan parte de los vapores desprendidos a la batería de rodillos, doble fondo y batea de teñido, estos vapores calientan el agua cruda de reposición y el agua que retorna del circuito de calefacción en un condensador de mezcla. Como no es posible captar solamente el vapor, sino que se arrastra algo de aire, el calor aprovechado es menor que el desprendido y las temperaturas también bajan algo. Ello está indicado en la lámina.

También se recupera todo el vapor desprendido por reevaporación de todas las trampas.

La economía aumenta requiriéndose 8.000 kg/h de vapor y el consumo de agua baja a 8.530 kg/h.

En este planteo, todo el vapor trabaja una vez en el evaporador, otra vez en los tachos doble fondo, batería de cilindros, etc., y una tercera vez en el condensador de mezcla que suministra el agua caliente para la calefacción, proceso y alimentación de la caldera. Aunque una parte sólo trabaja dos veces en el evaporador y condensador de mezcla.

La tercera etapa (figura 3 D), consiste simplemente en hacer trabajar tres veces la parte de vapor que va directamente del evaporador al condensador de mezcla. Ello se logra con la colocación de un evaporador intercalado en esa parte del circuito y el secado parcial de las telas con una centrífuga. El

consumo de vapor baja a 6.300 kg/h y el de agua a 8.420.

En resumen, el proceso puede concretarse en la siguiente tabla:

Diseños	Vapor kg/h	Nº Calderas	Agua kg/h
Original	20.000	3	19.000
1ª etapa	10.740	2	11.060
2ª etapa	8.000	1-2	8.530
3ª etapa	6.300	1	8.420

En las láminas están indicadas las presiones en (kg/cm²), las cantidades de vapor en (kg/h) las cantidades de agua en (kg/h) y las temperaturas en (°C).

Recuérdese que en el ablandador (figura 3 A) se inyectan directamente 3.000 kg/h de vapor que aumentan la cantidad de agua al condensarse, lo mismo ocurre en el condensador de la mezcla.

A la caldera se la alimenta con una mayor cantidad de agua que el vapor producido para tener en cuenta la inevitable pérdida por las purgas.

FIGURA Nº 3 B

USO EFICIENTE DEL VAPOR
1ª etapa

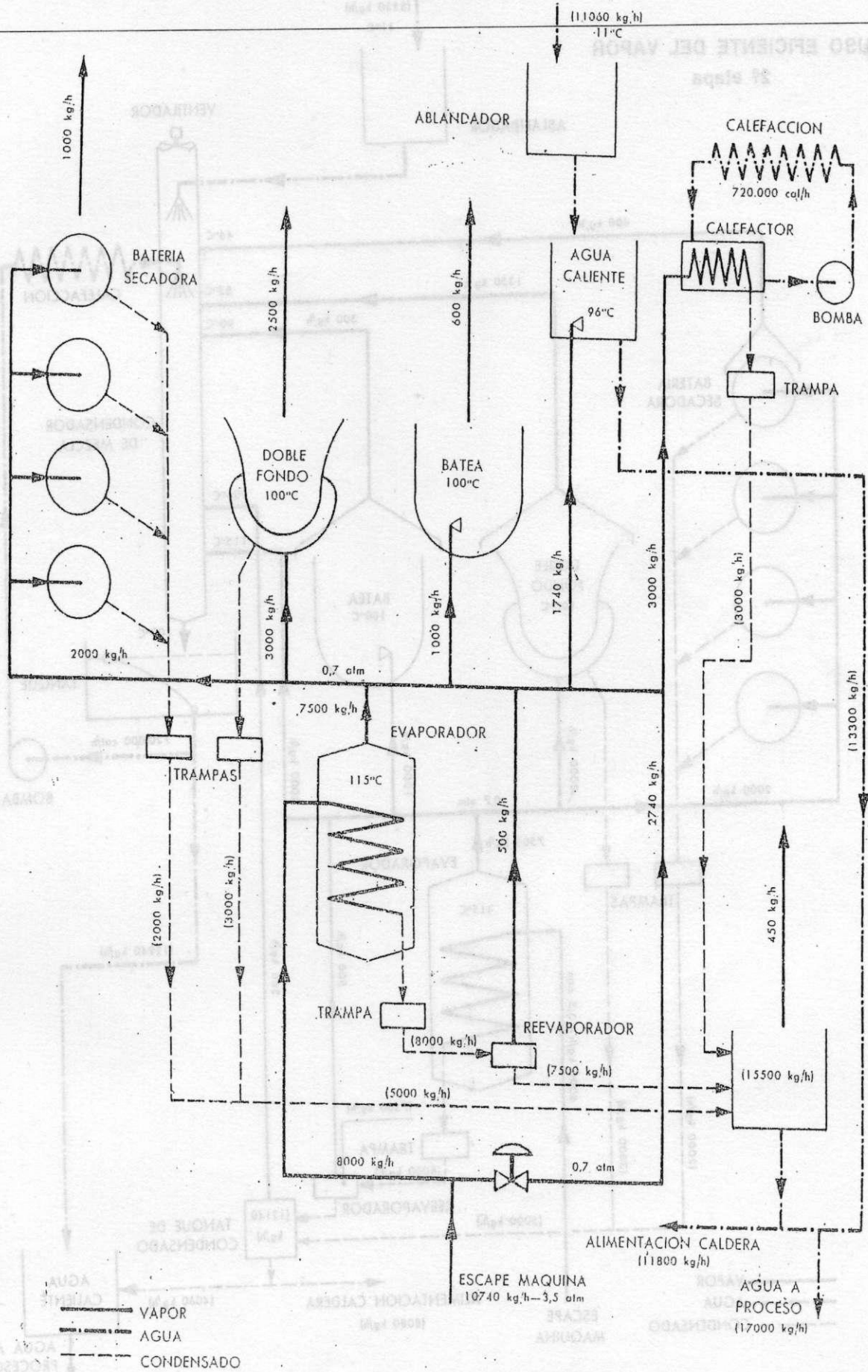


FIGURA Nº 3 C

USO EFICIENTE DEL VAPOR
2ª etapa

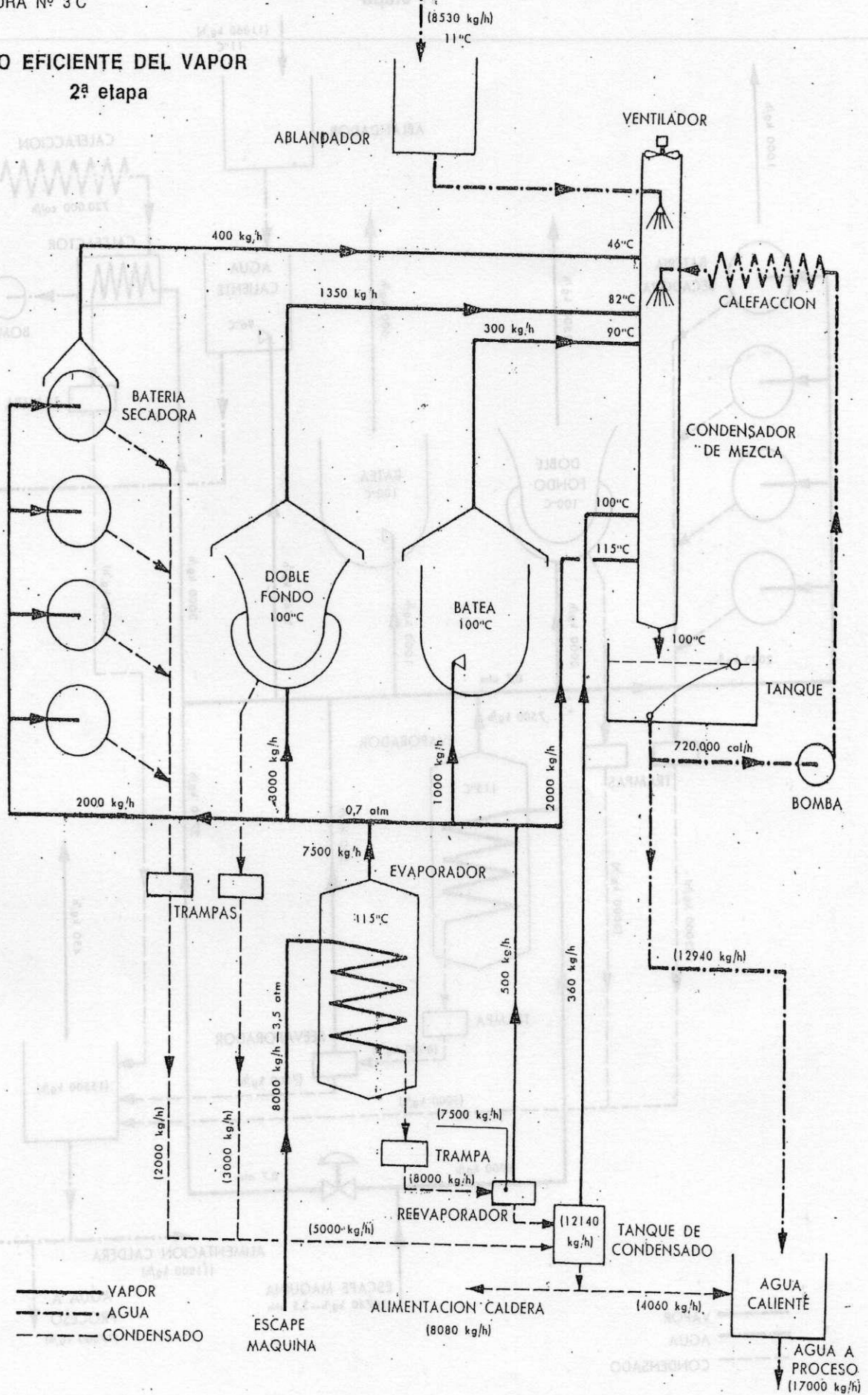


FIGURA Nº 3 D

USO EFICIENTE DEL VAPOR
3ª etapa

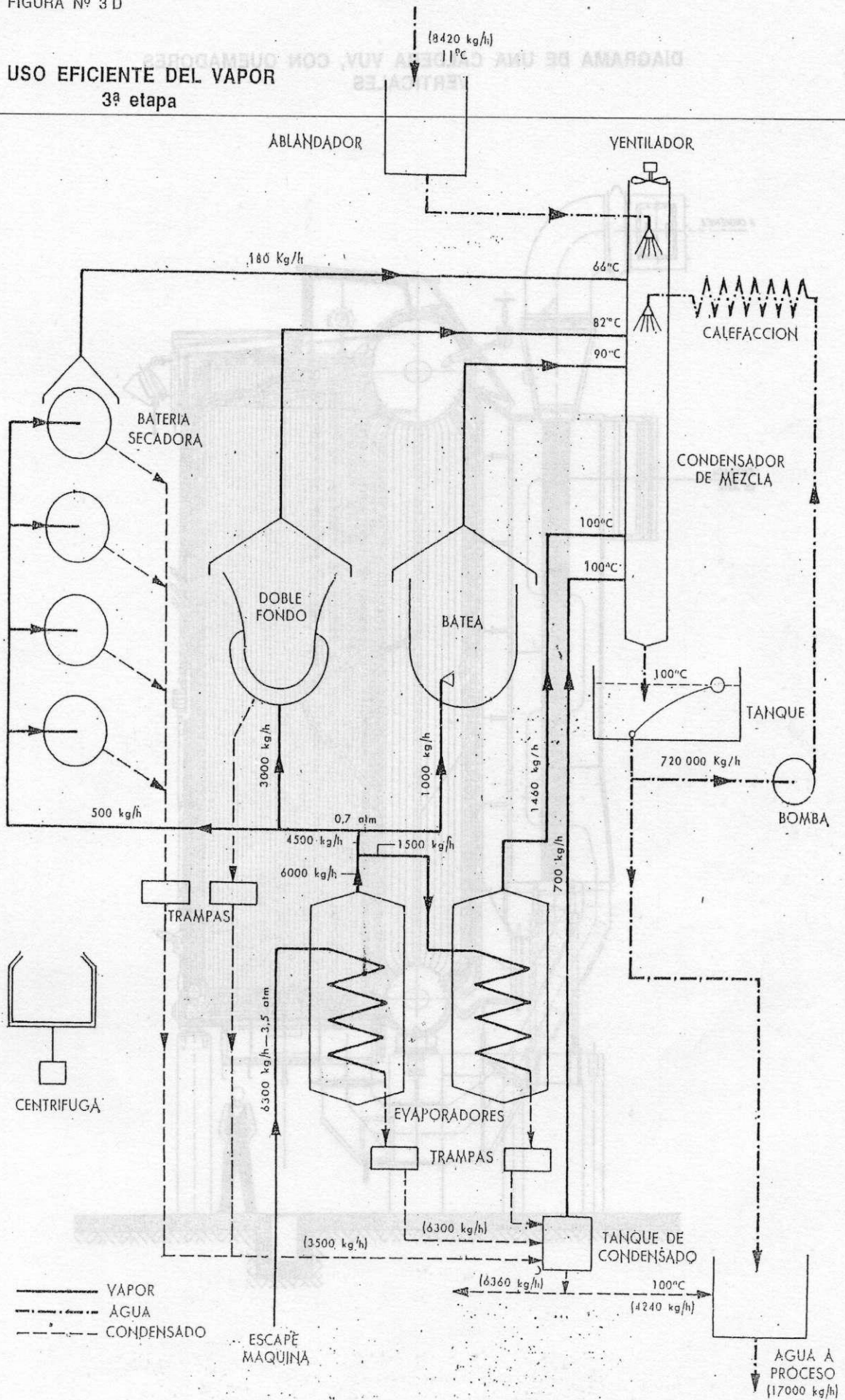
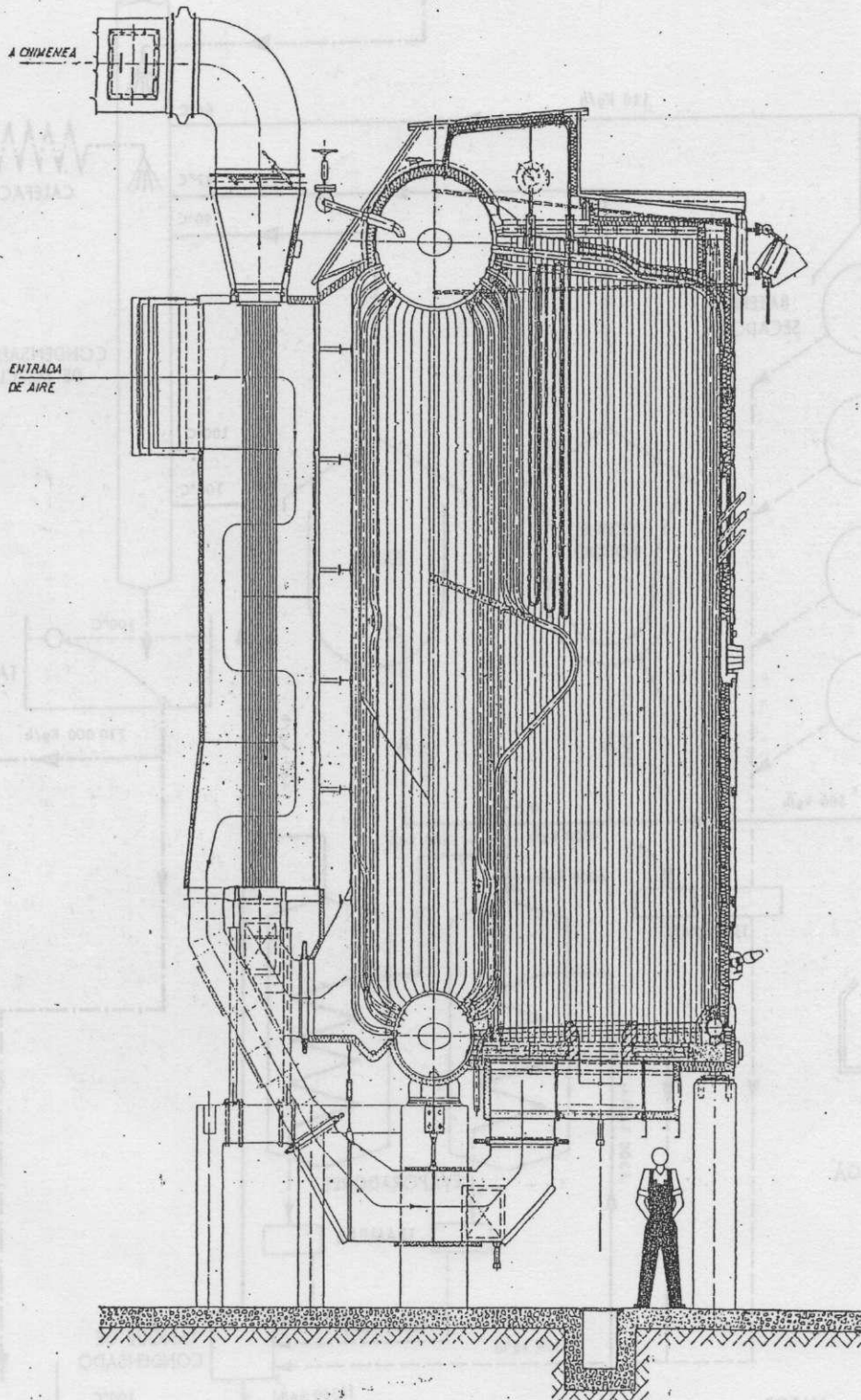
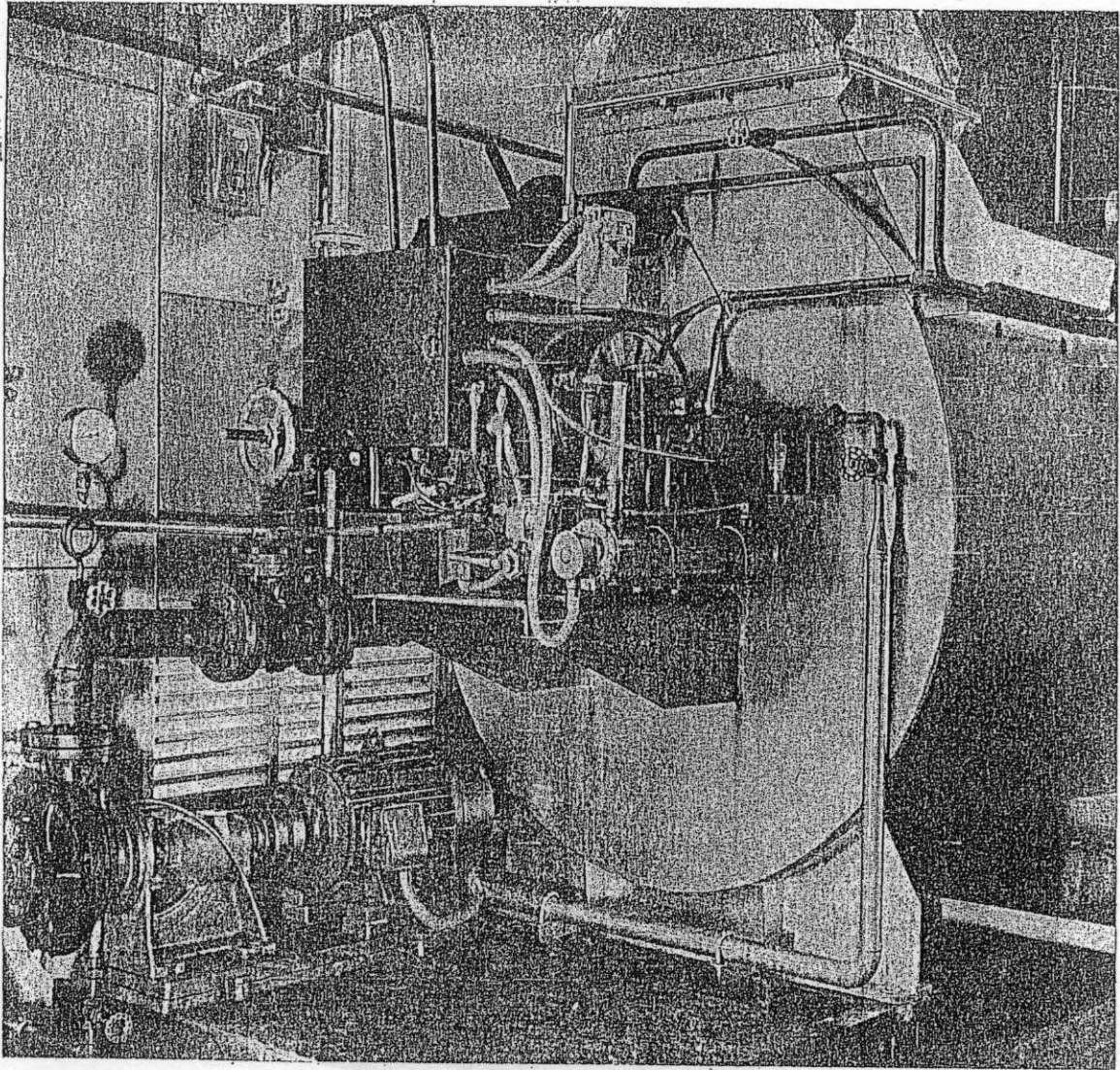
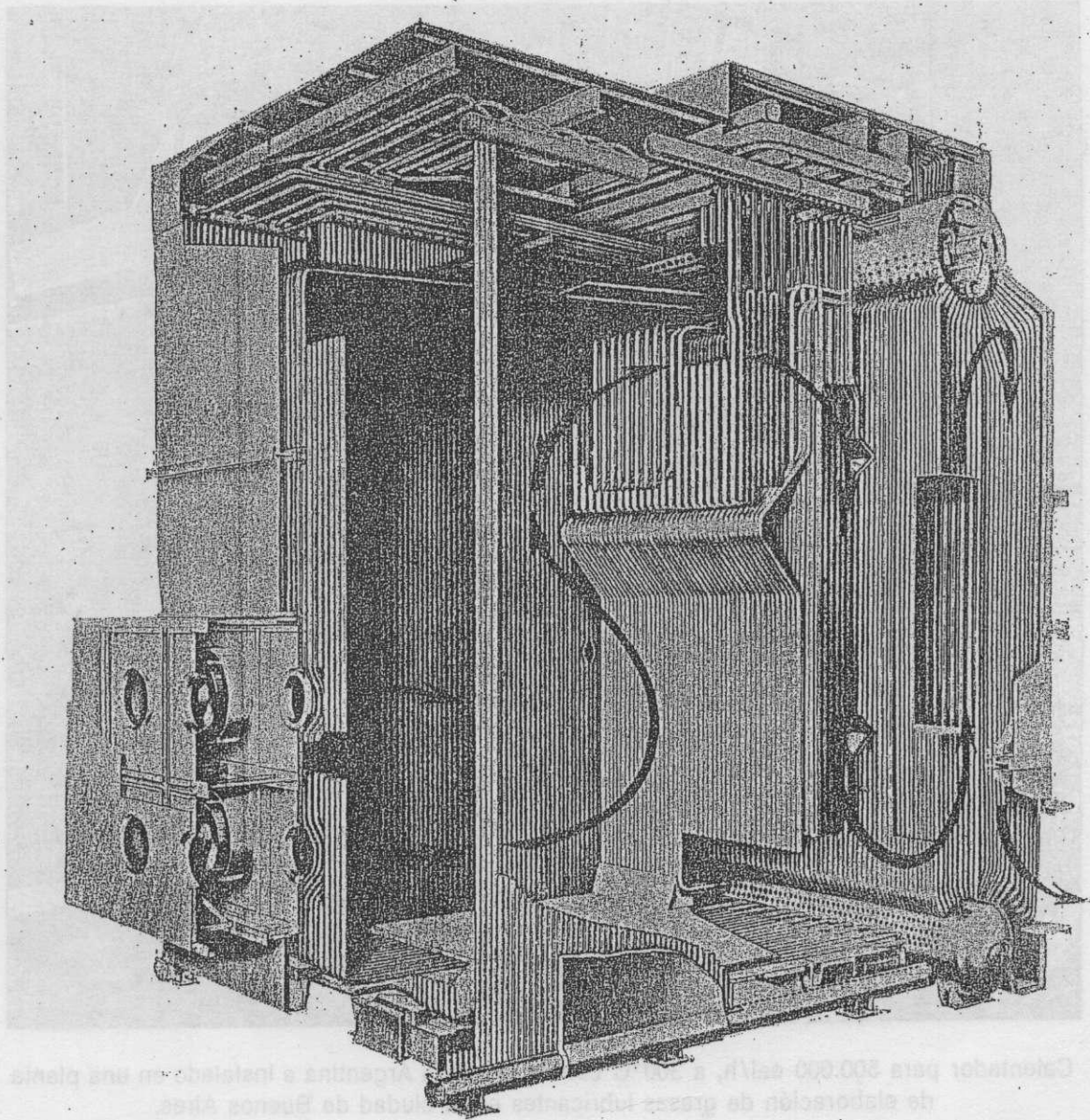


DIAGRAMA DE UNA CALDERA VUV, CON QUEMADORES
VERTICALES





Calentador para 500.000 gal/h, a 300°C construido en la Argentina e instalado en una planta de elaboración de grasas lubricantes en la ciudad de Buenos Aires.



Corte en perspectiva de una caldera "FW"

CAPITULO 3

Transmisión del calor por medio de líquidos calientes -
Agua caliente a presión - Otros líquidos transmisores del
calor - Aceites minerales - Dowtherms - Aroclors - T.A.S. -
Sales fundidas - Usos en fase vapor.

Transmisión del calor por medio de líquidos calientes.

Hasta nuestros días, la transmisión del calor se ha realizado principalmente por medio del vapor, representando muchas ventajas su fácil manejo.

Sin embargo, se ha desarrollado en los últimos años la técnica de transmitir el calor por medio de líquidos calientes, en especial agua de elevada temperatura y a presión. Para casos especiales, existe además toda una gama de productos químicos, que permiten trabajar a determinadas temperaturas en las que no resulta cómoda la utilización del agua.

Consideremos que con el agua a 153° C le corresponden 10 atm como presión de saturación; a 200° C se llega a 16 atm, es decir que se está ya en presiones poco prácticas para el uso en aparatos industriales. Por lo tanto, arriba de 10/15 atm es ya preferible pensar en otros líquidos que pueden llegar a mayores temperaturas, con presiones relativamente bajas o inclusive a presión atmosférica. Los líquidos se calientan en una caldera o equipo apropiado, hasta la temperatura adecuada y se hacen recircular por medio de una bomba que los envía a las distintas secciones consumidoras del calor.

Es menester mantener en el circuito suficiente presión, para evitar vaporizaciones por eventuales disminuciones de presión, que se traducirán en golpes de ariete, con sus desagradables consecuencias. Los líquidos calientes entregan su calor por medio de serpentinas, tubos, etc., y pueden calentar otros líquidos o gases, calefaccionar ambientes, generar vapor, etc.

La transmisión del calor por líquidos calientes, tiene una serie de ventajas, que hacen que su uso sea realmente muy conveniente.

Hay ahorros importantes de inversión debido a menores tamaños de calderas y canalizaciones.

Ahorro de combustible debido a:

- a) Eliminación de pérdidas por reevaporaciones del condensado.
- b) Menores pérdidas por radiación en las cañerías, debido al menor diámetro de éstas.
- c) Se evita el calentamiento del agua de reposición, ya que se trabaja en circuito cerrado.
- d) No hay pérdidas por trampas o válvulas reductoras defectuosas, ya que no existen.
- e) Se eliminan las pérdidas debidas a purgas de caldera.

f) Mejor rendimiento de la caldera por tener una marcha más regular y estar libre de incrustaciones.

Por otro lado, se evita el costoso tratamiento de agua, dado que como se dijo, se trabaja en circuito cerrado.

Es drástica la reducción de los gastos de mantenimiento, por mejores condiciones de trabajo de la caldera y la eliminación de gran cantidad de elementos complementarios en las líneas de vapor, trampas, válvulas, etc.

Desde el punto de vista de la operación técnica, es de señalar otras ventajas:

Posibilidades de trabajar con temperaturas muy uniformes en los equipos (se puede regular hasta 0,5° C de diferencia).

Marcha muy regular del sistema, dado que la acumulación de calor existente en el líquido contenido en la caldera, cañerías, equipo, etc., es muy elevada y actúa como reserva. Por otro lado, un tanque adicional que amplíe la acumulación, no requiere dimensiones excesivas y regulariza extraordinariamente la marcha de la caldera.

Se consigue un mejor control de la temperatura. Existen amplias posibilidades de modular la marcha y trabajar sobre un programa de tiempo.

La vida de las instalaciones es larga debido a su sencillez y falta de incrustaciones, corrosiones, etc.

Los gastos de bombeo para recircular el líquido por la caldera y el circuito, son comparables a una bomba de alimentación normal.

El sistema permite transmitir calor a grandes distancias (varios km), ya que las pérdidas se traducen en una cierta disminución de la temperatura del líquido y no en un humedecimiento del vapor, como ocurre en el caso de usar éste con los inconvenientes de drenar cañerías, eventuales golpes de ariete, etc.

Agua caliente a presión.

El agua caliente a presión es uno de los líquidos más usados para transmitir el calor. Es barata, sus propiedades son bien conocidas y presenta con respecto al vapor, ventajas evidentes.

En la tabla N° 26 se ven comparativamente las propiedades del vapor y el agua. A igual volumen

el agua tiene desde 53 a 255 veces más calor acumulado que el vapor, según sea la presión de trabajo. Se requiere por ello, cañerías de menor diámetro.

TABLA N° 26

Tabla comparativa de la capacidad térmica del agua y el vapor para un mismo volumen

Presión abs.	Temp. °C	Peso específico Kg/m ³		Calor total cal/m ³		Relación Vapor Agua
		Agua	Vapor	Agua	Vapor	
1 atm.	100	959	0,579	95,000	370	255
	119,6	943	1,109	113,300	584	184
	151,1	920	2,621	140,000	1.700	82
	164,1	900	3,600	149,000	2.375	63
	179,0	888	4,568	161,000	3.030	53

Se recomienda usar agua para temperaturas entre 5° C y 200° C. El gráfico N° 33 ilustra sobre las presiones de saturación del agua para las distintas temperaturas.

El circuito a utilizar para el agua caliente a presión, puede ser directo (figura N° 4) en el cual se ve que la generación de agua caliente se efectúa en una caldera de tipo común, tomando el agua caliente del domo y luego de recorrido el circuito es restituida a la caldera en un punto tal que facilite la recirculación. El nivel se mantiene como en marcha normal generando vapor, sirviendo el domo para compensar las diferencias de nivel que pudieran producirse.

Se utilizan también para trabajar con agua caliente, las calderas tipo La Mont de circulación forzada. En este caso, se usa generalmente la misma bomba para todo el movimiento de circulación en la caldera y en el circuito exterior, un domo separado lleno hasta la mitad, actúa como compensador de nivel (figura N° 5).

Cuando la fábrica requiere necesariamente vapor, el agua caliente se genera en un calentador de cascada, con vapor directo. Este calentador sirve a la vez de desaerador. El agua caliente se envía luego al circuito, como en el caso anterior (ver figura N° 6). Otra forma de generar agua caliente, es con vapor de escape de una turbina de contra-presión. En este caso, se genera energía y agua caliente.

GRAFICO Nº 33

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA

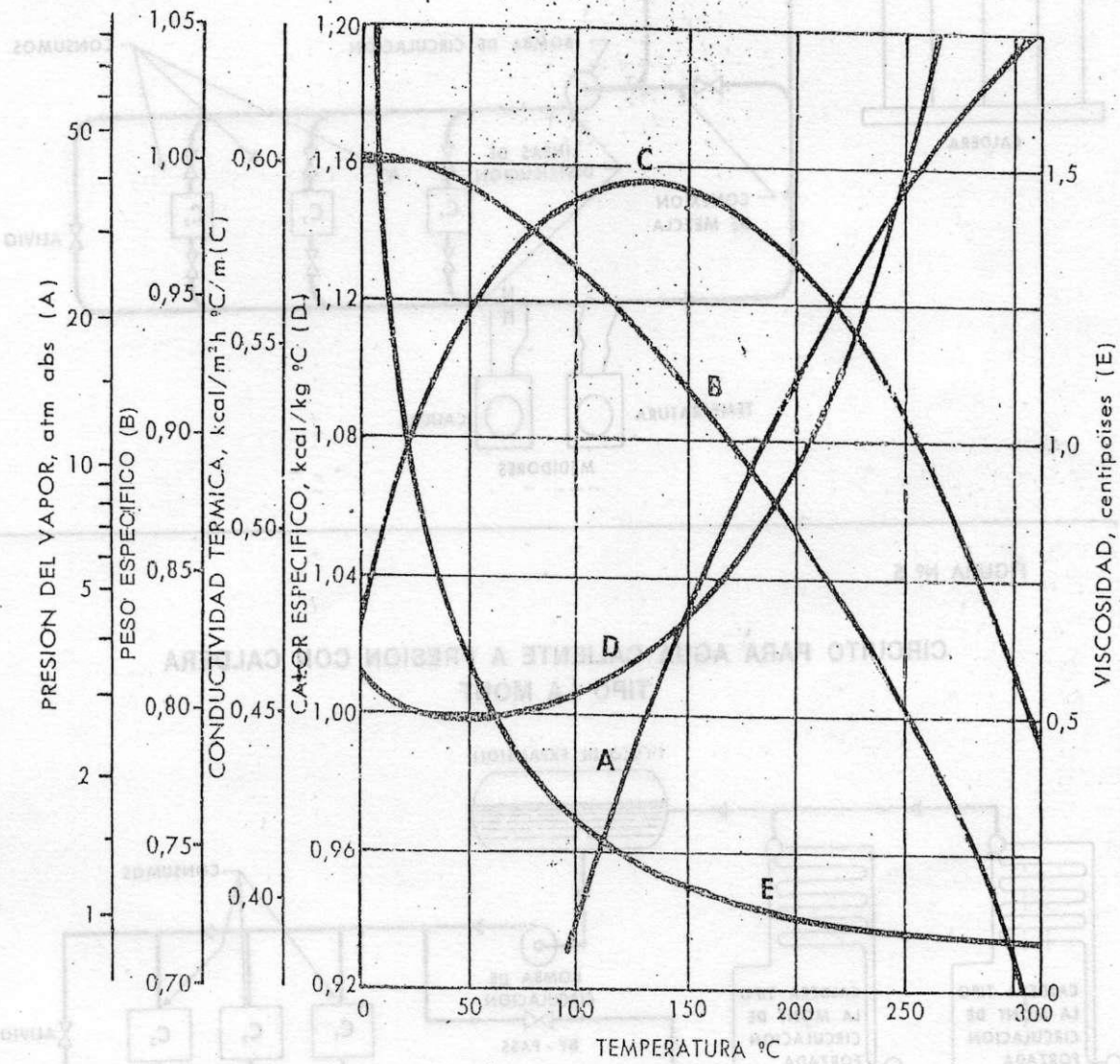


FIGURA Nº 4

CIRCUITO DE CALEFACCION PARA AGUA CALIENTE A PRESION CON CALDERA NORMAL

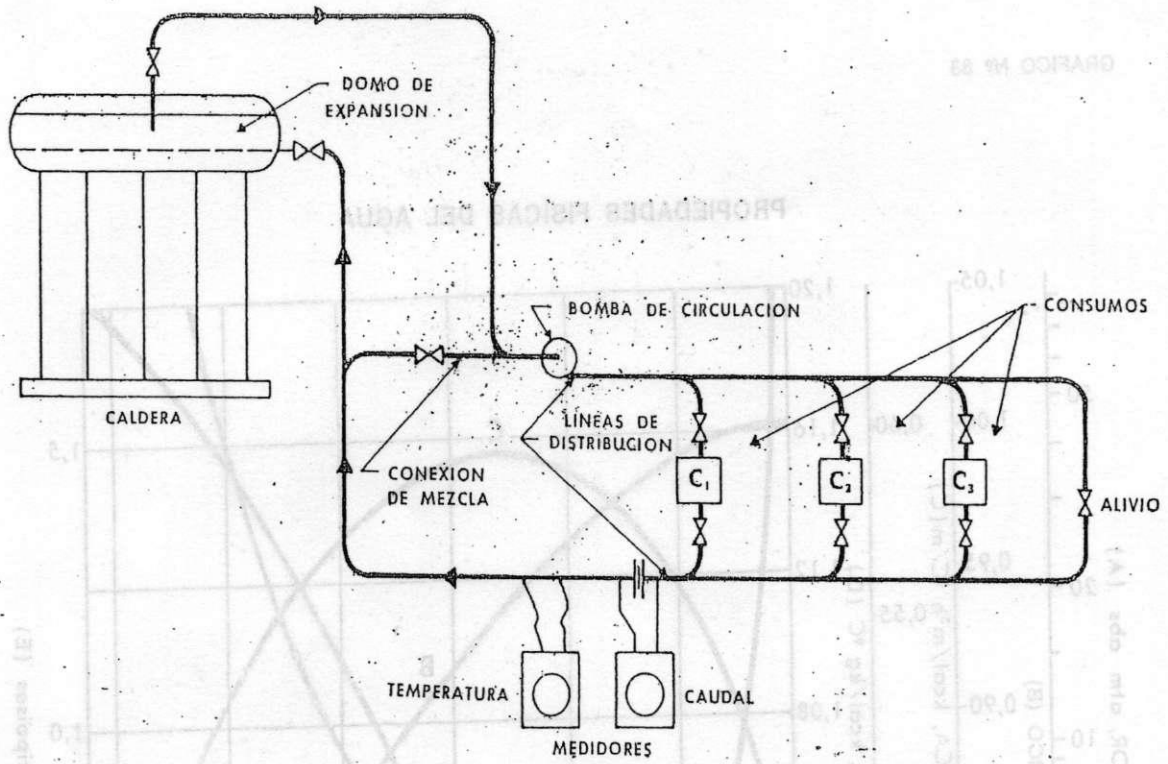
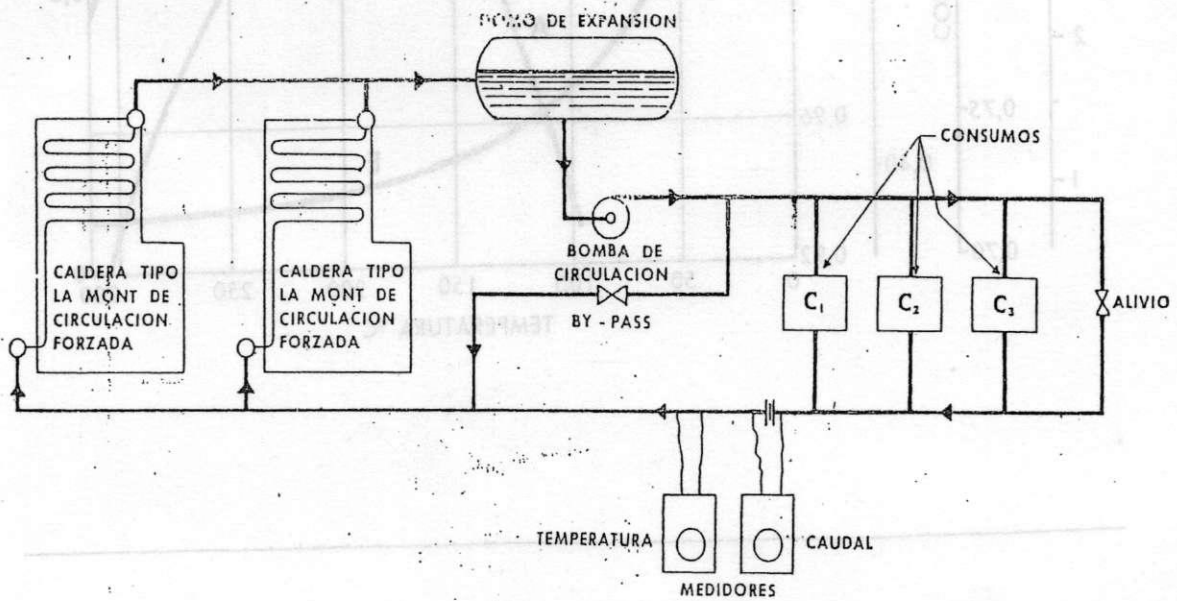


FIGURA Nº 5

CIRCUITO PARA AGUA CALIENTE A PRESION CON CALDERA TIPO LA MONT



Otros líquidos transmisores del calor.

Aparte del agua, se usan otros fluidos transmisores del calor, que pueden trabajar a temperaturas más altas o más bajas; algunos inclusive no requieren presión en el circuito. Pasamos a continuación a detallar las características principales de algunos de ellos:

Aceites minerales.

Los aceites minerales pueden usarse para temperaturas entre 5°C y 300°C . El gráfico N^o 34 consigna las características físicas del fluido que se usa para este tipo de trabajos.

Dowtherms.

Bajo este nombre se conocen varias mezclas de difenil-óxido de difenilo y pueden usarse entre temperaturas de 20°C a 400°C , sus características están indicadas en el gráfico N^o 35. Requieren trabajar a presión según sea su temperatura.

Aroclors.

Los aroclors son cloruros de difenilo y se usan entre 10°C y 300°C (véase el gráfico N^o 36).

Tienen la ventaja de no requerir presión en el circuito.

T. A. S.

Estos compuestos tetra-aril-silicatos, son también empleados para estas labores. Hay varios tipos y pueden usarse a temperaturas de -45°C a 340°C . No requieren presión en el circuito (véanse gráficos N^{os} 37 y 38).

Sales fundidas.

Suele usarse también, en condiciones muy especiales, una mezcla eutéctica de sales y se trabaja a temperaturas entre 150°C y 600°C . El uso de estas sales, requiere diseños especiales en la instalación.

Usos en fase vapor.

Los compuestos llamados Dowtherms, suelen también usarse en la fase vapor. Con 10 atm de presión llegan a 400°C , temperatura fuera del alcance del vapor de agua y es el agente calefactor usado con más frecuencia.

FIGURA N^o 6

CIRCUITO DE CALEFACCION POR AGUA CALIENTE A PRESION Y CON CONSUMO SIMULTANEO DE VAPOR

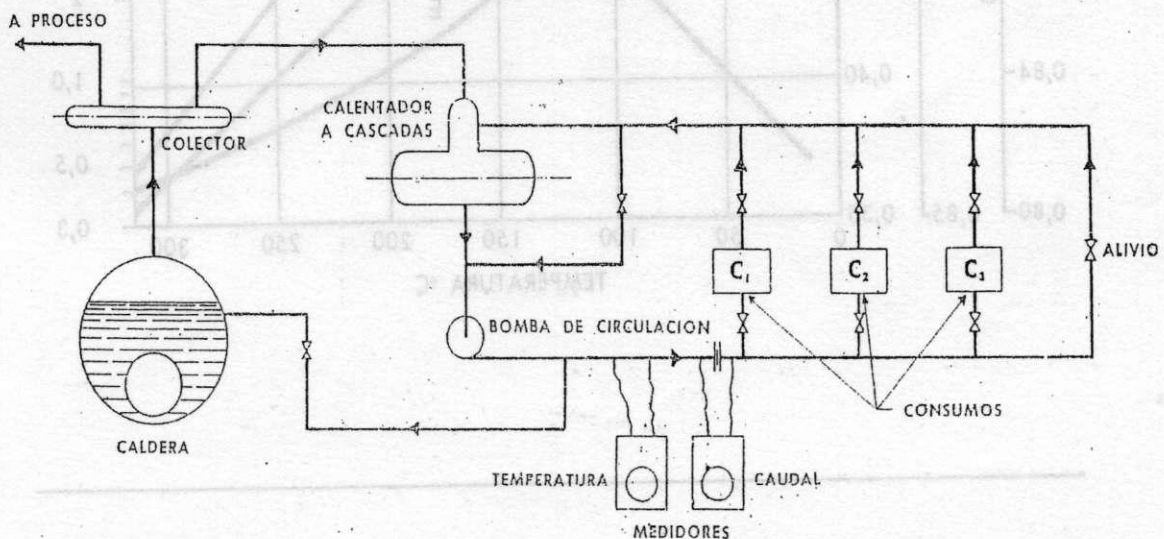
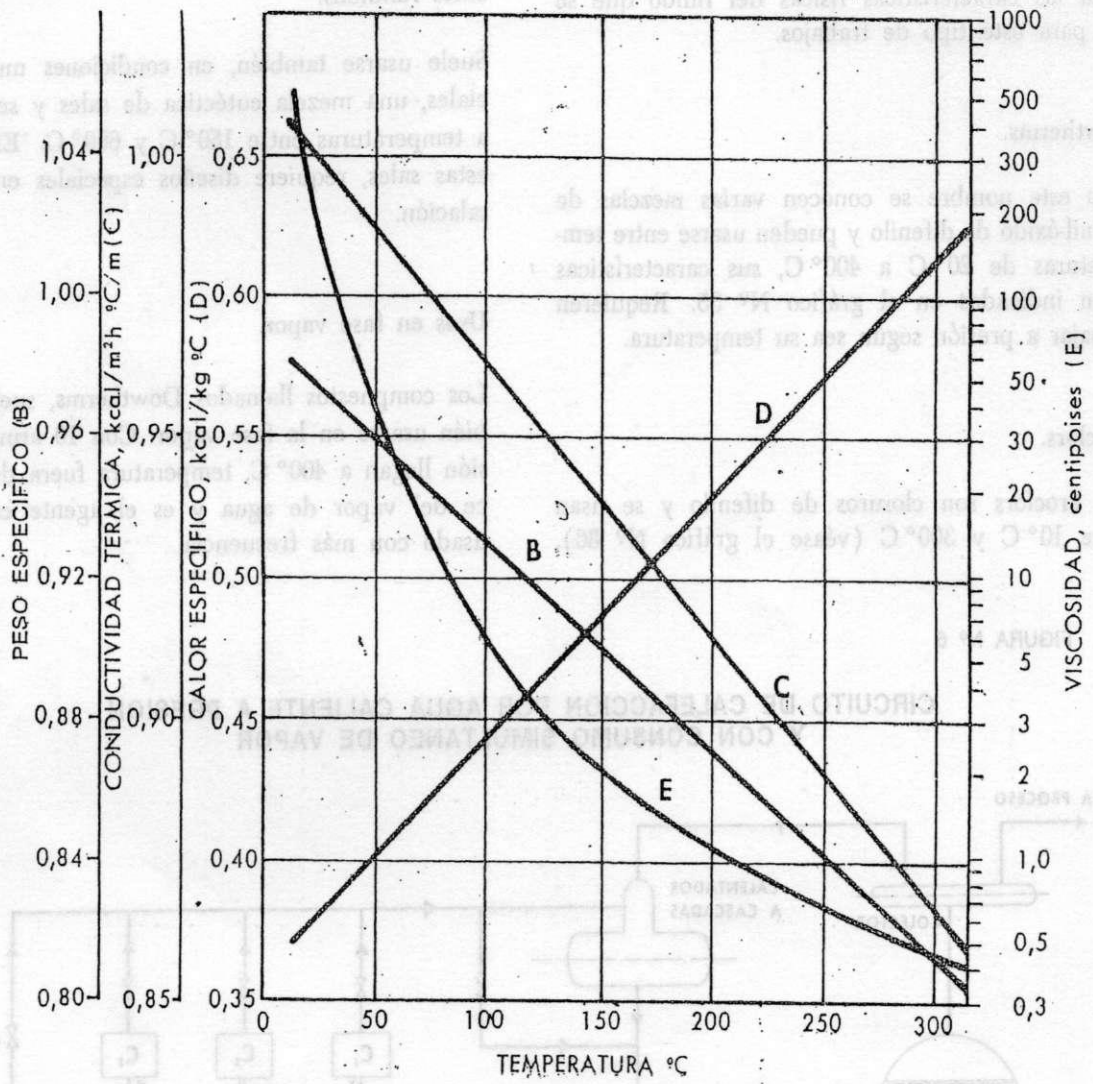
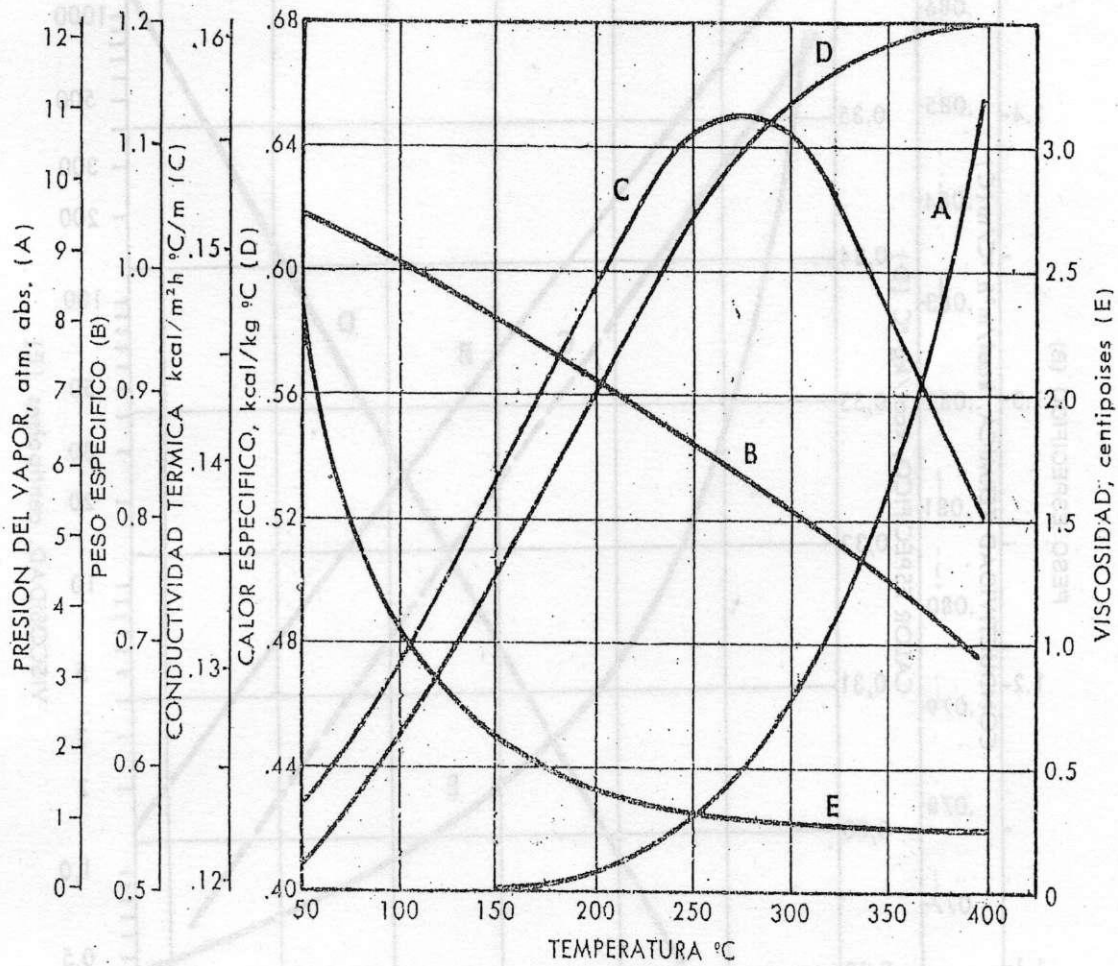


GRAFICO Nº 34

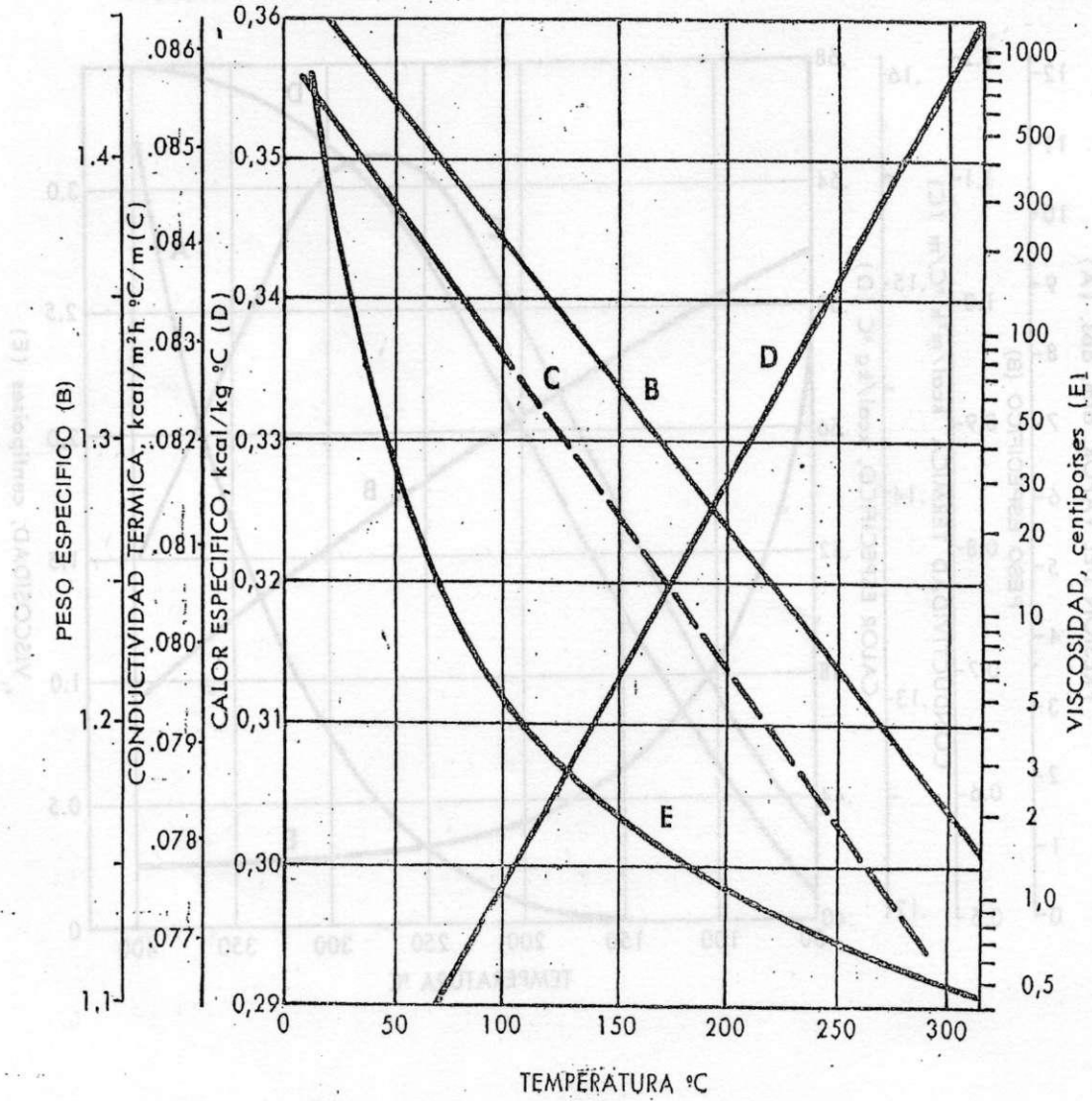
PROPIEDADES FISICAS DE LOS ACEITES MINERALES



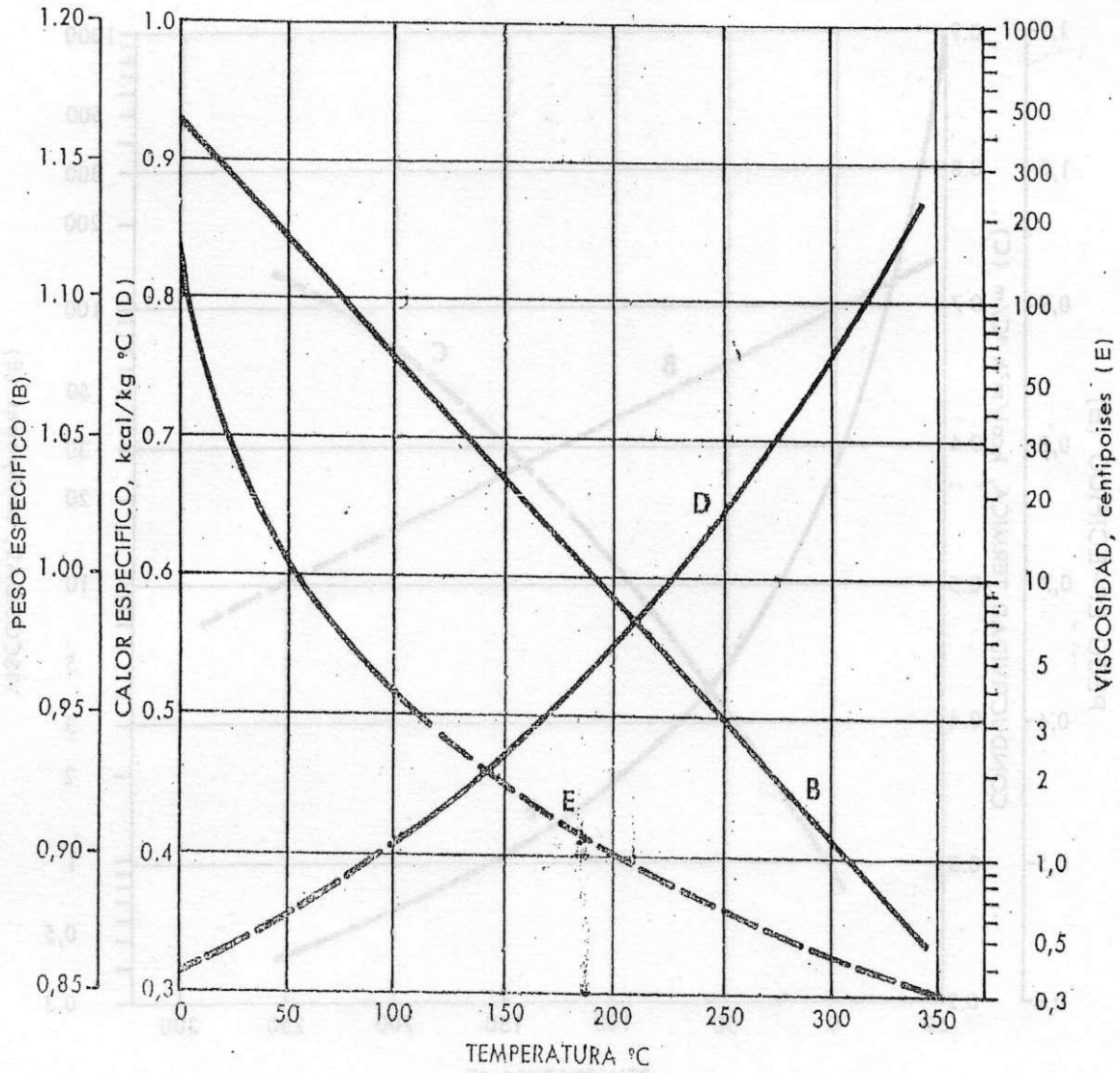
PROPIEDADES FISICAS DE LA MEZCLA DIFENIL-OXIDO DE DIFENILO



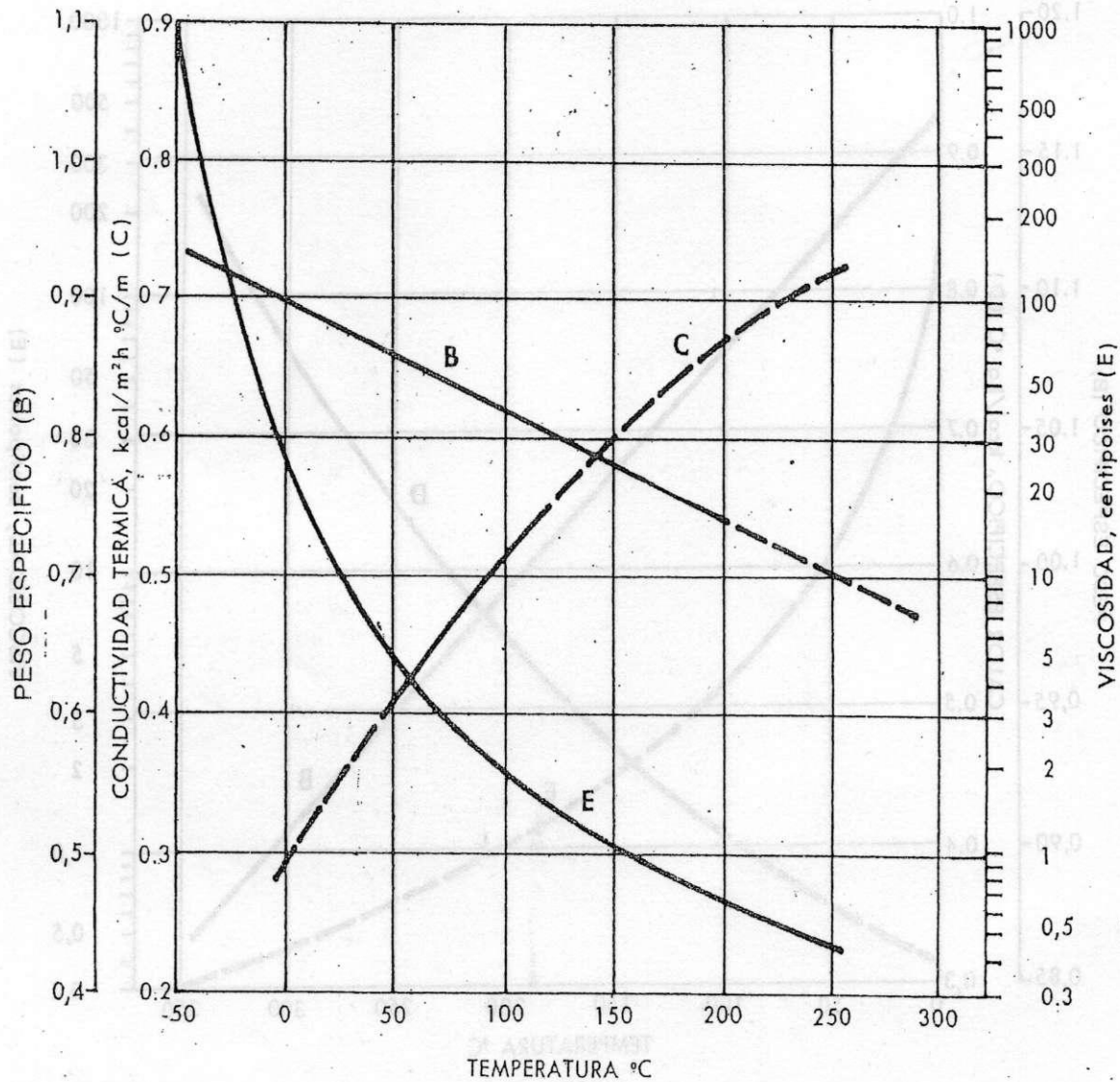
PROPIEDADES FÍSICAS DEL CLORURO DE DIFENILO



PROPIEDADES FISICAS DEL COMPUESTO T.A.S.



PROPIEDADES FISICAS DEL SILICATO ALIFATICO



CAPITULO 6

Generadores de vapor. Tipos principales – Humotubulares – Acuotubulares – Circulación. Doms. Purificación del vapor – Calderas de paso único – Sobrecalentadores – Cálculo de las superficies de calefacción. Datos básicos – Cámaras de combustión. Temperaturas medias del hogar – Superficies de convección y sobrecalentamiento – Regulación del sobrecalentamiento – Calderas para agua caliente.

Generadores de vapor. Tipos principales.

Los procesos industriales, la generación de energía, etc., requieren el suministro de importantes cantidades de vapor. El mismo se realiza por medio de las calderas, aparatos que aprovechan el calor liberado en la combustión y lo transmiten al agua a través de superficies metálicas, produciéndose así el vapor. Las superficies de transmisión del calor están constituidas principalmente por tubos de acero.

Existen, fundamentalmente, dos tipos de calderas: las cilíndricas humotubulares, de gran volumen de agua, en las que los gases circulan dentro de los tubos y el agua rodea a éstos, y las acuotubulares, o de pequeño volumen de agua, en las que la circulación de los gases es exterior a los tubos, circulando el agua dentro de ellos.

Humotubulares.

Las calderas cilíndricas humotubulares, de gran uso hace muchos años, se construían en base a diversos diseños, reducidos hoy, casi exclusivamente, a las calderas de retorno de llama, tipo marino. Estas son de dos o tres (rara vez cuatro) pasajes de gases, con fondo seco o húmedo y según el tamaño, de uno, dos o tres hornos interiores (ver figuras N^{os} 7 y 8).

Las calderas de gran volumen de agua tienen

algunas características especiales, interesantes de señalar:

Resisten bien las variaciones bruscas de la demanda, con poca variación de la presión. La gran masa de agua caliente, con una pequeña disminución de la presión, produce una parcial reevaporación, reforzando así la producción de vapor de la caldera. No admiten sobrecargas prolongadas. La transmisión del calor al agua se realiza por convección natural y el movimiento del agua está causado por la sola diferencia de densidades.

Son menos exigentes respecto a la calidad del agua.

Los tamaños y presiones máximos, son limitados. La producción de vapor oscila entre 18 y 25 kg/m²h. Dentro de las calderas de gran volumen de agua, corresponde señalar como caso especial a las de tipos más modernos, llamadas compactas o "package", cuyo diseño sigue en líneas generales el de las humotubulares clásicas, pero cuyas dimensiones se reducen a veces a valores límites. Por lo tanto en estas calderas, aunque se dispone de una masa importante de agua caliente, no se puede esperar el mismo efecto de volante térmico que en las calderas comunes. Dado que se trabaja con mayores exigencias respecto a la producción de vapor, requieren también agua de buena calidad, bastante similar a las calderas acuotubulares y en algunos casos las igualan. La producción de vapor en estas calderas oscila entre 25 y 40 o más kg/m²h. (figura N^o 9).

FIGURA N° 7

**CALDERA HUMOTUBULAR
DE FONDO SECO**

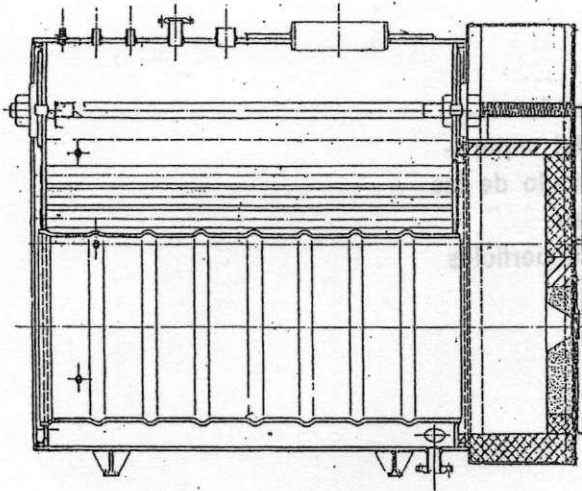
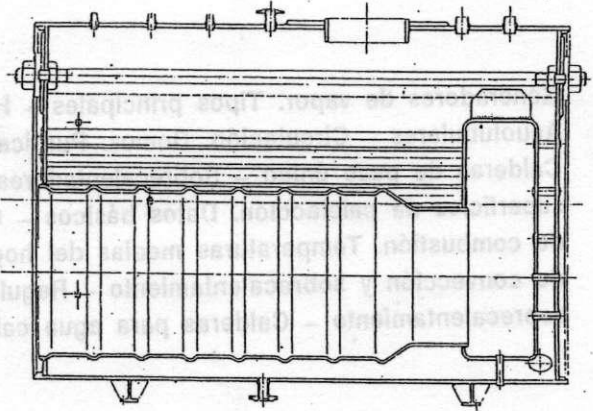


FIGURA N° 8

**CALDERA HUMOTUBULAR
DE FONDO HUMEDO**



Acuotubulares.

Es de interés detallar más profundamente las características de las calderas acuotubulares ya que son el tipo que se usa con exclusividad, en la industria mediana o grande y también en las centrales generadoras de energía eléctrica.

Las calderas acuotubulares son aquellas en las cuales el agua circula por los tubos y los gases calientes de la combustión lo hacen en derredor de ellos, el conjunto está encerrado en un recinto de ladrillos refractarios y aislantes recubierto con una chapa de hierro.

Son características salientes de estas calderas las siguientes:

Son absolutamente seguras, los problemas se reducen a la posible falla de un tubo.

Responden a las variaciones bruscas de la demanda con cierta pesadez, a menos que se las haya provisto de equipos de combustión y controles automáticos adecuadamente elegidos.

Admiten sobrecargas prolongadas, debido a su enérgica circulación interna. Son más exigentes respecto a la calidad del agua. Dentro de ciertos límites, pueden construirse de cualquier tamaño o presión. La producción específica de vapor varía entre 20 y 60 kg/m²h o más aun en las grandes unidades de tipo radiante.

El diseño de una caldera, está ligado principalmente a tres parámetros, capacidad de evaporación, presión y temperatura del vapor y tipo de combustible. Otros factores influyen en menor escala.

Un incremento en la capacidad de evaporación, significa desde luego un incremento en el tamaño de la caldera, pero no necesariamente en proporción directa. Ello se debe a que el volumen disponible en el horno para una combustión adecuada, aumenta en una razón mayor que la envoltura que forman las superficies de transmisión de calor.

La presión del vapor influye en otros aspectos del diseño. Con presiones bajas, el volumen específico del vapor es mayor, lo que ayuda la circulación y dificulta la separación en el domo. A la inversa ocurre, con altas presiones, aumenta también la temperatura de saturación, con lo que disminuyen las diferencias medias de temperatura entre las superficies de transmisión y los gases. Esto obliga a replantear ciertos aspectos del diseño.

Desde luego también influye el tipo de combustible ya sea líquido o sólido y en este último caso si se lo quema sobre grillas o pulverizado.

Ahora, antes de entrar a describir con algún detalle los tipos de calderas más en uso, haremos un comentario sobre los hornos y su diseño, quedando su cálculo para más adelante en el párrafo correspondiente.

FIGURA N° 9

CALDERA ACUOTUBULAR "FW" TIPO "PACKAGE", DESDE
15.000 HASTA 100.000 kg/h. DE EVAPORACION

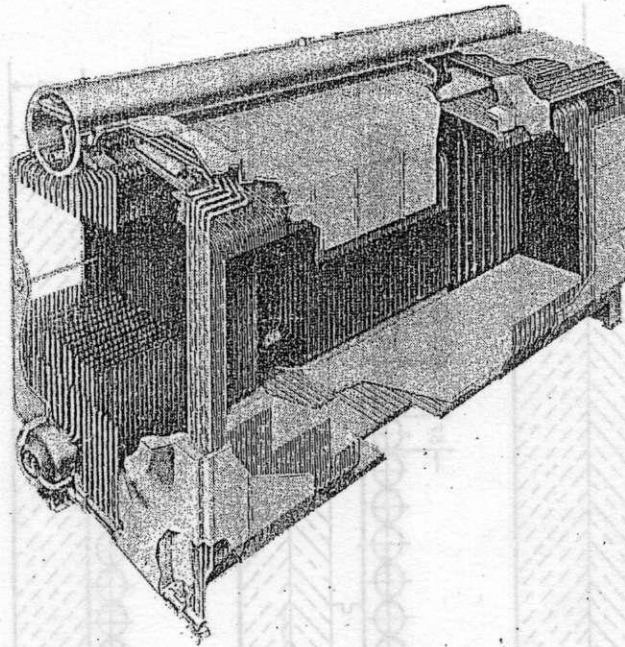


FIGURA N° 10

EFFECTOS DE LA PRESION Y TEMPERATURA DEL VAPOR
EN LA ABSORCION DE CALOR EN UNA CALDERA

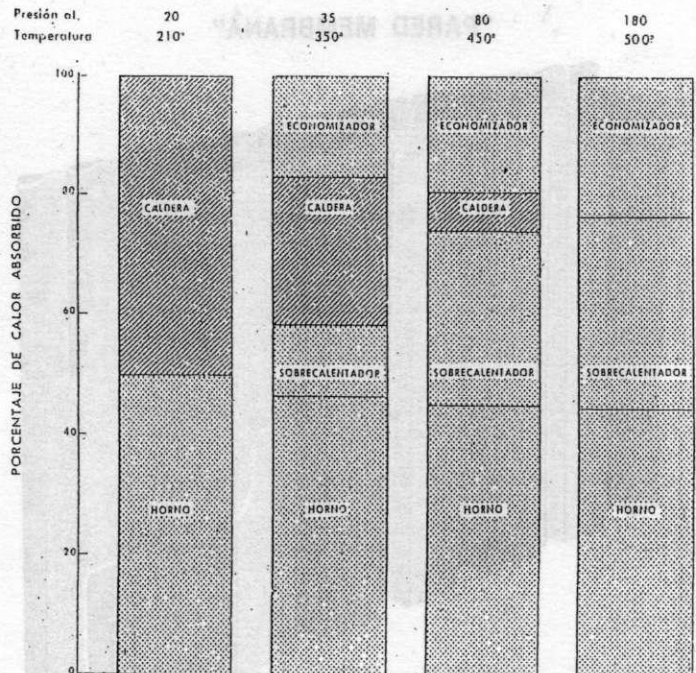
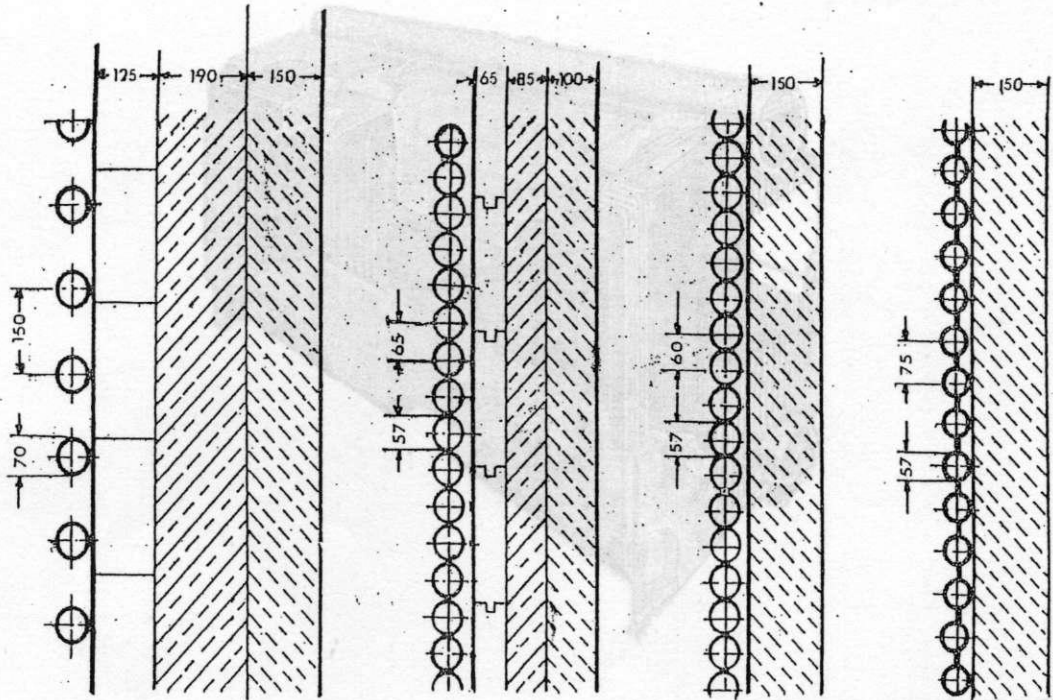


FIGURA Nº 11

TIPOS DE PAREDES DE HORNOS DE CALDERA



PARÈ DE HOGAR
CON MAMPOSTERIA
PESADA

PARÈ DE HOGAR
CON MAMPOSTERIA
LIVIANA

CONSTRUCCION PARA
CALDERA PRÈSURIZADA

PARE
MEMBRANA

FIGURA Nº 12

"PARED MEMBRANA"

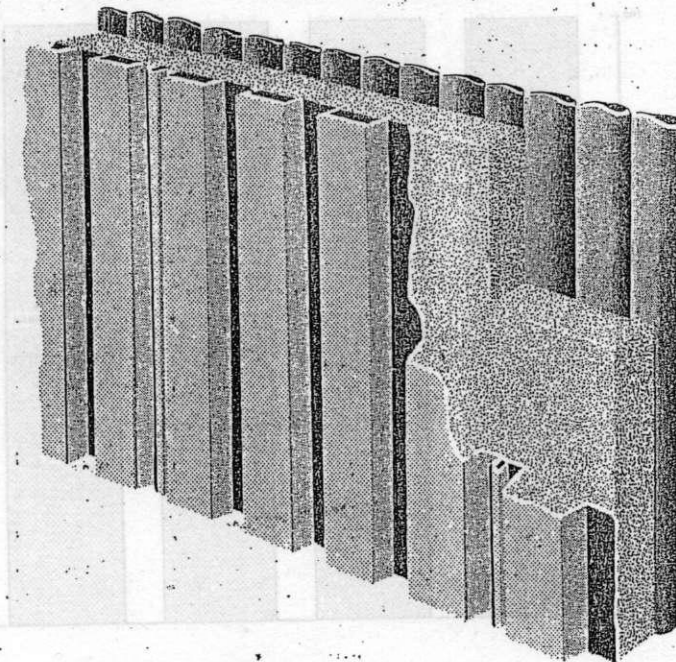
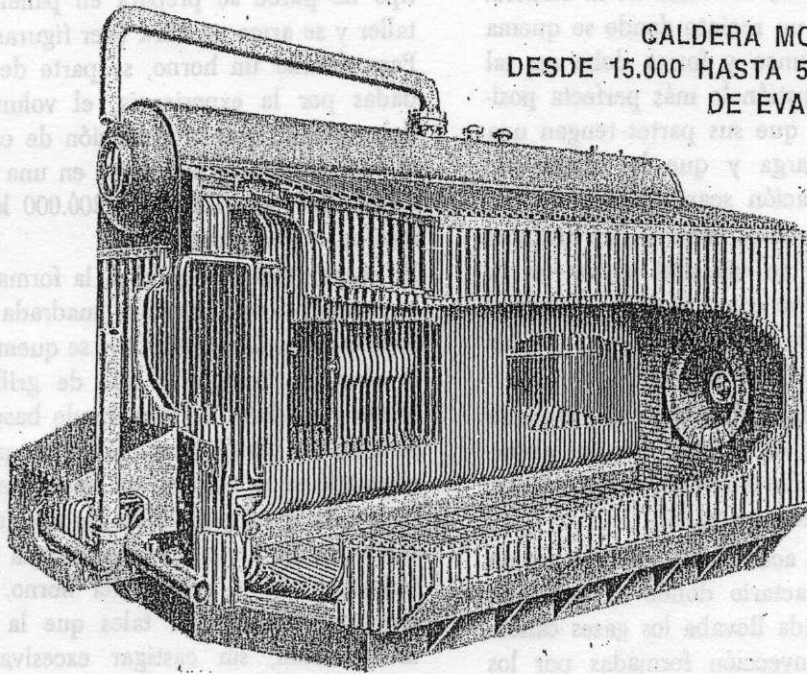


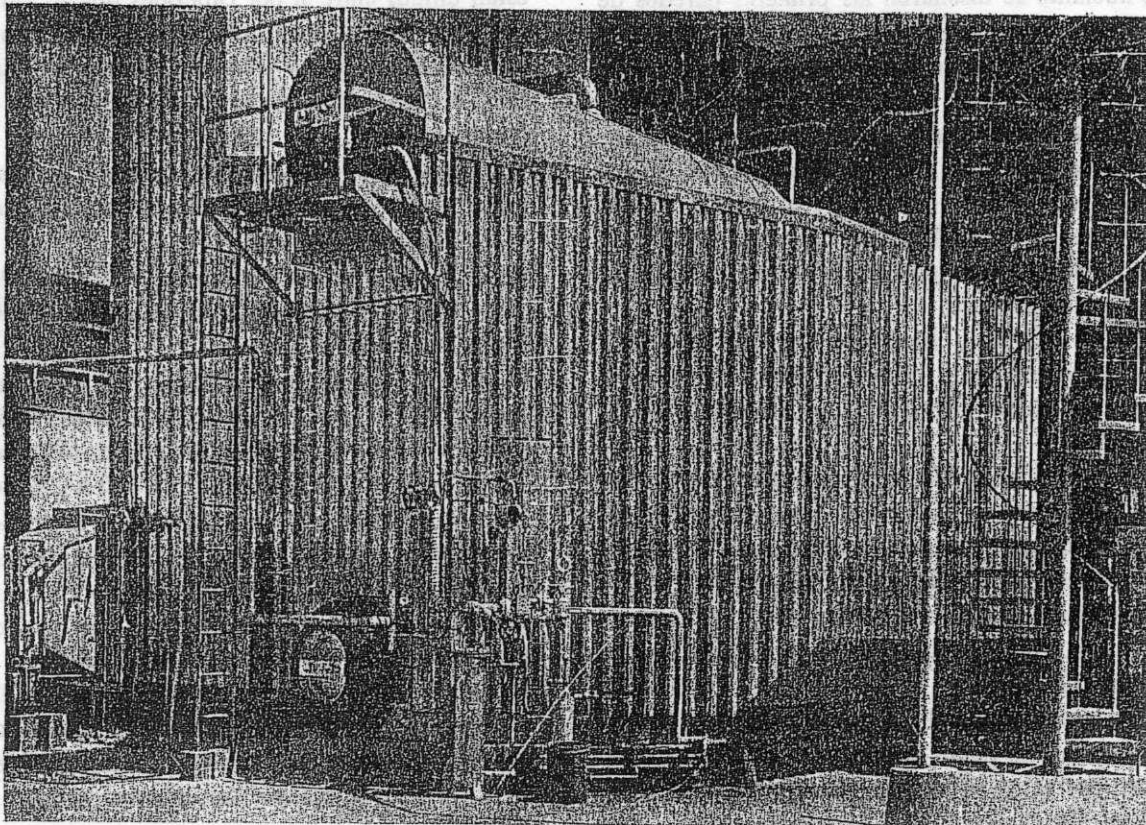
FIGURA Nº 13



CALDERA MONOBLOCK
DESDE 15.000 HASTA 50.000 kg/h.
DE EVAPORACION

FIGURA Nº 13 A

CALDERA MONOBLOCK



El diseño del horno es fundamental para poder luego fijar las dimensiones del resto de la caldera. El horno es en síntesis un recinto donde se quema el combustible, su volumen y forma debe ser tal que permita una combustión lo más perfecta posible y al mismo tiempo que sus partes tengan una vida razonablemente larga y que los gastos de mantenimiento y reparación sean mínimos.

La forma como se absorbe el calor en las distintas partes de una caldera se visualiza mejor en la figura N° 10, donde se ve como varía la absorción de calor en las zonas de convección, variando las presiones y temperaturas del vapor.

En el horno el porcentaje absorbido se mantiene más o menos constante; en cambio el calor absorbido por el sobrecalentador aumenta notablemente, lo mismo ocurre en el economizador.

El horno en una caldera acuotubular antigua era un recinto de ladrillo refractario donde se quemaba el combustible, una salida llevaba los gases calientes a las zonas de convección formadas por los tubos, es decir la caldera propiamente dicha. En esta disposición la transmisión por radiación, que es tan importante, solo la aprovechaba la primera fila de tubos. Los gastos de reparación del refractario eran elevados y ello obligaba además a largas paradas.

Más adelante se diseñaron las primeras paredes de agua que estaban constituidas por una fila de tubos verticales espaciados colocados delante de la pared de refractario (ver figura N° 11). Ello constituyó un notable adelanto, pues los tubos protegían el refractario de una temperatura excesiva, asegurándoles una mayor duración y al mismo tiempo se le daba a la caldera una superficie adicional de alta producción que estaba sometida al calor radiante de la llama.

Luego se colocaron los tubos más juntos, tocándose tangencialmente unos con otros, con ello el refractario quedó reducido a un mínimo (ver figura N° 11).

Más tarde se desarrolla la caldera presurizada (ver Cap. VIII), que requiere una pared hermética al paso de los gases. Este diseño eliminó el refractario totalmente y sólo quedó respaldando la pared de tubos de material aislante de alta temperatura y una chapa asegura la estanqueidad (ver figura N° 11).

Finalmente se desarrolla la pared hermética de tubos aletados o pared membrana. Ella está constituida por tubos separados por una aleta formada por una planchuela de 12 a 15 mm de ancho y 6 de

espesor soldada eléctricamente a los tubos. Este tipo de pared se prepara en paneles soldados en taller y se arma en obra (ver figuras N°s. 11 y 12). Para diseñar un horno, se parte de algunas cifras dadas por la experiencia, el volumen del horno debe ser tal, que la liberación de calor al quemar el combustible se mantenga en una cifra que puede oscilar entre 100.000 y 300.000 kcal/m³h y aun más en calderas compactas.

El horno afecta en general, la forma de un prisma que puede tener una base cuadrada o rectangular. Si el combustible es sólido y se quema sobre grillas, la cantidad horaria y tipo de grilla, nos fija la forma y medidas del rectángulo base del horno. Si se trata de petróleo, gas o carbón pulverizado, los quemadores se colocan en una pared formando el frente de la caldera, o en los dos frentes opuestos o bien en los ángulos formando una llama única en torbellino en el centro del horno. Las medidas entonces deberán ser tales que la llama se desarrolle bien, sin castigar excesivamente ningún sector de tubos o zonas donde haya refractario.

Finalmente, la cantidad de tubos que se colocarán en el horno y la temperatura media que se establezca para éste, según sea el combustible que se use, nos definen las otras dimensiones y formas.

Los tubos que constituyen las paredes de agua están unidos entre sí por cabezales que se vinculan por abajo con el domo inferior o con la parte inferior del domo único y por arriba con los dispositivos de separación de la mezcla agua-vapor en el domo superior.

Para una mejor comprensión, creemos que la descripción de varios modelos típicos de calderas, resultará más conveniente.

Capacidades de evaporación desde 15 hasta 50 tn/h.

Este rango de producción lo cubren las unidades montadas en taller.

Son éstos, equipos normalizados del tipo de dos domos y sus medidas exteriores están limitadas por los gálibos del ferrocarril u otros reglamentos del transporte (ver figuras N°s. 13 y 13 A). Estas calderas son presurizadas, y trabajan bajo la presión de un ventilador que suministra el tiro forzado necesario. El horno está totalmente recubierto de tubos, excepto la pared donde se ubica el quemador que lleva refractario con el fin de mantener una zona caliente que asegure la estabilidad de la llama. En general son diseños de un solo quemador de petróleo o gas, no son aptos para combustibles sólidos. Puede adaptarse un sobrecalentador si es necesario.

Esta caldera en general no lleva equipos adicionales de recuperación, calentador de aire o economizador, pero si se colocan, la ubicación más conveniente es encima de la caldera.

Se construyen con tubos de 51 a 76 mm de diámetro, los tubos del horno tienen aletas soldadas.

Es fácil su automatización total.

Capacidades entre 50 y 300 tn/h. de evaporación.

Este rango está cubierto por el tipo convencional de dos domos, con una concepción del horno que se adapta al combustible usado, las figuras N^{os} 14 A, 14 B y 14 C ilustran distintos tipos para petróleo o gas con ubicación de los quemadores que muestran las varias soluciones posibles.

La figura N^o 14 D y las ilustraciones en el capítulo 9 muestran otras soluciones para combustibles sólidos, bagazo, aserrín, leña, etc. Las paredes del horno son en general de tubos aletados tipo membrana. La construcción de estas calderas puede normalizarse en alguna medida y luego armarse en obra las partes preparadas previamente en el taller. Estas calderas permiten, con un diseño adecuado, ser montadas para operar a la intemperie (figuras 14 B y 14 C).

Los diseños, afectados fundamentalmente por la forma que en definitiva se le dé al horno, pueden ser: autoportantes, que se apoyan en el domo inferior y parte frontal de horno, quedando el domo superior sostenido por los tubos; y suspendidos, en los que el domo superior está sostenido de una estructura exterior y el resto de la caldera queda colgado pudiendo dilatarse libremente hacia abajo.

Se construyen con tubos de 51, 63 ó 76 mm, los sobrecalentadores son en general de 32, 38 ó 42 mm. Este tipo de calderas es de uso general en la industria mediana o grande y en las centrales eléctricas en bloques de hasta 60/70.000 kW.

Capacidades mayores de 300 tn/h. Estos tamaños de calderas son de uso exclusivo de las centrales generadoras de energía e integran bloques caldera-turbina desde 75.000 hasta 1.000.000 kW o más. Su diseño en general responde al llamado "caldera radiante". El horno tiene con relación al resto dimensiones grandes y puede quemar petróleo, gas o carbón; en estos tamaños de caldera, el carbón se quema siempre pulverizado.

Las presiones van desde 100 a 200 at y más, con temperaturas hasta 550° C que es el máximo admitido hoy por los materiales en uso. Téngase en cuenta que a esta temperatura los tubos y cabezales del sobrecalentador están trabajando al rojo cereza.

Las altas temperaturas de saturación como consecuencia de las altas presiones hacen que a veces la zona de convección, no exista como caldera sino la constituyen los sobrecalentadores y economizadores. Estas instalaciones generalmente son, como se explicó en el Capítulo 4^o, con dos pasos de sobrecalentamiento (véase figuras N^{os} 15 A, 15 B y 15 C).

En algunos diseños con el fin de mantener en las zonas de convección temperaturas adecuadas que eviten los depósitos de cenizas semifundidos, se recircula parte de los gases de combustión (ver figuras N^{os} 15 D y 15 E). Este artificio también se usa con el fin de mantener constantes las temperaturas de sobrecalentamiento a cargas parciales.

La extracción de cenizas en estas calderas puede ser indistintamente en condición sólida o líquida.

Circulación. Domos.

Purificación del vapor.

La gran mayoría de las calderas trabaja con circulación natural. La circulación natural del agua en las calderas, tiene su origen en los movimientos de la misma debidos a la convección.

En las calderas cilíndricas, el agua se calienta en contacto con las paredes del horno y los tubos, aliviándose al disminuir su densidad e iniciando su movimiento ascensional (ver tabla N^o 27).

Cuando se comienza la producción de vapor, el agua saturada con pequeñas burbujas, disminuye bastante su densidad aparente y el movimiento se acelera notablemente.

En las calderas acuotubulares, el diseño contempla tubos ascendentes o hervidores y tubos descendentes. En los primeros se produce la máxima transferencia de calor y consecuentemente la gran producción de vapor. El agua saturada de burbujas tiene una densidad aparente muy baja con relación al agua de los tubos descendentes, ubicados en zonas más frías; ese desequilibrio da origen a la circulación. Esta es muy enérgica y aumenta con la producción de la caldera (Fig. 15 F).

Téngase en cuenta que en producción normal, un tubo ascendente puede tener hasta el 70 % de su volumen ocupado por burbujas de vapor. El peso de ese 70 % representa un 4 % del volumen del agua equivalente. La diferencia de peso total entre el tubo descendente y ascendente, es como se ve,

FIGURA Nº 14 A

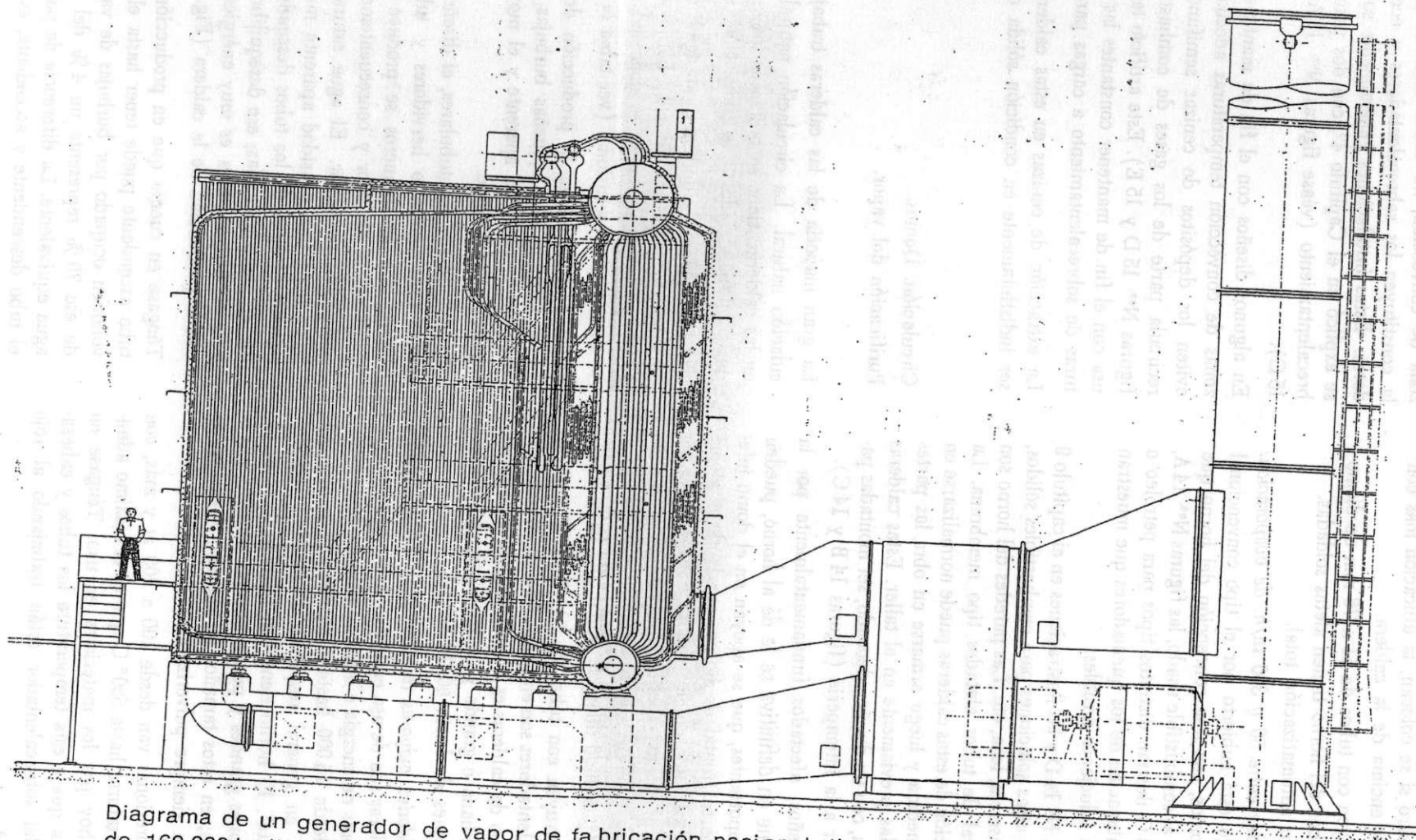


Diagrama de un generador de vapor de fabricación nacional, tipo VU-50, para una evaporación máxima de 160.000 kg/h a 32 atm de presión (Y.-P.F. Dest. La Plata).

FIGURA Nº 14 B

CORTE EN PERSPECTIVA DE UN GENERADOR DE VAPOR VU-60

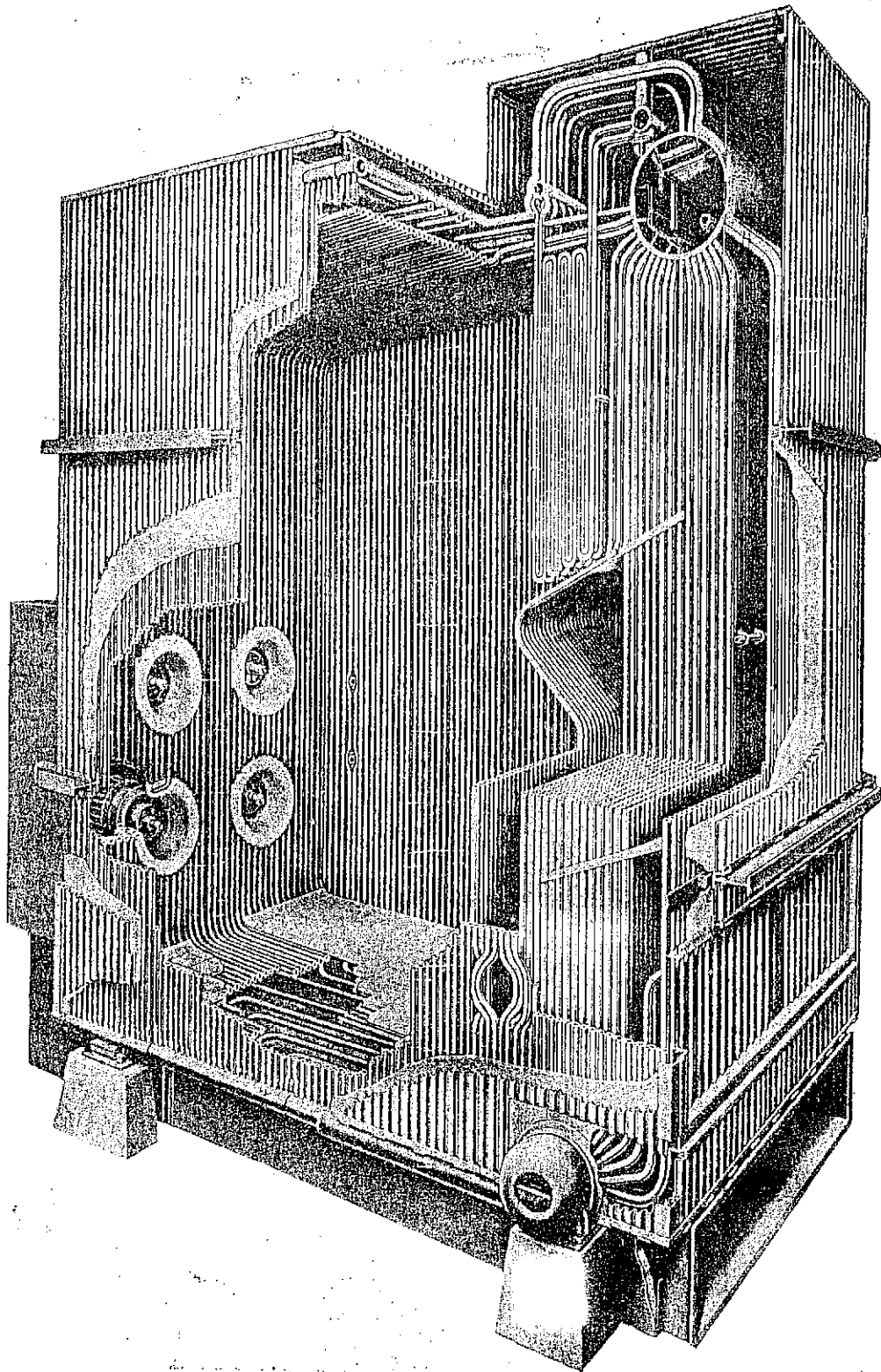


FIGURA N° 14 C

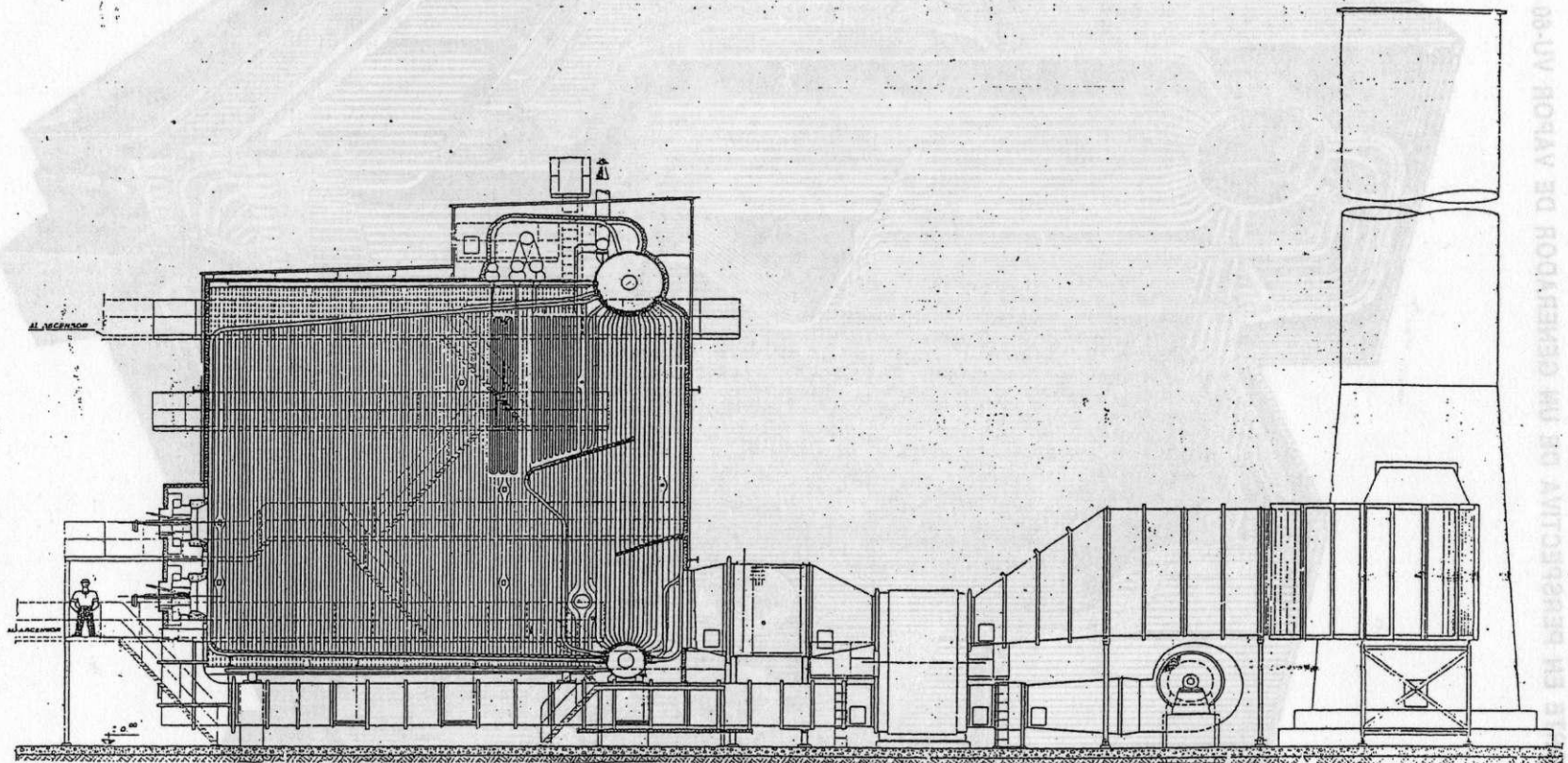


Diagrama de un generador de vapor tipo VU-60 para una evaporación de 268.000 kg/h, una presión de 90 kg/cm² y una temperatura final del vapor de 505°C (Central Térmica Mendoza).

FIGURA Nº 14 B

CORTE EN PERSPECTIVA DE UN GENERADOR DE VAPOR VU-60

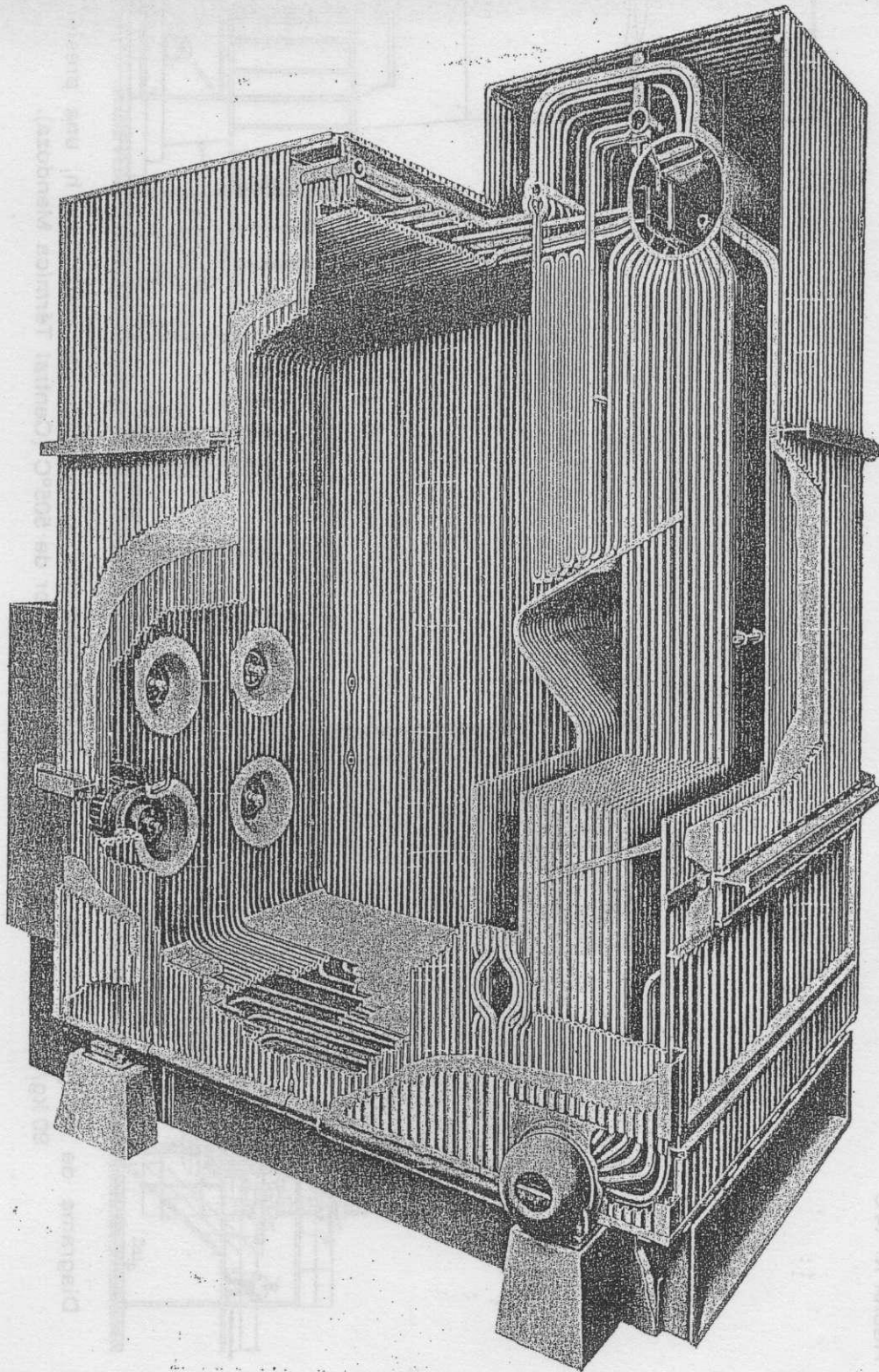


FIGURA Nº 14 C

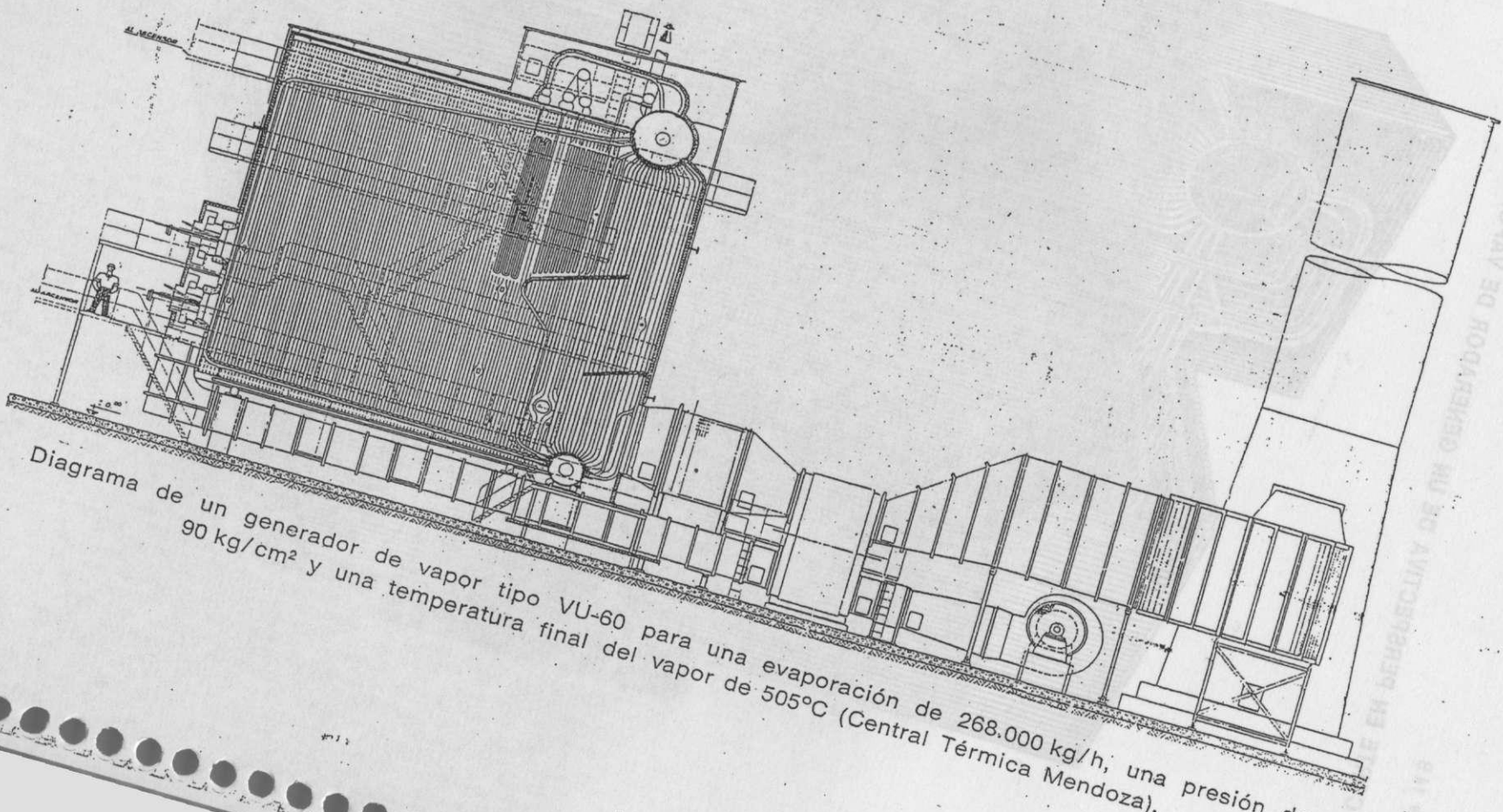


Diagrama de un generador de vapor tipo VU-60 para una evaporación de 268.000 kg/h; una presión de 90 kg/cm² y una temperatura final del vapor de 505°C (Central Térmica Mendoza).

INSTITUTO NACIONAL DE INVESTIGACIONES EN INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE CORDOBA
DISEÑO Nº 118

FIGURA Nº 14 D

CALDERA VU-50 ACUOTUBULAR DE 2 DOMOS DE 70.000 kg/h.
DE EVAPORACION, INSTALADA EN EL INGENIO SAN PABLO

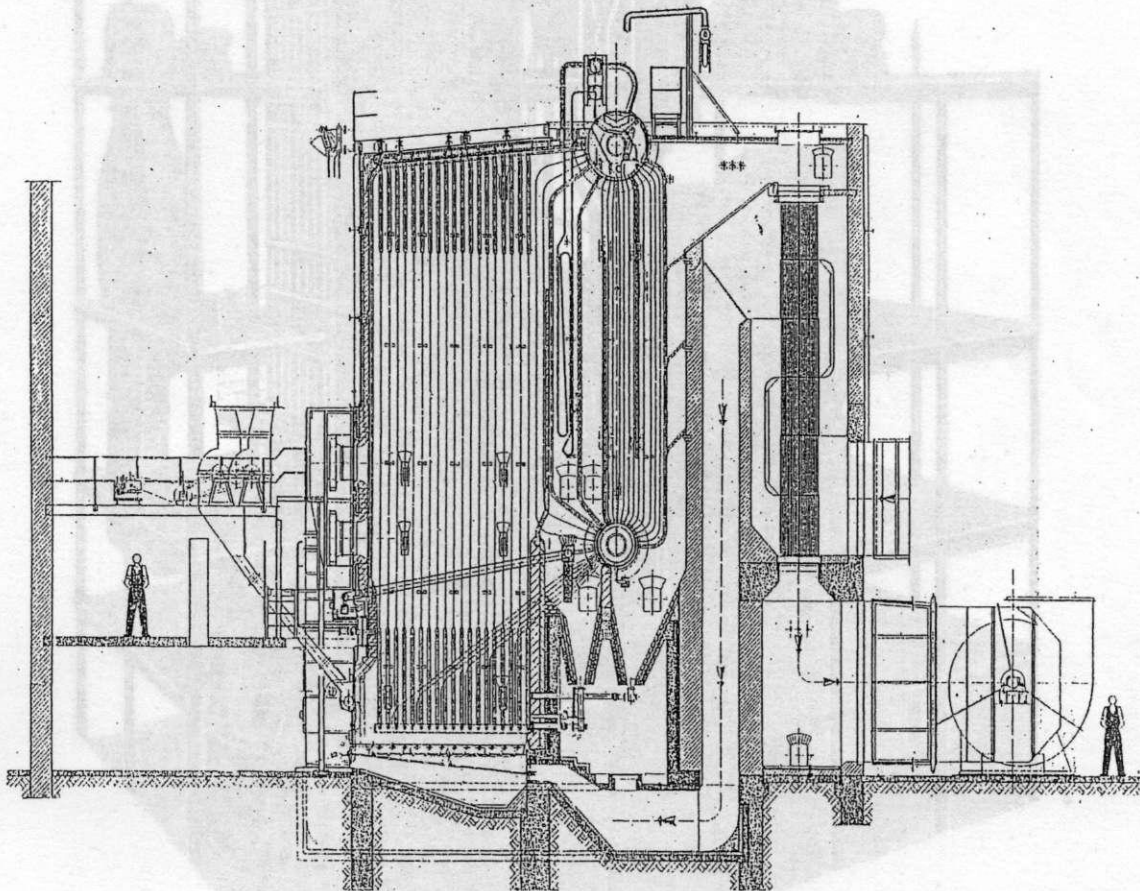
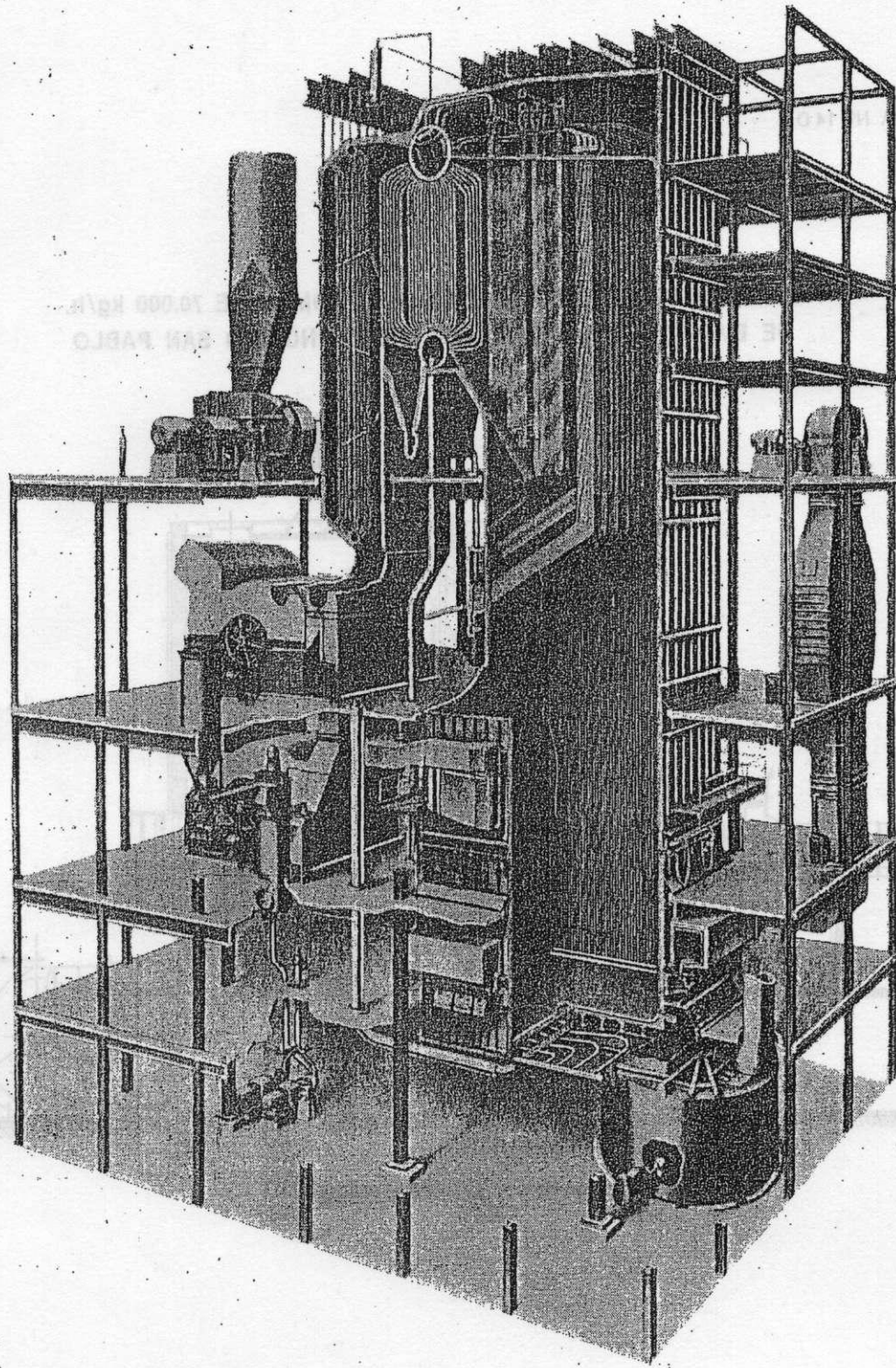


FIGURA Nº 15 A



Caldera de recuperación de productos químicos.

CALDERA I.C.L. RADIANTE DE DOMO UNICO, INSTALADAS CINCO UNIDADES DE 360.000 kg/h. c/u. EN LA "CENTRAL COSTANERA" DE S.E.G.B.A.

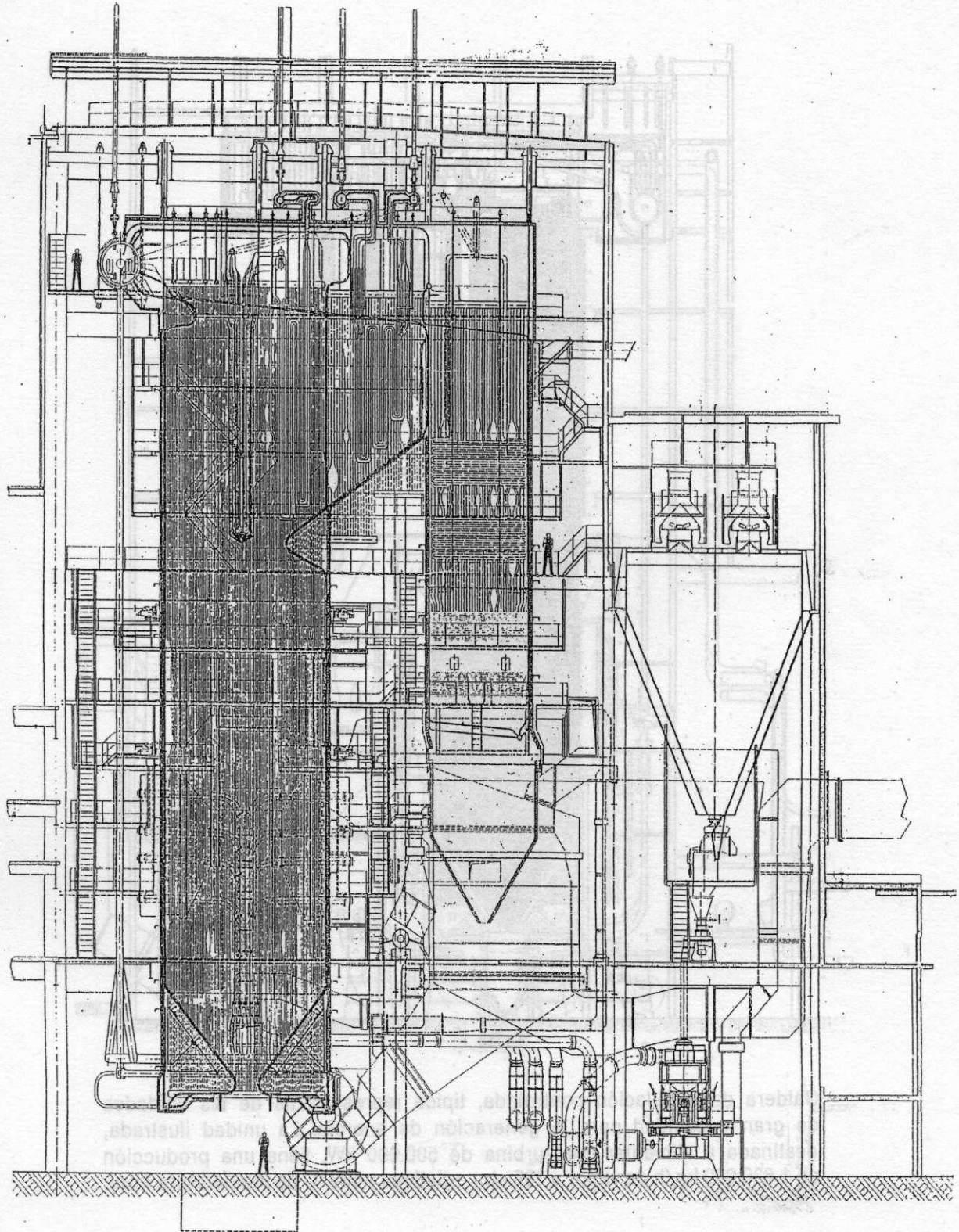
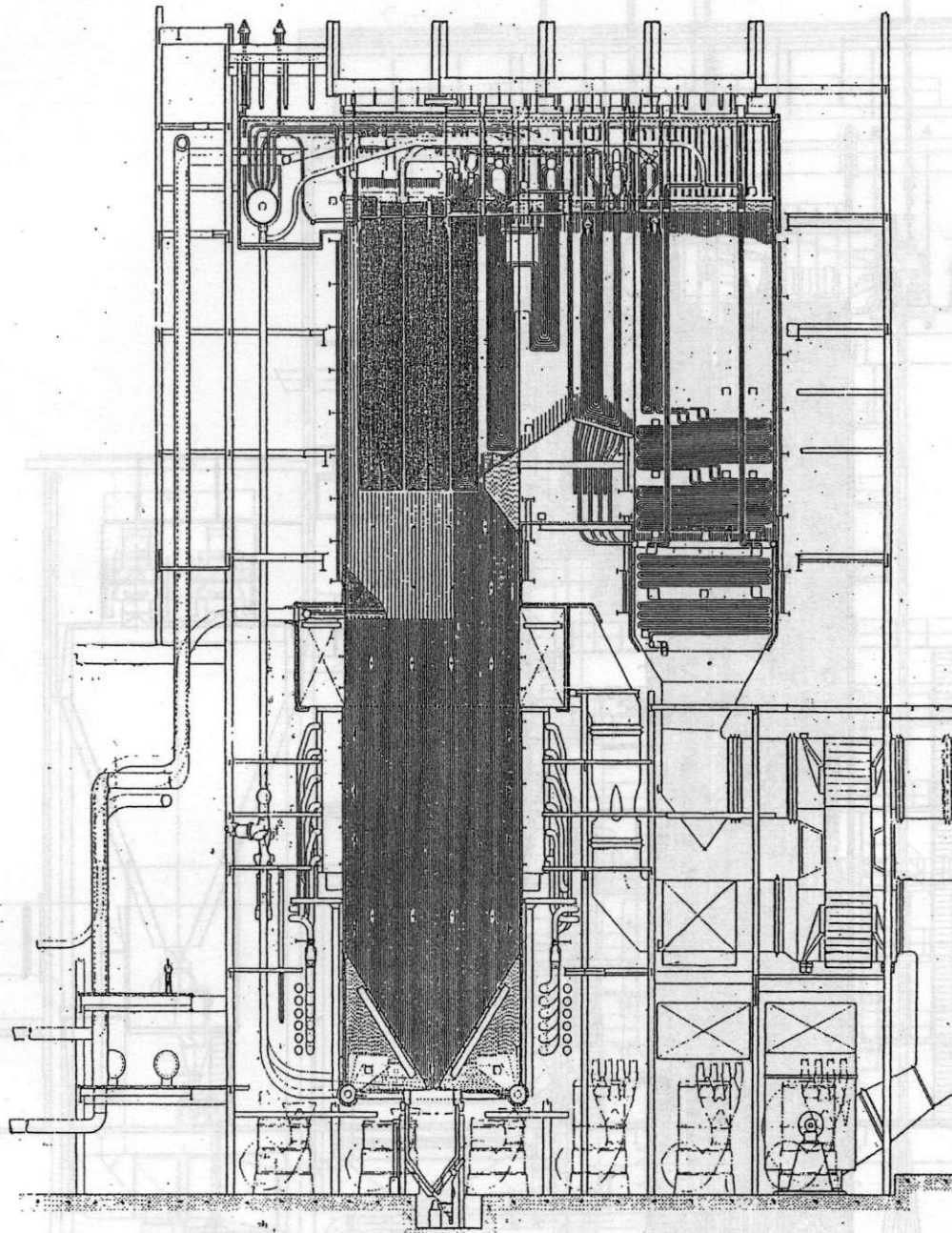


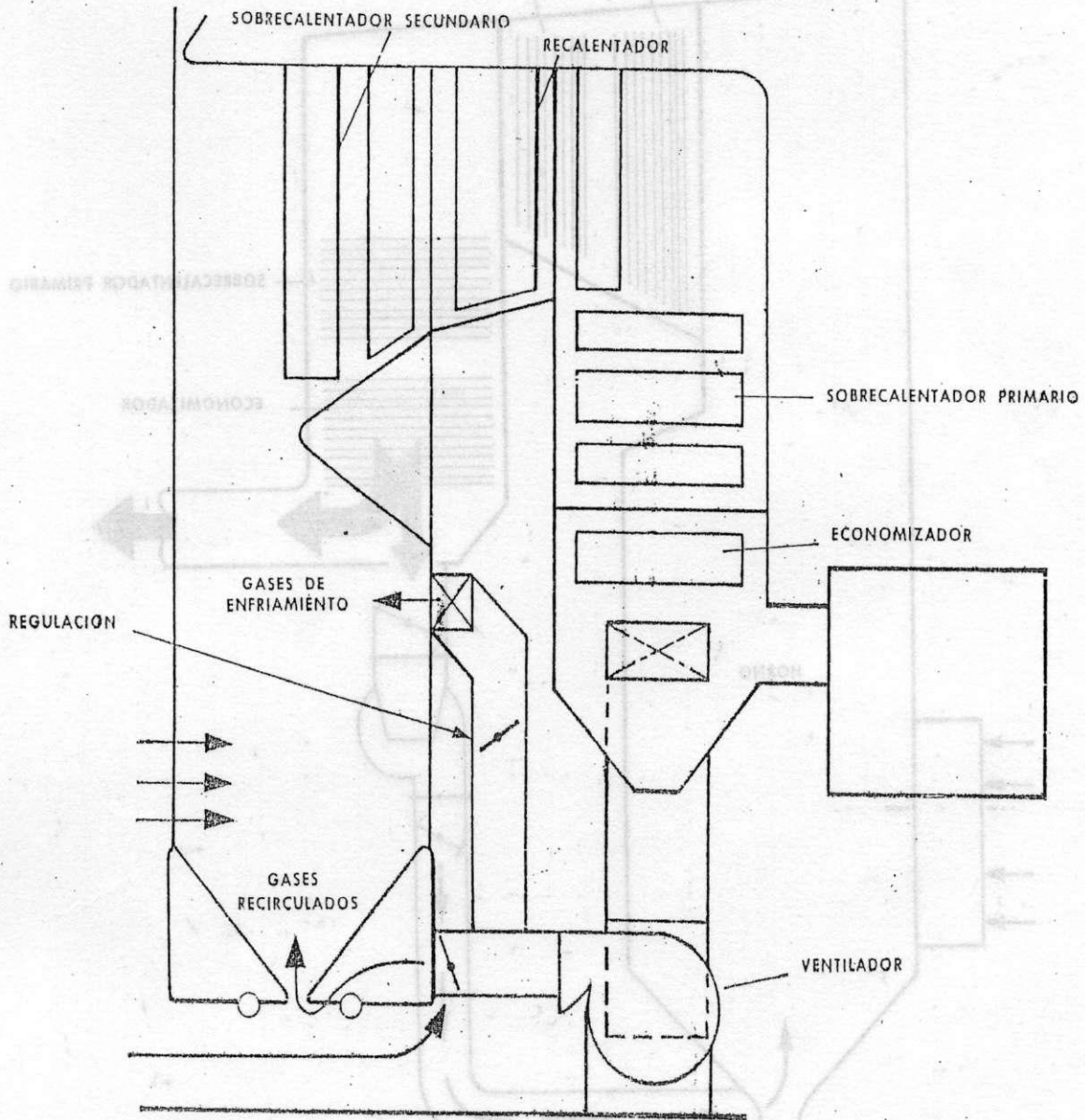
FIGURA Nº 15 C



Caldera de circulación controlada, típica representante de las unidades de gran capacidad para la generación de energía. La unidad ilustrada, destinada a alimentar una turbina de 500.000 kW, tiene una producción de 1.630.000 kg/h de vapor a 186 atm. relativas y 538°C de temperatura final.

FIGURA Nº 15 D

RECIRCULACION DE GASES Y REGULACION DEL SOBREALEMENTAMIENTO



RECIRCULACION DE GASES

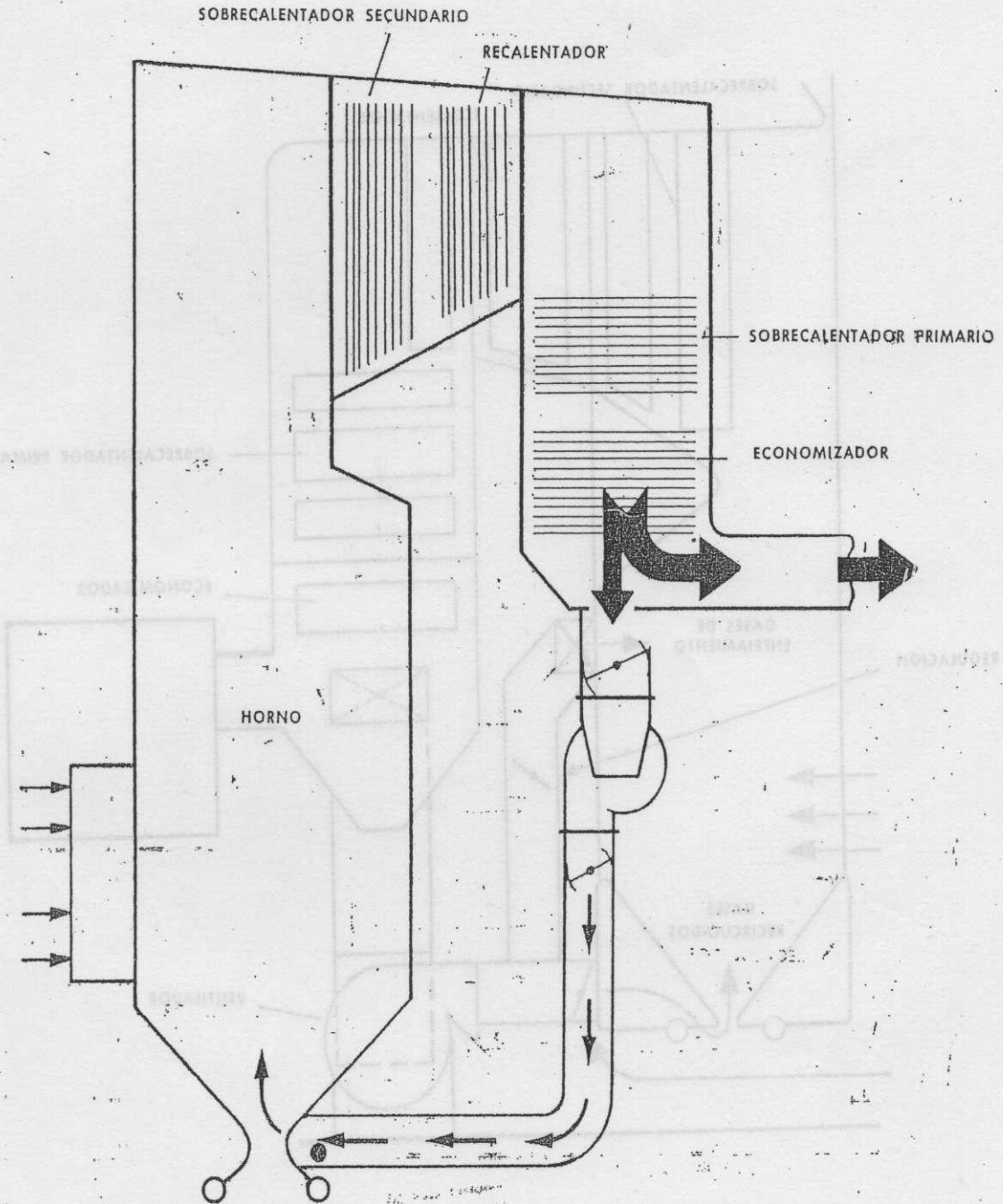


FIGURA Nº 15 F

DISEÑOS CON CIRCULACION NATURAL Y FORZADA CON BOMBA

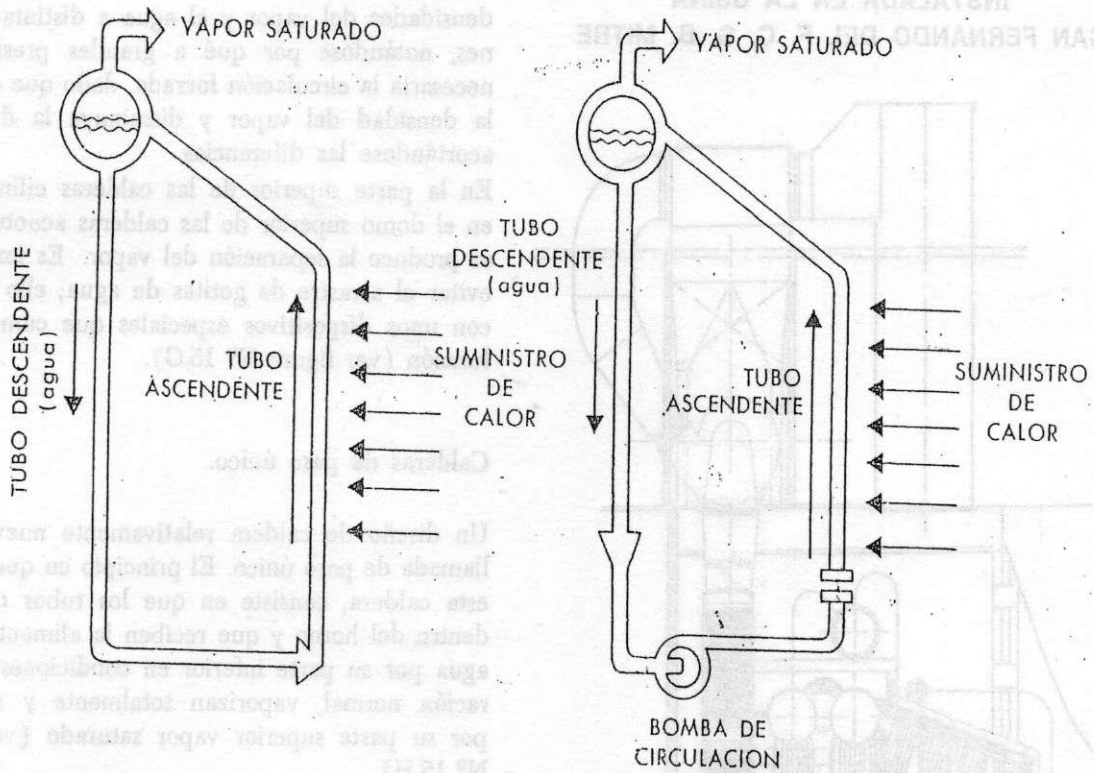
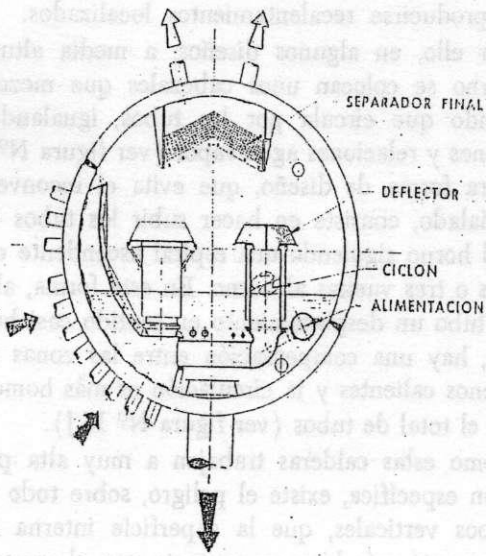
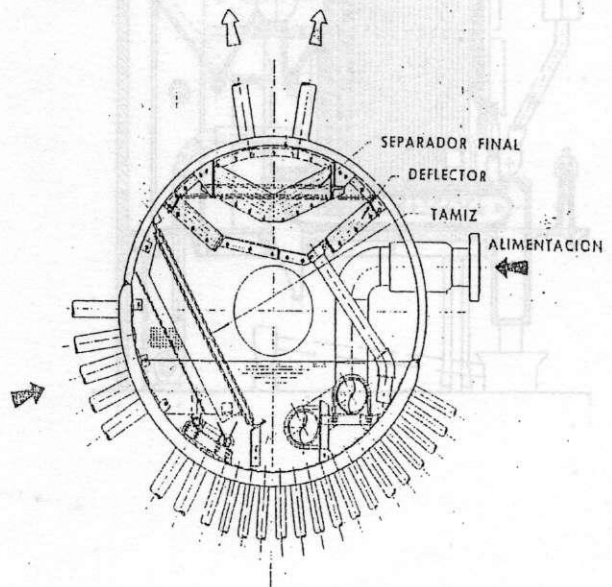


FIGURA Nº 15 G

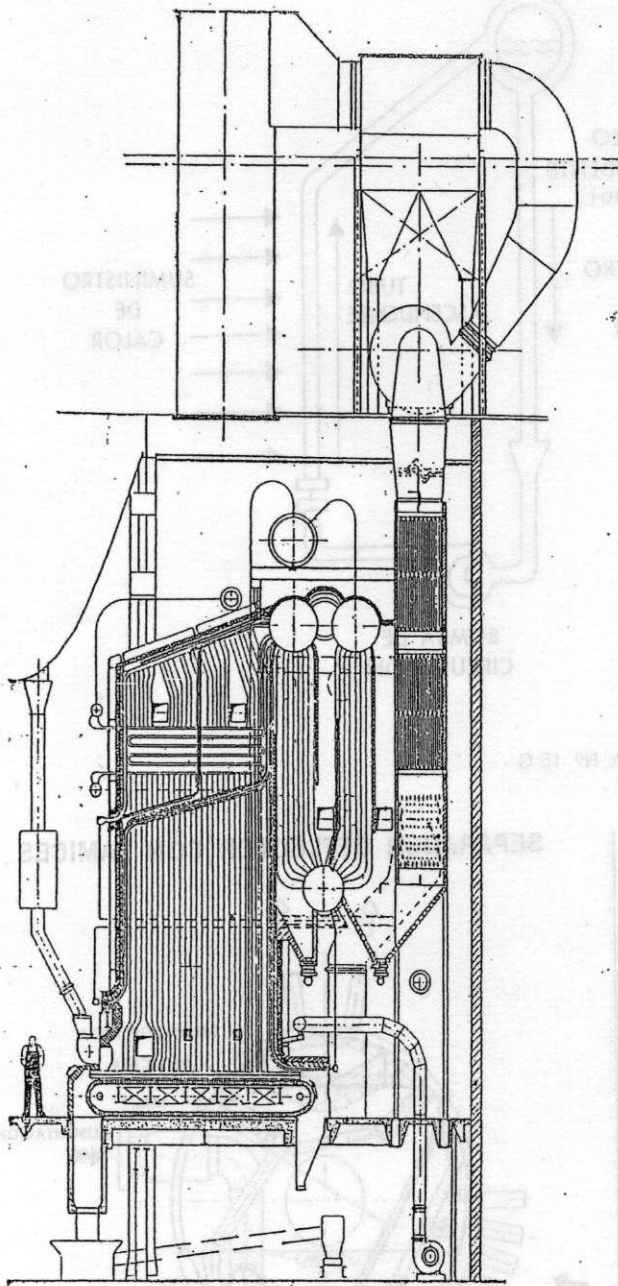
SEPARADOR CENTRIFUGO



SEPARADOR DEFLECTOR CON TAMICES



**CALDERA ACUOTUBULAR DE 3 DOMOS
DE 45.000 kg/h. DE EVAPORACION
INSTALADA EN LA USINA
SAN FERNANDO DEL F. C. G. B. MITRE**



considerable, ya que en el tubo descendente la producción de vapor es nula o muy pequeña.

La circulación forzada con ayuda de bombas, sólo se utiliza con presiones mayores de 150 atm o en casos muy especiales. (Figura 15 F.)

En el gráfico N° 39 se observan las diferencias de densidades del vapor y el agua a distintas presiones, notándose por qué a grandes presiones es necesaria la circulación forzada, dado que aumenta la densidad del vapor y disminuye la del agua, acortándose las diferencias.

En la parte superior de las calderas cilíndricas y en el domo superior de las calderas acuotubulares, se produce la separación del vapor. Es importante evitar el arrastre de gotitas de agua; ello se logra con unos dispositivos especiales que cumplen esa función (ver figura N° 15 G).

Calderas de paso único.

Un diseño de caldera relativamente nuevo, es la llamada de paso único. El principio en que se basa esta caldera, consiste en que los tubos colocados dentro del horno y que reciben la alimentación de agua por su parte inferior en condiciones de operación normal, vaporizan totalmente y sólo sale por su parte superior vapor saturado (ver figura N° 15 H).

Ahora bien, dentro del horno hay desigualdades en lo que se refiere a la absorción térmica y un tubo puede circunstancialmente generar más vapor que sus vecinos, lo que debe evitarse, pues pueden crearse tensiones mecánicas dentro del recinto del horno, que está formado por paredes membrana o producirse recalentamientos localizados.

Por ello, en algunos diseños, a media altura del horno se colocan unos cabezales que mezclan el fluido que circula por los tubos, igualando presiones y relaciones agua-vapor (ver figura N° 15 I).

Otra forma de diseño, que evita el inconveniente señalado, consiste en hacer subir los tubos dentro del horno siguiendo una espiral ascendente que da dos o tres vueltas al horno. En esta forma, al tener el tubo un desplazamiento en sentido casi horizontal, hay una compensación entre las zonas más o menos calientes y la circulación es más homogénea en el total de tubos (ver figura N° 15 J).

Como estas calderas trabajan a muy alta producción específica, existe el peligro, sobre todo en los tubos verticales, que la superficie interna de un tubo esté más bien en contacto con el vapor y no con el agua, produciéndose recalentamientos peli-

FIGURA Nº 15 H

PRINCIPIO SIMPLIFICADO DE LA CALDERA DE PASO UNICO



GRAFICO Nº 39

COMPARACION DE DENSIDADES DEL AGUA Y VAPOR A DISTINTAS PRESIONES

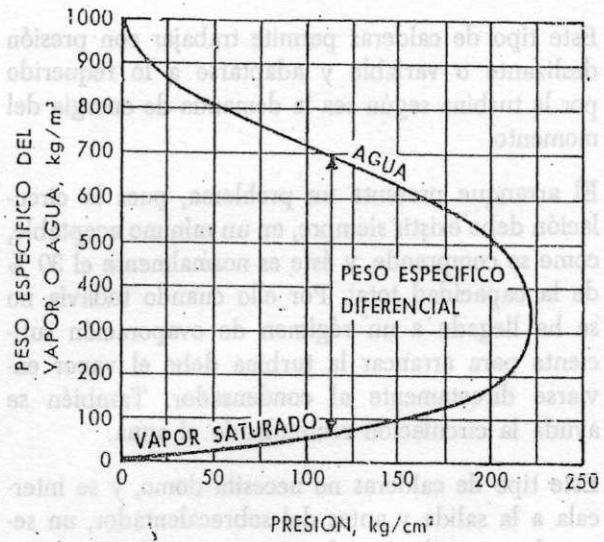


TABLA Nº 27

Densidad y volumen del agua para temperaturas entre 0° C y 320° C

Temperatura	Densidad	Volumen	Temperatura	Densidad	Volumen	Temperatura	Densidad	Volumen	Temperatura	Densidad	Volumen
0°	0,99987	1,00013	90°	0,9653	1,0359	190°	0,8750	1,1429	290°	0,72	1,38
4°	1,00000	1,00000	100°	0,9534	1,0434	200°	0,8628	1,1590	300°	0,70	1,42
10°	0,99973	1,00027	110°	0,9510	1,0516	210°	0,850	1,177	310°	0,68	1,46
20°	0,99823	1,00177	120°	0,9435	1,0600	220°	0,837	1,195	320°	0,66	1,51
30°	0,99567	1,00435	130°	0,9351	1,0694	230°	0,823	1,215			
40°	0,99224	1,00782	140°	0,9263	1,0795	240°	0,809	1,236			
50°	0,9881	1,0121	150°	0,9172	1,0903	250°	0,794	1,259			
60°	0,9832	1,0171	160°	0,9076	1,1018	260°	0,779	1,283			
70°	0,9778	1,0227	170°	0,8973	1,1145	270°	0,765	1,308			
80°	0,9718	1,0290	180°	0,8866	1,1279	280°	0,75	1,34			

grosos. Esto algunos fabricantes lo evitan con el uso de tubos estriados. Estos son tubos en cuyo interior hay unas estrías en hélice que imprimen a la mezcla agua-vapor ascendente, un movimiento de rotación. La fuerza centrífuga mantiene el agua contra las paredes del tubo y el vapor ocupa el centro. Los resultados son satisfactorios (ver figura N° 15 K).

Este tipo de calderas permite trabajar con presión deslizante o variable y adaptarse a lo requerido por la turbina según sea la demanda de energía del momento.

El arranque presenta un problema, pues la circulación debe existir siempre, en un mínimo aceptable, como se comprende, y éste es normalmente el 30 % de la capacidad total. Por ello cuando todavía no se ha llegado a un régimen de evaporación suficiente para arrancar la turbina debe el vapor enviarse directamente al condensador. También se ayuda la circulación recirculando el agua.

Este tipo de calderas no necesita domo, y se intercala a la salida y antes del sobrecalentador, un separador que elimine el agua que pueda ser arrastrada por el vapor.

Las calderas de tubos verticales se construyen de tubos de 20 a 25 mm, las de tubos en espiral son de 51 y 63 mm.

Sobrecalentadores.

Según el uso al cual se lo destina, muchas veces se requiere que el vapor esté sobrecalentado, especialmente si se lo utiliza en la generación de energía. Para realizar esa operación se hace pasar el vapor saturado por el sobrecalentador. Este está constituido por un haz de tubos, colocado en el pasaje de los gases calientes. El diseño, tamaño, etc., varían según la presión, temperatura o tipo de caldera y la forma como se desee regular la temperatura.

Cálculo de las superficies de calefacción.

Datos básicos.

El cálculo de las superficies de calefacción de una caldera, es un problema complejo. Fundamentalmente, se basa en la *experiencia previa* y el *conocimiento profundo* del tema.

Deben establecerse, como paso inicial, una serie de "datos básicos", completados luego por otros

que se fijarán de acuerdo a la experiencia y facilitarán la definición del problema.

Los elementos indispensables para plantear el problema son:

La cantidad horaria, la presión y temperatura de sobrecalentamiento del vapor, el tipo de combustible y forma de quemarlo, la temperatura del agua de alimentación, el rendimiento que se considera razonable para la unidad y la utilización o no de equipos complementarios recuperadores de calor.

El cálculo debe realizarse por partes, pues así se simplifica el trabajo. Para diseñar una caldera acotubular de tipo normal, se deben calcular las siguientes superficies de calefacción:

Superficie radiante o sea las paredes de agua del horno.

Primer haz de convección.

—● Sobrecalentador.

—→ Segundo haz de convección.

—● Economizador.

—→ Calentador de aire.

El sobrecalentador puede no existir, o bien ser del tipo radiante. En ese caso, puede ser conveniente calcular el haz de convección por zonas. También pueden no existir los equipos de recuperación; en este otro caso, la temperatura de salida de los gases es directamente la misma de la caldera.

Para proceder al cálculo, se parte entonces de los "datos básicos" mencionados y se fijan, además, los siguientes valores, fruto de la experiencia:

Temperatura media del horno, definida por el combustible a usarse y modo de quemarlo.

Temperatura del aire de combustión, a los efectos anteriores.

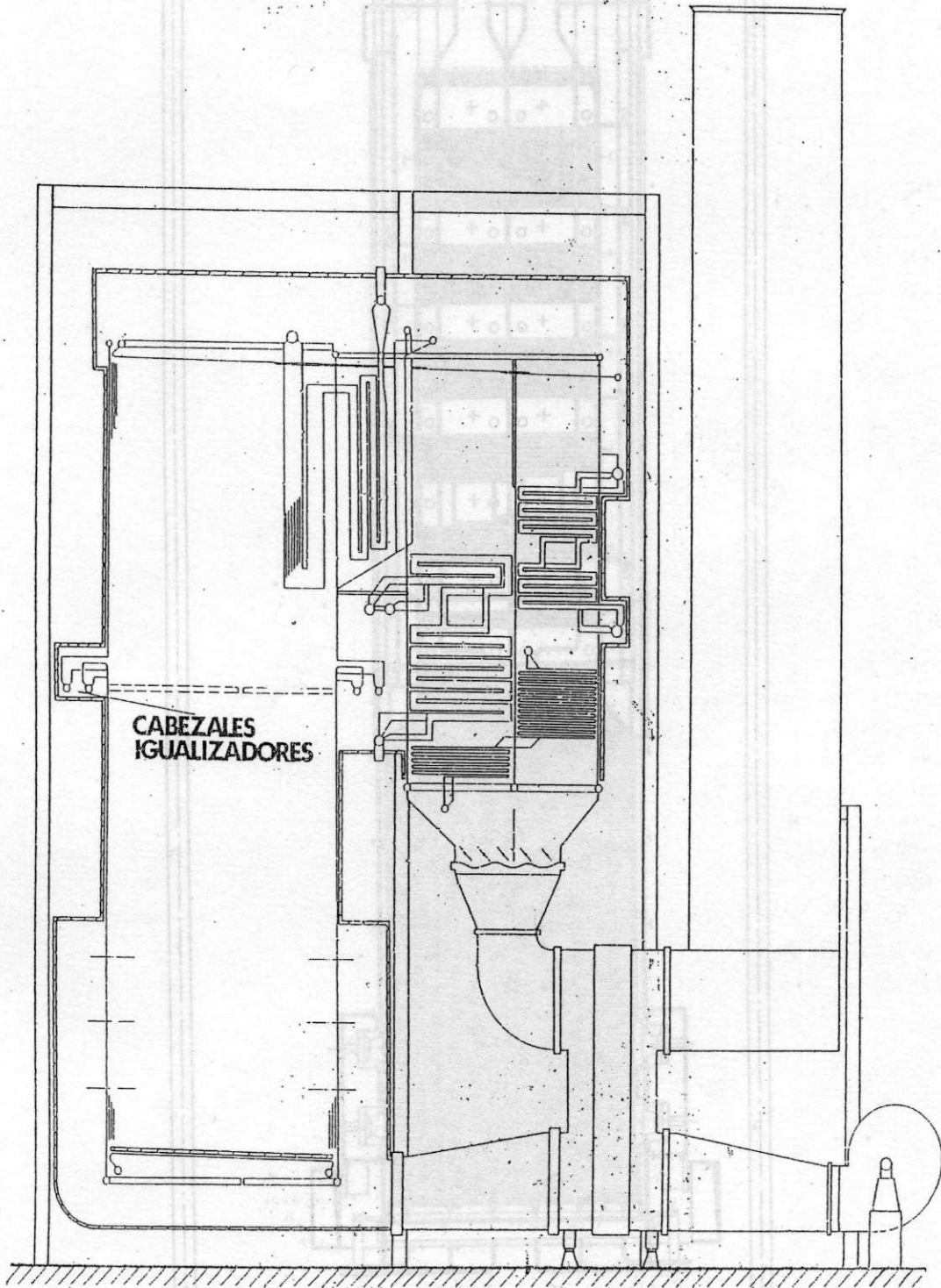
Temperatura de entrada de los gases al sobrecalentador, para lograr una dimensión adecuada de éste.

Temperatura de salida de los gases a la chimenea. Este dato está basado en el rendimiento, apreciado previamente.

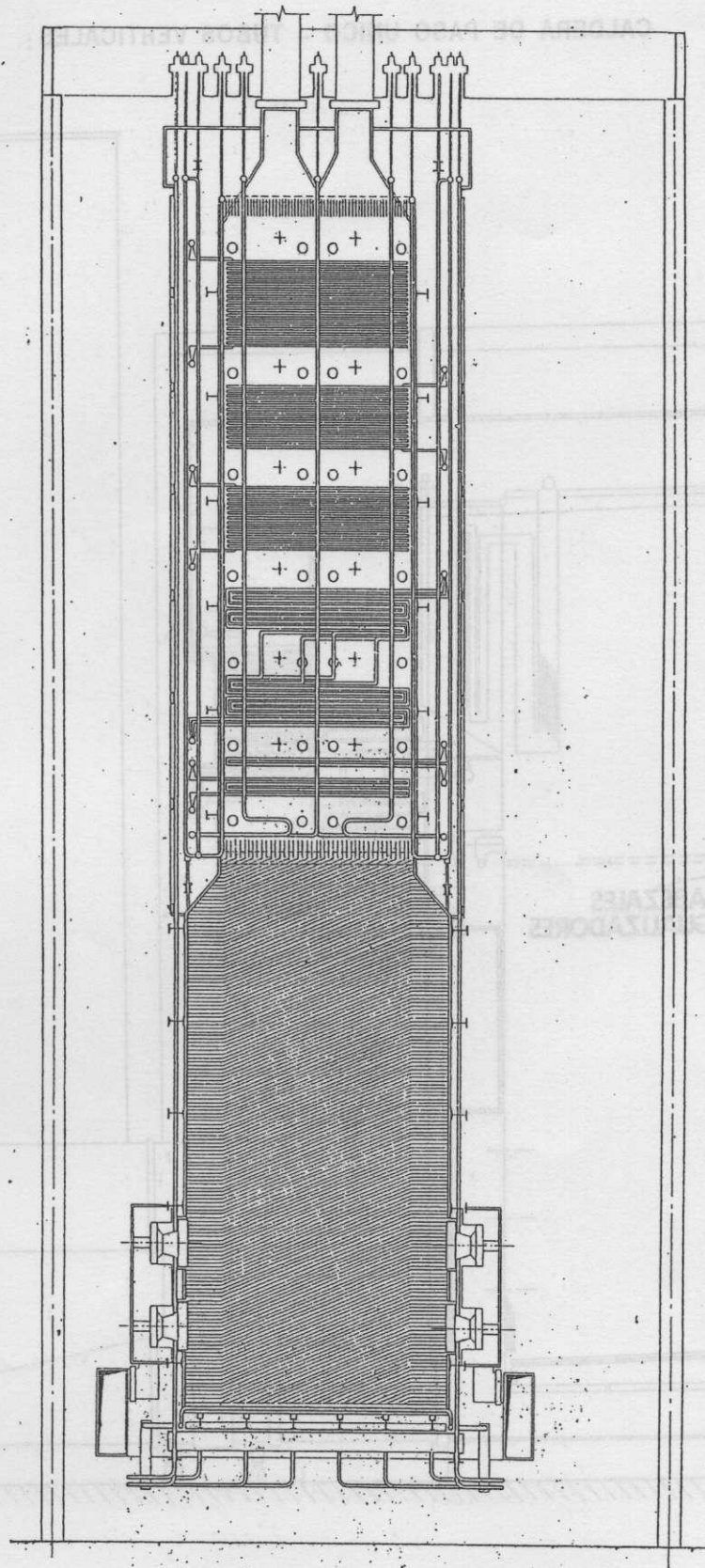
Entre los datos básicos a adoptar, es necesario fijar, a más del rendimiento, otras pérdidas inevitables, ellas son la pérdida por radiación, combustible no quemado y otras pérdidas.

CALDERA DE PASO UNICO - TUBOS EN ESPIRAL

CALDERA DE PASO UNICO - TUBOS VERTICALES :



CAŁDERA DE PASO UNICO - TUBOS EN ESPIRAL



La pérdida por radiación, que sufre una caldera es difícil de apreciar acabadamente, por ello se prefiere, siguiendo a la A.B.M.A. (Asociación de Fabricantes de Calderas de los Estados Unidos), establecerla en base a promedios generales y que correspondan a calderas bien construidas. Los resultados se han volcado en el gráfico N° 39A. En él, se entra con la capacidad de la caldera y se determina la pérdida por radiación teniendo en cuenta las características constructivas del horno.

Por ejemplo, en una caldera que produce 20 tn/h de vapor y que no tiene el horno enfriado por paredes de agua (es el caso de una caldera antigua), las pérdidas son 1,2%. Si en cambio, tuviera las cuatro paredes enfriadas por tubos de agua, la pér-

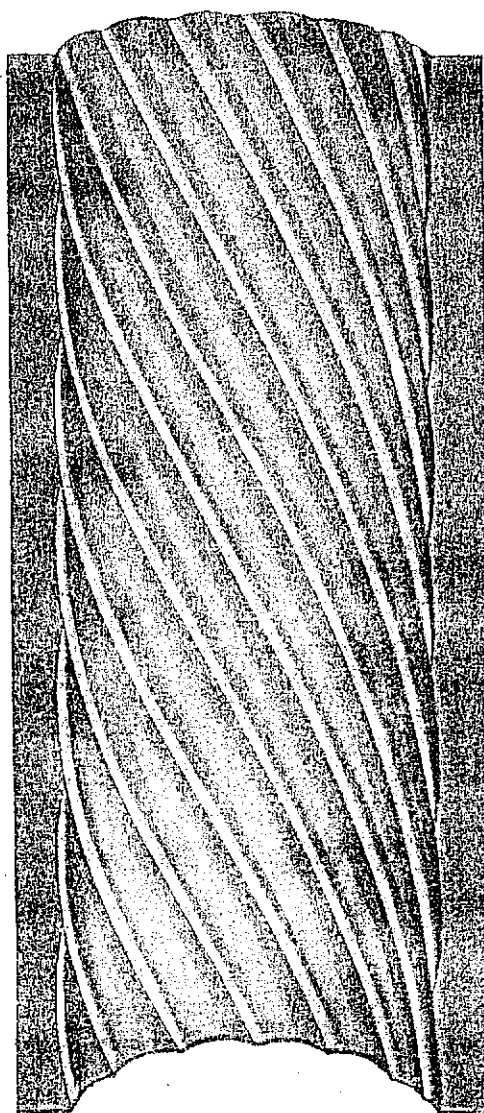
didada sería 0,9%. Si la caldera trabajara a carga parcial, 75% por ejemplo, es decir produjera 15 tn/h de vapor, la pérdida aumentará porcentualmente, es decir sin paredes de agua llegará a 1,6% y con paredes de agua a 1,2%.

Otro rubro a considerar, es la pérdida por combustible no quemado, en el caso del fuel o gas natural se deberá fundamentalmente a la presencia de CO en los gases de combustión, y ello será el resultado de una conducción francamente deficiente de la caldera o de un mantenimiento descuidado de los equipos.

En los combustibles sólidos, que se queman sobre grillas, leña, bagazo, carbón, un 2% de pérdida es

FIGURA N° 15K

TUBO ESTRIADO



el mínimo que se puede esperar y puede fácilmente llegar a ser bastante mayor si no se conducen y mantienen los equipos debidamente.

Finalmente, se acepta con el título de "otras pérdidas" un 1,5 % adicional que cubre posibles errores de cálculo.

Con estos elementos, se puede realizar el cálculo de la caldera. Primeramente, se deben establecer para las distintas secciones, las temperaturas iniciales y finales de los gases, las del agua o vapor y luego calcular las superficies. En el transcurso de este capítulo, veremos aspectos parciales de un ejemplo, cuyos datos básicos conviene conocer.

Calcularemos una caldera acuotubular, del tipo de dos domos, con hogar enfriado (similar a la figura N° 14 D), con las siguientes características:

Evaporación	70 ton/h
Presión del vapor	25 atm ef. (225° C)
Temperatura del vapor sobrecalentado	330° C
Combustible	Bagazo (50 % H ₂ O)
Poder calorífico inferior del combustible	1.825 kcal/kg
Forma de quemarlo	sobre grillas
Temperatura del agua de alimentación	90° C
Rendimiento	82 % ⁽¹⁾

La caldera irá provista de calentador de aire.

De acuerdo a lo dicho, pueden quedar definidos, además, los siguientes valores:

Temperatura media del horno. Definida por el combustible	1.000° C
Temperatura del aire de combustión. Conveniente para un combustible húmedo quemado sobre grillas	225° C
Temperatura de entrada de los gases al sobrecalentador	900° C
Temperatura de salida de los gases a la chimenea (supuesto un valor del CO ₂ = 15%)	195° C ⁽¹⁾

(1) Esto resulta de considerar que la pérdida por sobrettemperatura de gases en la chimenea es de 13 % (ver Cap. 1) y las otras pérdidas: radiación, combustible no quemado, ceniza, etc., suman 5 % más. Total: 18 % o sea el rendimiento es de 82 %.

Cámaras de combustión. Temperaturas medias del hogar.

Para calcular y diseñar una cámara de combustión, se debe establecer el volumen y la temperatura media del hogar o cámara. El volumen es necesario para el buen desarrollo de la llama y para lograr la combustión total del combustible, evitando excesivos castigos del calor a las paredes. Este volumen se establece sobre la base de datos prácticos, que varían con el combustible y forma de quemarlo.

La temperatura media del hogar es aquella en que queda estabilizado el mismo, como resultado de un balance, producido entre el calor liberado en la combustión más el aportado por el aire caliente necesario para ésta, por una parte, y el absorbido por las paredes refrigeradas más el evacuado por los gases a las zonas de convección, por otra.

Si las paredes no absorbieran calor, éste quedaría totalmente contenido en los gases y la temperatura a que se llegaría, sería la teórica de la llama.

Ahora bien, como en las cámaras de combustión hay absorción de calor por los tubos, ubicados precisamente para aprovechar el calor radiante, la temperatura disminuye, hasta alcanzar un valor determinado, que será el resultado del balance térmico mencionado.

El calor se transmite de la llama a los tubos, de acuerdo con la fórmula de la radiación, ya vista en el capítulo 3.

$$Q = eCA \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \quad [1]$$

en la cual:

Q (kcal/h) = Cantidad de calor.

e = Emisividad de la llama.

T_m (°K) = Temperatura media absoluta de la cámara.

T_p (°K) = Temperatura absoluta de los tubos.

C (4,96 kcal/m²h °K⁴) = Constante de radiación.

A (m²) = Superficie.

La emisividad de la llama, varía algo según el combustible y la forma de quemarlo. Se puede aceptar como valor medio 0,65.

Para calcular el calor irradiado con la fórmula anterior, debemos buscar el camino que nos facilite el trabajo, ya que se desconoce Q, A y T_m.

Recordemos, por otra parte, que el calor irradiado equivaldrá a la disminución de temperatura de los gases desde la teórica hasta la media buscada, es decir:

$$Q = c_{pg} P_g (t_t - t_m) \quad [II]$$

Donde:

c_{pg} (kcal/kg °C) = Calor específico de los gases.

P_g (kg) = Peso de los gases de combustión por kg de combustible.

t_t (°C) = Temperatura teórica de la llama.

t_m (°C) = Temperatura media del horno.

La solución del sistema de ecuaciones I y II nos permite resolver el problema, pero dado su grado elevado, ello es trabajoso e incómodo, por lo tanto, conviene resolverlo gráficamente. En la lámina Nº 2 está la solución del sistema de ecuaciones y se pueden, además, realizar algunos cálculos complementarios.

Primero se determina la cantidad de aire y de gases de combustión, trabajando con un determinado valor de CO_2 . Ello se logra: para el carbón de Río Turbio, utilizando la escala A_1 . Para el gas natural con la escala A_2 (téngase en cuenta en este caso, que para el gas, se trabaja con el poder

calorífico por kg, por razones de homogeneidad con los otros combustibles, no haciéndolo en m^3 como es lo normal) y para el fuel-oil con la escala A_3 . Para los combustibles celulósicos con el cuadro A_4 , que permite ubicarse según sea el porcentaje de humedad del bagazo, leña, etc.

El cuadro B permite calcular rápidamente la cantidad de calor contenido en el aire de combustión, de acuerdo a su temperatura. En este valor, la cantidad de aire varía con cada combustible en particular y con el exceso de aire con que se trabaje. El cuadro expresa la ecuación:

$$Q_n = c_{pa} P_a (t_c - t_a)$$

Dónde:

Q_n (kcal/kg) = Calor aportado por el aire de combustión.

P_a (kg) = Peso del aire de combustión por kg de combustible.

c_{pa} (kcal/kg °C) = Calor específico del aire.

t_c (°C) = Temperatura del aire caliente.

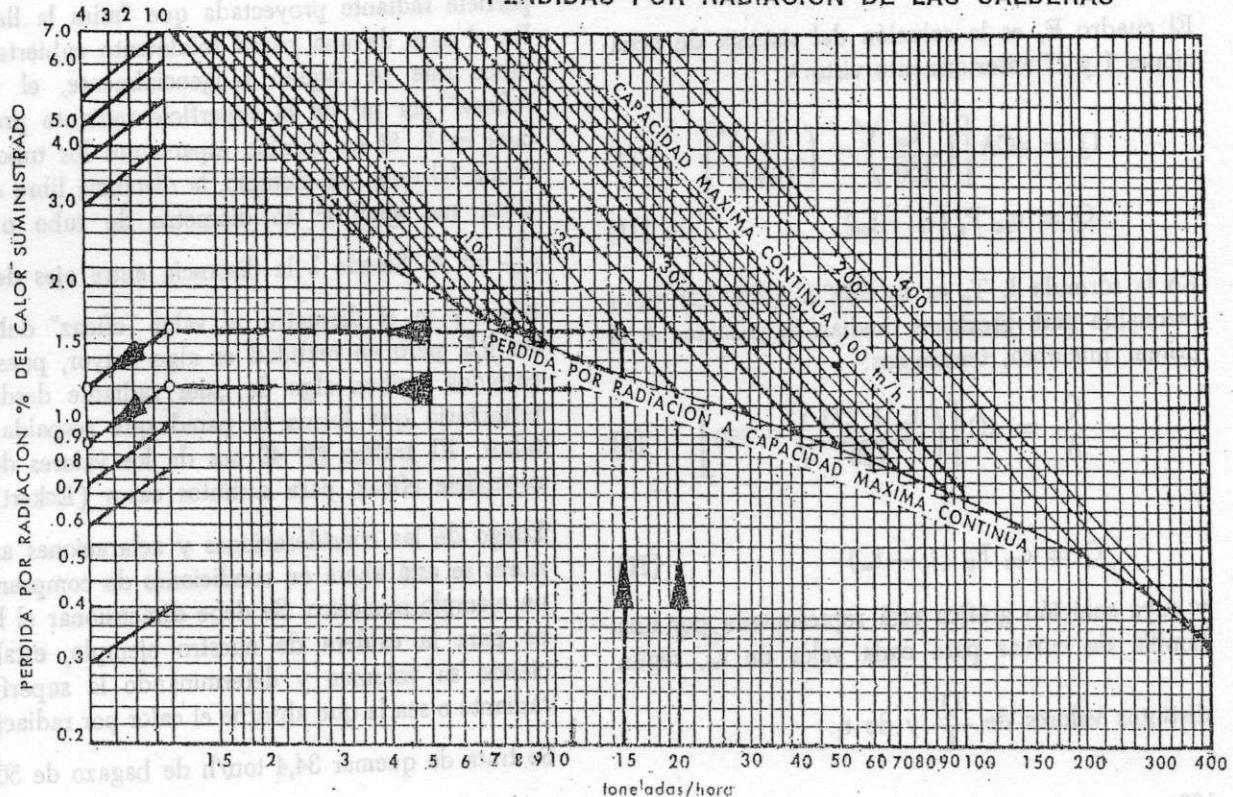
t_a (°C) = Temperatura ambiente, que por conveniencia se la considera igual a 0° C.

El cuadro C, permite sumar el calor del aire con el poder calorífico inferior del combustible.

CANTIDAD DE PAREDES ENFRIADAS POR AGUA.

GRAFICO Nº 39 A

PERDIDAS POR RADIACION DE LAS CALDERAS



Expresa la suma:

$$Q_t = P_{c1} + Q_a$$

Donde:

Q_t (kcal/kg) = Calor total ingresado al horno por kg de combustible.

P_{c1} (kcal/kg) = Poder calorífico inferior del combustible.

Con el valor anterior, en el cuadro D, se halla la temperatura teórica de la llama. Resultado que se ha obtenido con el calor total por kg de combustible y el peso de gases de combustión correspondiente.

Este cuadro representa la ecuación:

$$Q_t = c_{pg} P_g (t_t - t_a)$$

Donde los valores son conocidos, habiéndose considerado también $t_a = 0^\circ \text{C}$ por comodidad.

El cuadro E, nos da el valor buscado de la temperatura media de la cámara, entrando con el valor de la temperatura teórica de la llama en abscisas y con el grado de enfriamiento de las paredes del horno, en ordenadas. Este valor corresponde a la cantidad total de calorías ingresadas al hogar por m^2 de superficie radiante proyectada, que "mira la llama", absorbiendo calor.

El cuadro E, es la solución del sistema de ecuaciones I y II anteriormente visto:

$$Q = eCA \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \quad \text{[I]}$$

$$Q = c_{pg} P_g (t_t - t_m) \quad \text{[II]}$$

En la fórmula I, T_p es $\cong 523^\circ \text{K}$ (250°C) valor razonable para presiones medias. Si pasamos A al primer miembro, tendremos:

$$\frac{Q}{A} = eC \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - 750 \right] \quad \text{[I]}$$

y

$$Q = c_{pg} P_g (t_t - t_m) \quad \text{[II]}$$

y cuya solución gráfica está representada por una familia de curvas para cada valor de t_m , según

distintos valores de $\frac{Q}{A}$ y de t_t .

El mecanismo quedará mejor explicado más adelante, con un ejemplo de aplicación. Se había mencionado, que las temperaturas medias de la cámara de combustión, están fijadas por el combustible y la forma de quemarlo; tratándose de combustibles celulósicos: leña, bagazo, cascarillas, etc., que se quemen, ya sea en pila o sobre grillas, su temperatura está limitada a un máximo de 1.100°C , dado que las temperaturas mayores producen principios de fusión en las cenizas, lo que dificulta la limpieza y crea problemas con el movimiento de las grillas (ver datos sobre combustibles celulósicos en el cap. 2).

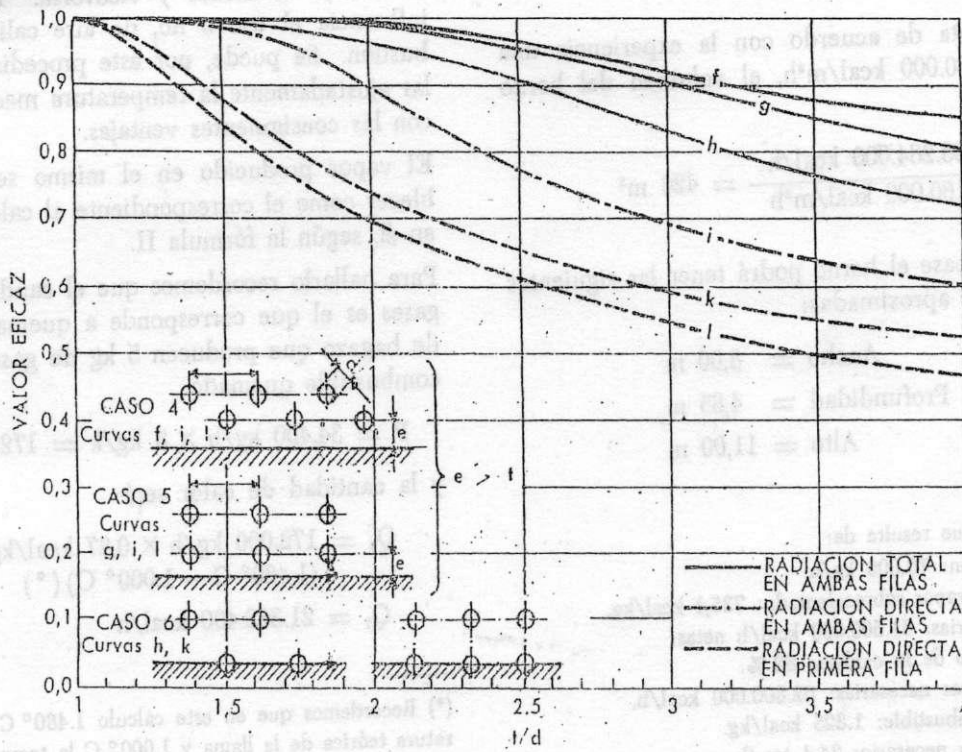
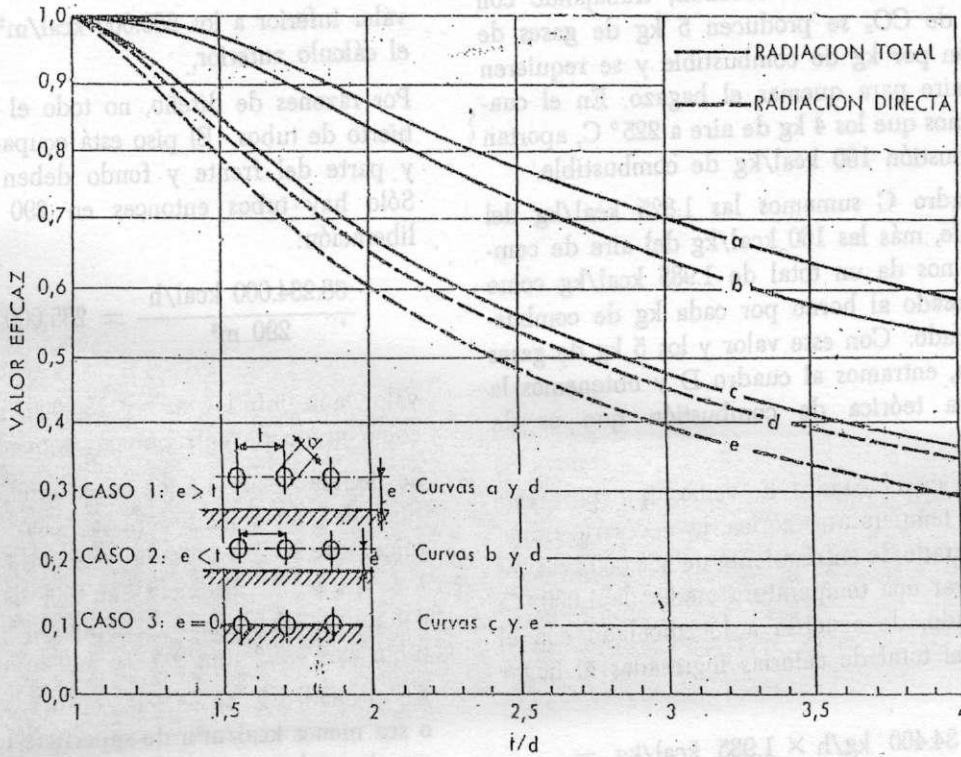
Con el carbón existe la misma limitación cuando se lo quema sobre grillas. En el caso del carbón de Río Turbio, el máximo admisible es de 1.200°C . Cuando se lo quema pulverizado, las cenizas pueden extraerse en forma pulverulenta, manteniéndose la temperatura máxima señalada, o bien si se desea extraerlas fundidas, debe llegarse a 1.450°C (ver datos sobre carbón de Río Turbio en el capítulo 2). En el caso del petróleo o gas natural, estas restricciones no existen, ya que no hay cenizas que extraer, siendo los límites convenientes entre 1.100°C y 1.400°C , valores que aseguran una combustión completa, y no exigen excesivamente al refractario. Estas consideraciones son las que fijan entonces, el grado de enfriamiento del horno.

Se había hablado además anteriormente, de la superficie radiante proyectada que "mira la llama". En el caso de una pared totalmente cubierta por tubos que se toquen tangencialmente, el valor "eficaz" por m^2 de la superficie radiante proyectada es 1. Si en cambio espaciamos los tubos en forma tal que, por ejemplo, la distancia libre entre ellos, sea igual a un diámetro de tubo o sea $\frac{\lambda}{\varnothing} = 2$. Siendo λ la distancia entre ejes de los tubos y \varnothing el diámetro, el valor "eficaz" debería ser 0,5, pero en realidad es algo mayor, pues los costados reciben algo de calor radiante desde el refractario que forma la pared que respalda los tubos. El gráfico N° 40 nos da los valores de la superficie eficaz, para distintos casos (Eckert).

Luego de las consideraciones y aclaraciones anteriores se está ahora en condiciones de comprender un ejemplo numérico. Se debe dimensionar el horno para la caldera de nuestro ejemplo, estableciendo su volumen y determinando la superficie radiante o sea la que absorbe el calor por radiación.

Se trata de quemar $34,4 \text{ ton/h}$ de bagazo de 50 %

RADIACION EFICAZ DE TUBOS UBICADOS EN LAS PAREDES DE LOS HORNOS (ECKERT)



de humedad sobre grillas y con un exceso de aire tal que se tenga un 15 % de CO₂. (*)

Primeramente, en la lámina N^o 2, cuadro A₁, entrando con el 50 % de humedad, determinamos el poder calorífico inferior del bagazo, que resulta ser 1.825 kcal/kg, corroborando así el dato que teníamos anteriormente. Además, trabajando con un 15 % de CO₂, se producen 5 kg de gases de combustión por kg de combustible y se requieren 4 kg de aire para quemar el bagazo. En el cuadro B, vemos que los 4 kg de aire a 225° C, aportan a la combustión 160 kcal/kg de combustible.

En el cuadro C sumamos las 1.825 kcal/kg del combustible, más las 160 kcal/kg del aire de combustión y nos da un total de 1.985 kcal/kg como calor ingresado al horno por cada kg de combustible quemado. Con este valor y los 5 kg de gases producidos, entramos al cuadro D y obtenemos la temperatura teórica de combustión que es de 1.460° C.

Finalmente en el cuadro E, vemos que para este valor de la temperatura teórica, es necesario trabajar con un grado de enfriamiento de 280.000 kcal/m² para asegurar una temperatura media de 1.000° C. Por otro lado, de acuerdo a lo calculado con el cuadro C, el total de calorías ingresadas al hogar es de:

$$Q = 34.400 \text{ kg/h} \times 1.985 \text{ kcal/kg} = 68.284.000 \text{ kcal/h}$$

Si se adopta de acuerdo con la experiencia una cifra de 160.000 kcal/m²h, el volumen del horno deberá ser:

$$\frac{68.284.000 \text{ kcal/h}}{160.000 \text{ kcal/m}^2\text{h}} = 426 \text{ m}^3$$

Sobre esta base el horno podrá tener las siguientes dimensiones aproximadas:

$$\text{Ancho} = 8,00 \text{ m}$$

$$\text{Profundidad} = 4,85 \text{ m}$$

$$\text{Alto} = 11,00 \text{ m}$$

(*) Tonelaje que resulta de:

Evaporación: 70.000 kg/h.

Calor del vapor sobrecalentado: 735,1 kcal/kg.

kcal necesarias: 51.500.000 kcal/h netas.

Rendimiento de la caldera: 82 %.

kcal/h brutas necesarias: 62.800.000 kcal/h.

Pci del combustible: 1.825 kcal/kg.

Combustible necesario: 34,4 ton/h.

La superficie del horno es, con las dimensiones anteriores de 360 m²; la liberación de calorías por m² será entonces:

$$\frac{68.284.000 \text{ kcal/h}}{360 \text{ m}^2} = 189.000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

valor inferior a los 280.000 kcal/m² requeridos por el cálculo anterior.

Por razones de diseño, no todo el horno va recubierto de tubos. El piso está ocupado por la grilla y parte del frente y fondo deben quedar libres. Sólo hay tubos entonces en 290 m², siendo la liberación:

$$\frac{68.284.000 \text{ kcal/h}}{290 \text{ m}^2} = 235.000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

valor aún inferior a las 280.000 kcal/m² fijadas como grado de enfriamiento conveniente.

Se deberán espaciar los tubos rebajando la superficie de enfriamiento eficaz. Con una superficie eficaz de 0,76, lograda ubicando los tubos a $\lambda = 1,8 \varnothing$ de distancia entre ejes, se obtiene resultando satisfactorio. Adoptando para el horno tubos de $\varnothing 76 \text{ mm}$ y $\lambda = 140 \text{ mm}$.

En el cuadro E, se ve que con mayor enfriamiento o sea menos kcal/m²h de superficie eficaz, es decir con los tubos más juntos, la temperatura media del horno es menor y viceversa. También tiene influencia el uso o no, de aire caliente de combustión. Se puede, por este procedimiento, calcular ajustadamente la temperatura media del horno, con las consiguientes ventajas.

El vapor producido en el mismo se puede establecer como el correspondiente al calor que queda en él, según la fórmula II.

Para hallarlo recordemos que el caudal horario de gases es el que corresponde a quemar 34,4 ton/h de bagazo que producen 5 kg de gases por kg de combustible quemado:

$$P = 34.400 \text{ kg/h} \times 5 \text{ kg/k} = 172.000 \text{ kg/h}$$

y la cantidad de calor será:

$$Q_1 = 172.000 \text{ kg/h} \times 0,27 \text{ kcal/kg}^\circ \text{C} \times (1.460^\circ \text{C} - 1.000^\circ \text{C}) (*)$$

$$Q_1 = 21.362.400 \text{ kcal/h}$$

(*) Recordemos que en este cálculo 1.460° C es la temperatura teórica de la llama y 1.000° C la temperatura media del horno.

y siendo el calor total del vapor a 25 atm de 669,4 kcal/kg y con agua de alimentación a 90° C, la vaporización en el horno requerirá: $669,4 - 90 = 579,4$ kcal/kg.

$$\frac{21.362.400 \text{ kcal/h}}{579,4 \text{ kcal/kg}} = 36.869 \text{ kg/h}$$

Superficies de convección y sobrecalentamiento.

Definidos los aspectos térmicos del horno, temperatura media, volumen, superficie radiante, etc., corresponde continuar con el cálculo de las otras partes de la caldera. Para el cálculo de la superficie del primer haz de convección, debemos limitarnos a aplicar lo visto en el capítulo 3.

Conociendo la temperatura de entrada de los gases calientes, que aceptamos sea la temperatura media del horno (si bien no es rigurosamente exacto lo es suficientemente para este tipo de cálculos), conociendo el caudal de gases que circulan y también la temperatura de salida que habíamos fijado previamente, podemos entonces establecer la cantidad de calor a absorber por el primer haz de convección, para asegurarnos la temperatura de salida deseada.

El problema se reduce ahora a elegir convenientemente los coeficientes de convección y radiación gaseosa. El coeficiente de convección depende de varios factores ya vistos, posición de los tubos respecto a la dirección del flujo de gases, diámetro de éstos, velocidad de los gases, etc.

Los coeficientes de radiación gaseosa en cambio dependen del diámetro de la masa gaseosa, o su equivalente si ésta no fuera circular de acuerdo a la fórmula citada $\phi_{eq} = \frac{4 \text{ área}}{\text{perímetro}}$, de su composición, presión y temperatura.

Recuérdese que estos coeficientes están afectados por el factor emisividad de los tubos, que para el hierro oxidado es normalmente 0,8.

Queda por establecer la diferencia media logarítmica de temperatura, para lo cual también volvemos al capítulo 3; donde se trata el caso de un líquido evaporándose y un fluido enfriándose.

Calculada la cantidad de calor a transmitir, establecidos los coeficientes de transmisión de acuerdo al diseño adoptado y fijada la diferencia media logarítmica de temperaturas, la simple aplicación de

l'ormulas anteriormente vistas nos permite establecer en forma fácil la superficie del primer haz de convección. Es del caso recordar que en todo el cálculo de una caldera, salvo cuando se dimensiona el calentador de aire, no vale la pena hallar el coeficiente de convección combinado J, dado que el valor agua hirviendo-tubo es enormemente mayor que el valor gas-tubo, no alterándose mayormente los resultados si se halla J. En el dimensionamiento de estas secciones, siempre existen en una caldera, situaciones de compromiso; tomando velocidades elevadas, aumenta el coeficiente de convección, pero a su vez también se incrementan las pérdidas de tiraje y la energía consumida por los ventiladores. En cambio, con velocidades bajas es necesaria una mayor superficie de transmisión.

La experiencia del diseñador y los factores económicos son los elementos indispensables para decidir estas situaciones contrapuestas.

El sobrecalentador se calcula en forma análoga, aunque es necesario destacar algunas particularidades. Se trata siempre de proteger los tubos del mismo, de modo que se elige el flujo paralelo y no la contracorriente, de manera que los tubos atravesados por gases más calientes exteriormente, lleven dentro el vapor más frío, estando así defendidos de posibles daños derivados de la excesiva temperatura. Para calcular el caudal de calor a transferir debe considerarse la pureza del vapor.

Si el vapor saturado se produce por ejemplo con el 1% de humedad, la cantidad de calor contenida en ese vapor parcialmente húmedo será: $i_1 = i + 0,99 r$. Es decir el vapor contendrá algo menos del calor que debería tener de haber estado saturado seco. Consecuentemente, el sobrecalentador deberá suministrar un poco más de calorías al vapor, que es el que teóricamente correspondería trabajando con vapor seco. El sobrecalentador deberá entonces transmitir la diferencia de cantidades de calor entre el vapor saturado húmedo y el vapor sobrecalentado cuyos contenidos de calor nos dan las tablas del capítulo 4.

El dimensionamiento se realiza siguiendo los mismos lineamientos detallados para el primer haz de convección; fijada la cantidad de calor del vapor y sus temperaturas, se deduce la temperatura de salida de los gases; luego se eligen los coeficientes de convección y radiación gaseosa, hallando la temperatura media logarítmica, para finalmente, hallar la superficie necesaria.

Para calcular el segundo haz de convección, vuelven a repetirse las cosas; tenemos la temperatura

de entrada de los gases, o sea de la salida del sobrecalentador y conocemos la temperatura de escape a la chimenea. En el caso de existir un economizador o calentador de aire, debe calcularse el calor tomado por éste y se calcula entonces la temperatura de entrada que debieran tener los gases para ceder al calentador de aire o economizador el caudal de calorías necesario.

Conocida así la temperatura de entrada de los gases al equipo de recuperación, ésta es la de salida del segundo haz de convección, se procede como se ha detallado anteriormente. Es de señalar que a bajas temperaturas, la radiación gaseosa ya tiene mucha menos importancia con relación a la convección.

Resumiendo: deben establecerse unas bases previas para poder iniciar los cálculos. Luego se establecen o se fijan de acuerdo a la experiencia las temperaturas de los gases, del agua o del vapor y se calculan los caudales de calor que debe absorber cada sección, finalmente se eligen los coeficientes de transmisión, las diferencias medias logarítmicas de temperatura y se establecen las superficies de convección y sobrecalentamiento.

Regulación del sobrecalentamiento.

La regulación del sobrecalentamiento se realiza quitando calor al vapor; por lo tanto, siempre el sobrecalentador debe ser amplio, en forma tal que permita con este tipo de regulación, obtener una característica lo más plana posible, para distintos regímenes de marcha de la caldera.

Se regula inyectando agua finamente pulverizada, en el colector de vapor sobrecalentado y al evaporarse ésta, toma su calor de vaporización del vapor, reduciendo la temperatura de éste.

También puede usarse el método de humedecer el vapor en el colector de vapor saturado, por medio de unos tubos, por los que circula el agua de alimentación de la caldera, colocados en el colector antedicho. Este humedecimiento del vapor debido al calor tomado por el agua de alimentación, baja en parte la temperatura final. Otro sistema de regulación del sobrecalentamiento consiste en hacer que solamente una parte de los gases de combustión pasen por el sobrecalentador y el resto es derivado fuera de éste, es decir, que el vapor es recalentado con una parte variable del total de los gases de combustión que llegan desde el horno. Esto exige, naturalmente, colocar registros.

Otra forma de regulación del sobrecalentamiento se basa en el hecho de que el coeficiente de transmisión de calor aumenta con la velocidad de los gases. En este caso se toma una cierta cantidad de gases de combustión a la salida de la caldera y se los vuelve a inyectar en el horno mediante un ventilador de recirculación. De esta manera al aumentar la recirculación se aumenta la cantidad, y consecuentemente la velocidad de los gases, modificándose el coeficiente de transmisión. (Figuras Nos. 15 D y 15 E.)

Otro método muy usado en las grandes calderas, cuando se utilizan quemadores tangenciales, es hacer que los quemadores sean oscilantes en un plano vertical, en tal forma que cuando la carga de la caldera es alta los quemadores apuntan hacia abajo y se dispone de mayor superficie radiante de absorción en el horno, llegando los gases relativamente más fríos al sobrecalentador.

A la inversa, con carga baja, cuando la temperatura del vapor sobrecalentando tiende a disminuir, se apuntan los quemadores hacia arriba; en este caso se disminuye la superficie radiante de absorción y los gases llegan al sobrecalentador más calientes, aumentándose la transmisión de calor. (Figura 15 L.)

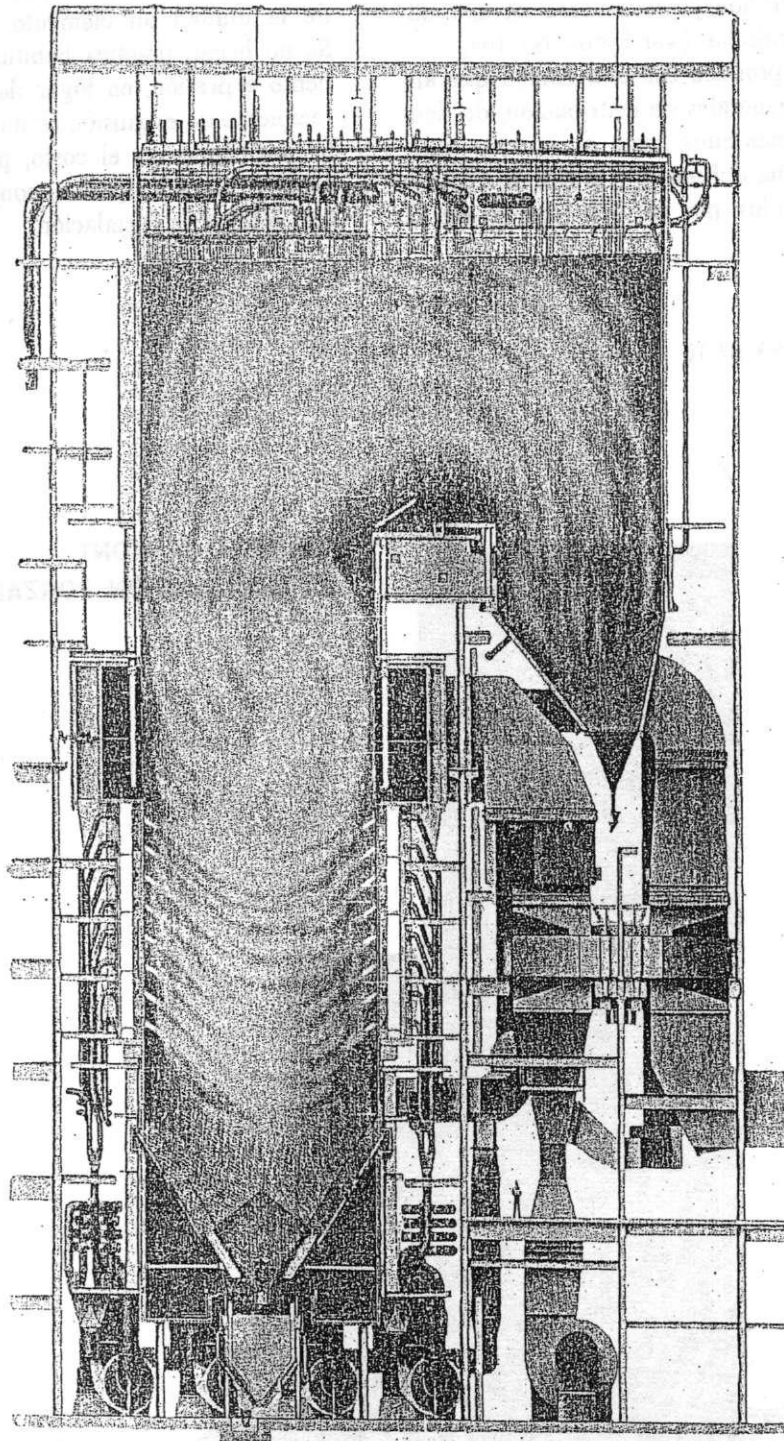
Muchas veces se combinan algunos de los sistemas descriptos precedentemente, pudiéndose obtener así que la temperatura del vapor sobrecalentado se mantenga prácticamente constante dentro de porcentajes muy grandes de variación de la carga. Estos sistemas funcionan con controles automáticos.

Calderas para agua caliente.

En la actualidad, como se ha señalado anteriormente, se usa el agua caliente para calefacción en procesos industriales. La circulación en las calderas de agua caliente es lenta con relación a las calderas de vapor. La presencia de burbujas de éste, que alivianan considerablemente el agua, producen movimientos muy activos de convección, lo que no ocurre en las calderas de agua caliente; por ello, en este caso, tratándose de calentar agua sin llegar a producir vapor, la circulación se hace lenta y las cantidades de calor transferido disminuyen. Se llega a 8.000-10.000 kcal/m²h como producción normal y se usan generalmente en calderas de gran volumen de agua.

Entre las de tipo tubular es de señalar la caldera La Mont, de circulación forzada y de características muy especiales.

FIGURA Nº 15 L

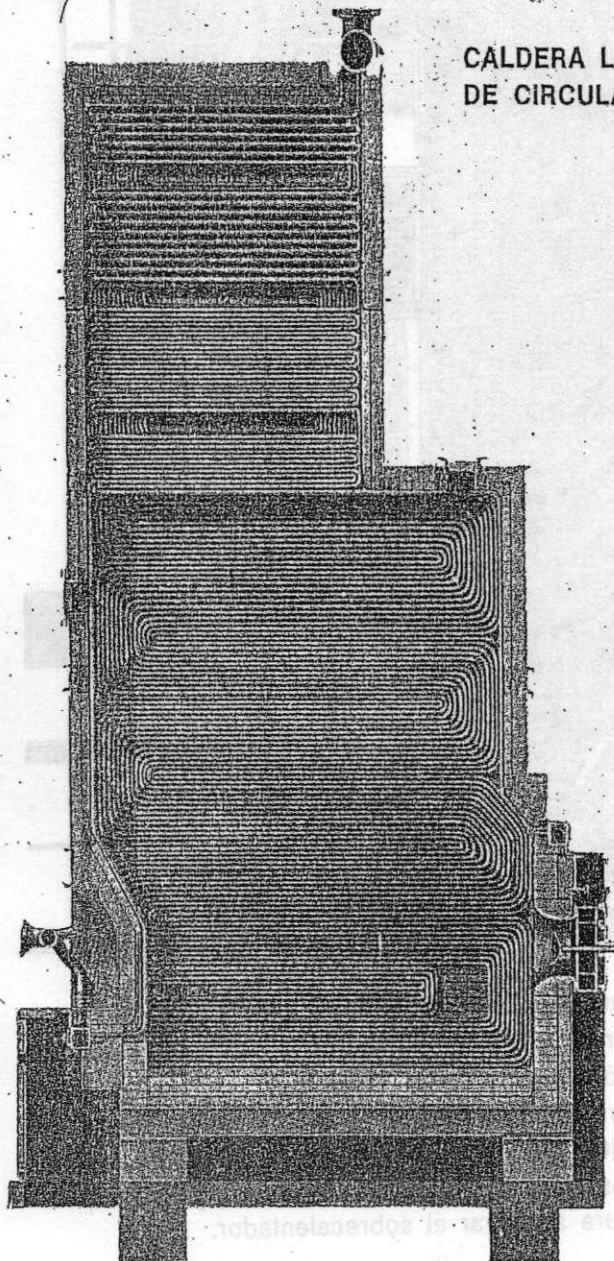


Corte de un generador de vapor C.E. de gran capacidad, mostrando la acción de los quemadores tangenciales orientables, en su inclinación máxima hacia abajo. Cambiando esta inclinación se controla la temperatura final del vapor, ya que se cambia la longitud que recorren los gases del horno, modificando así la absorción de calor a los mismos, y su temperatura al entrar al sobrecalentador.

Esta caldera, con enérgica circulación por bomba, tiene desde el punto de vista térmico, las características de producción y rendimiento de una caldera normal acotubular (ver figura N° 16). La circulación se produce con una bomba que alimenta colectores generales de distribución, de donde parten tubos continuos hasta el colector final. Las paredes de agua del horno y el haz de convección, están recorridos por el agua que envía la

bomba. Los tubos usados son de menor diámetro; no hay domos sino solamente colectores que hacen de la unidad un elemento sencillo y económico. Se ha hecho práctica habitual al utilizar agua caliente a presión, en lugar de vapor, el proveer un recipiente de expansión común para varias calderas, lo que disminuye el costo, permitiendo disposiciones muy cómodas para el conjunto de los elementos que forman la instalación.

FIGURA N° 16



CALDERA LA MONT
DE CIRCULACION FORZADA

CAPITULO 7

Recuperadores de calor – Economizadores – Calentadores de aire – Cálculo de las superficies – Mejoras del rendimiento – Calderas de recuperación.

Recuperadores de calor.

Los gases de escape (humos) de calderas, hornos, motores de combustión interna, turbinas de gas, etc., pueden, a veces, llevar cantidades de calor significativas, que en ocasiones resulta interesante recuperar.

Estos calores perdidos se pueden aprovechar calentando el agua de alimentación (economizadores), o calentando el aire de combustión, en el caso de las calderas. Cuando se trata de hornos, motores de combustión interna o turbinas de gas, es posible también producir vapor (calderas de recuperación) para otros usos.

Los dispositivos de recuperación que conviene aplicar, dependen del problema particular que se presente en cada caso.

En estos equipos, como se verá más adelante, la superficie de transmisión está determinada por la masa de calor a transmitir, por la diferencia de temperaturas entre los gases y el aire, agua, etc. y por el coeficiente de transmisión del calor. Para recuperar calores perdidos en una caldera de vapor, puede ser conveniente utilizar un economizador, siempre que el agua de alimentación esté a una

temperatura relativamente baja, en forma de asegurar grandes saltos de temperaturas. Si, en cambio, el agua por ser recuperada como condensado, está muy caliente ($90-95^{\circ}\text{C}$), puede ser más conveniente instalar un calentador del aire de combustión, ya que la temperatura de entrada de éste será siempre de $20-30^{\circ}\text{C}$ como promedio del ambiente.

En este caso, se logra un salto de temperatura mayor y consiguientemente, puede resultar necesaria una superficie menor de transmisión o se puede lograr una mayor recuperación.

El coeficiente de transmisión del calor a tomar en consideración, es solamente la convección, ya que las temperaturas son bajas y no actúa mayormente la radiación. Puede aumentarse utilizando velocidades altas (ver cap. 3), pero ello tiene como límite el tiraje disponible; aun cuando se disponga de tiraje mecánico, tampoco puede llevarse el consumo de energía a límites excesivamente altos. Los hornos, motores y turbinas de gas, son equipos a los que normalmente se les aplica una caldera de recuperación, aunque suele ser un problema a veces, el hecho de que el equipo funcione pocas horas como en el caso de motores o turbinas, o que trabajen con un ciclo muy variable, como ocurre con algunos hornos.

Economizadores.

Los economizadores aprovechan el calor contenido en los humos de las calderas, para calentar el agua de alimentación. Fundamentalmente, responden a dos diseños: economizadores de tubos de fundición y de tubos de acero.

Con el fin de reducir costos, los tubos van generalmente provistos de aletas que aumentan la superficie. En los tubos de fundición, las aletas son placas transversales, regularmente espaciadas. Los tubos de acero, en cambio, se utilizan lisos o con dos aletas longitudinales soldadas (ver figuras N^{os}. 17 y 18).

Los tubos del economizador van conectados, como una serpentina continua y son recorridos interiormente por el agua, circulando los gases por el exterior.

FIGURA N^o 17

ECONOMIZADOR DE TUBOS ALETADOS DE FUNDICION

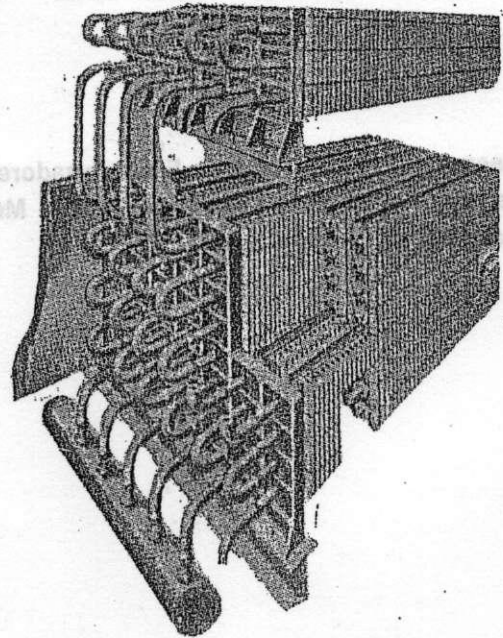
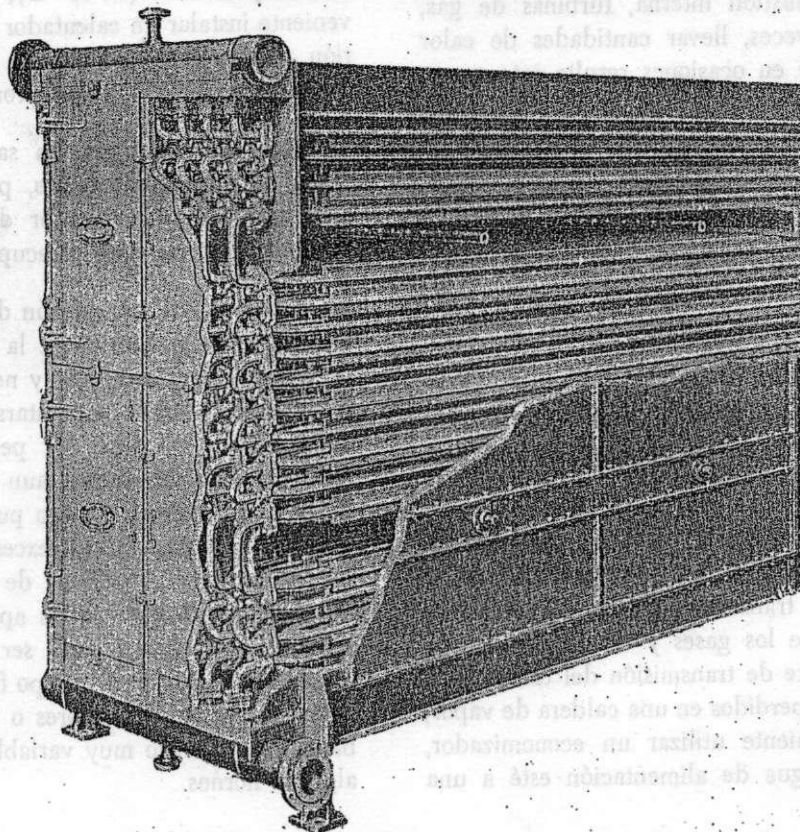


FIGURA N^o 18

ECONOMIZADOR DE TUBOS DE ACERO CON ALETAS SOLDADAS LONGITUDINALMENTE



Calentadores de aire.

Otra manera de recuperar calores perdidos es con un calentador del aire de combustión.

Los calentadores de aire pueden ser de superficie, estando formados por tubos o por placas (figuras N^{os} 19 y 20), o bien del tipo regenerativo o Ljungstrom (figura N^o 21). En el calentador tubular, normalmente, los gases circulan por el interior de los tubos y el aire lo hace por fuera, aunque en algunas calderas marinas, por razones de espacio, se invierten los términos, aun a costa de la mayor dificultad de limpieza cuando los gases circulan fuera de los tubos.

En los calentadores de placas, éstas se disponen espaciadas, formando canales paralelos, por los

cuales circulan alternativamente los gases y el aire. El calentador regenerativo Ljungstrom, responde al principio de que los gases circulan axialmente, por una sección de un rotor cilíndrico. El interior de este cilindro está ocupado por una serie de placas corrugadas, que dejan canales entre ellas, por donde circulan los gases. Al pasar éstos por entre las placas, las mismas se calientan, y como el rotor gira sobre su eje longitudinal presentando las placas calientes a otro sector del cilindro por donde circula en sentido contrario el aire, éste, al pasar a través de las placas calientes las enfría, elevando su propia temperatura. Como el cilindro gira continuamente, las placas se calientan nuevamente, entregando al aire el calor almacenado, en forma continua.

FIGURA N^o 19

DISPOSICION GENERAL TIPICA DEL CALENTADOR DE AIRE TUBULAR

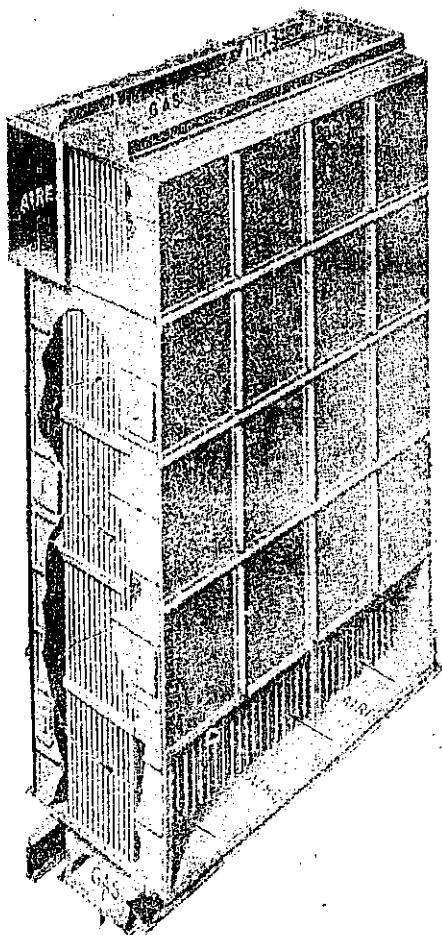
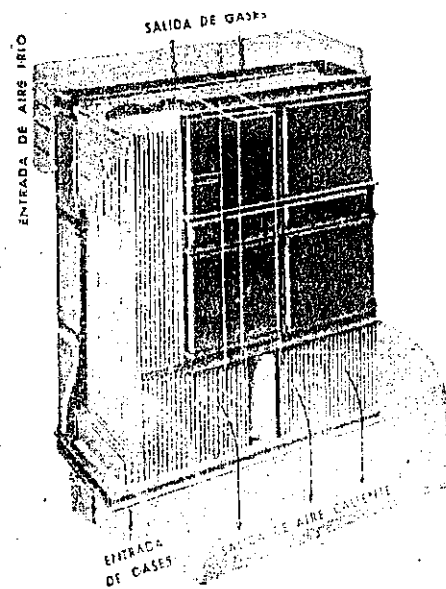
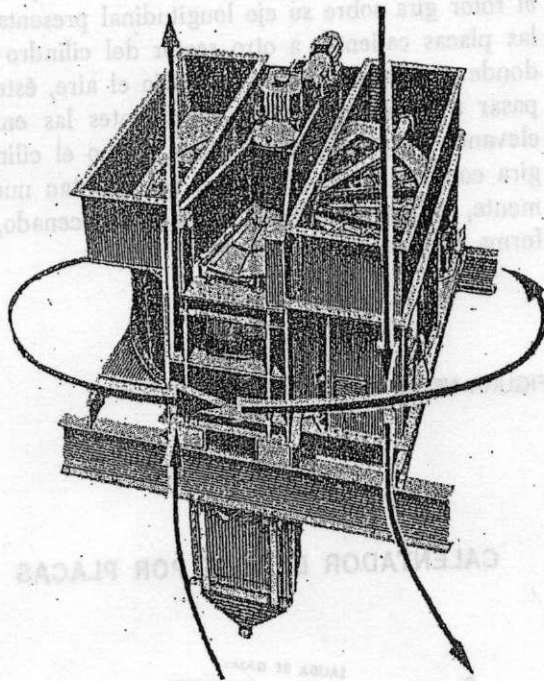


FIGURA N^o 20

CALENTADOR DE AIRE POR PLACAS



**PRECALENTADOR DE AIRE REGENERATIVO
LJÜNGSTROM**



Cálculo de las superficies.

El cálculo de la superficie requerida por un economizador o calentador de aire, se realiza siguiendo los lineamientos trazados en el capítulo 3.

Primeramente debe establecerse el caudal de calorías a transmitir por hora. Se calcula con la fórmula siguiente:

$$Q = P c_p (t_1 - t_2) \quad [I]$$

Donde:

- Q (kcal/h) = Cantidad horaria de calorías
- P (kg/h) = Caudal horario de gases
- c_p (kcal/kg °C) = Calor específico de los gases
- $t_1 - t_2$ (°C) = Temperaturas de entrada y salida de los gases en el calentador o economizador

En la fórmula anterior son conocidos P, c_p , y t_1 . La temperatura t_2 se deberá establecer y ella responderá a un valor no excesivamente bajo y que

reste tiraje, si se trata de tiro natural, o aún y tratándose de tiraje mecánico, tampoco deberá correrse el peligro de que se produzcan corrosiones, debido a posibles condensaciones sobre las partes metálicas del aparato.

Establecida la cantidad horaria de calorías, corresponde fijar, con la misma fórmula I, la temperatura de salida del agua o aire calentados, según se trate de un economizador o calentador de aire.

La temperatura del agua en un economizador tiene un límite máximo: deberá ser 15° C a 20° C más baja que la temperatura de saturación de la caldera, para evitar que pequeñas variaciones de presión, produzcan vaporizaciones parciales, que causen golpes de ariete, con sus peligrosas consecuencias.

Lógicamente, esto no rige para los economizadores llamados "vaporizantes", utilizados a veces, en grandes calderas, los que se calculan ya en tal forma que absorben más calor que el necesario para precalentar el agua, produciendo una pequeña evaporación inicial.

En un calentador de aire, las temperaturas máximas están limitadas cuando se trata de quemar el combustible sobre grillas, considerándose adecuado un máximo de 225° C. En cambio cuando se quema fuel-oil, gas o combustibles pulverizados, prácticamente no hay límites.

La temperatura de entrada del agua en el economizador, no conviene que sea menor de 60° C, pues ciertas zonas frías en la entrada, estarán sujetas a corrosiones del lado de los gases.

Completando el cuadro de temperaturas y siendo conocidos los demás datos, se calcula la superficie según la fórmula siguiente:

$$A = \frac{Q}{\Delta t_{ml} a_c} \quad [II]$$

Para obtener Δt_{ml} máximo, se dispone, siempre que sea posible, la circulación en contracorriente (Δt_{ml} diferencia de temperatura media logarítmica). Como coeficiente de convección, se toma directamente el valor gases-tubo para economizadores, pues el valor agua-tubo es muy alto y no varía el resultado si se halla el coeficiente combinado J.

En cambio, para el calentador de aire, debe hallarse el coeficiente combinado gases-tubo y aire-tubo, dado que, siendo aire-tubo parecido a gases-tubo, el coeficiente total J, varía bastante.

Calentadores de aire.

Otra manera de recuperar calores perdidos es con un calentador del aire de combustión.

Los calentadores de aire pueden ser de superficie, estando formados por tubos o por placas (figuras N^{os} 19 y 20), o bien del tipo regenerativo o Ljungstrom (figura N^o 21). En el calentador tubular, normalmente, los gases circulan por el interior de los tubos y el aire lo hace por fuera, aunque en algunas calderas marinas, por razones de espacio, se invierten los términos, aun a costa de la mayor dificultad de limpieza cuando los gases circulan fuera de los tubos.

En los calentadores de placas, éstas se disponen espaciadas, formando canales paralelos, por los

cuales circulan alternativamente los gases y el aire. El calentador regenerativo Ljungstrom, responde al principio de que los gases circulan axialmente, por una sección de un rotor cilíndrico. El interior de este cilindro está ocupado por una serie de placas corrugadas, que dejan canales entre ellas, por donde circulan los gases. Al pasar éstos por entre las placas, las mismas se calientan, y como el rotor gira sobre su eje longitudinal presentando las placas calientes a otro sector del cilindro por donde circula en sentido contrario el aire, éste, al pasar a través de las placas calientes las enfría, elevando su propia temperatura. Como el cilindro gira continuamente, las placas se calientan nuevamente, entregando al aire el calor almacenado, en forma continua.

FIGURA N^o 19

DISPOSICION GENERAL TIPICA DEL CALENTADOR DE AIRE TUBULAR

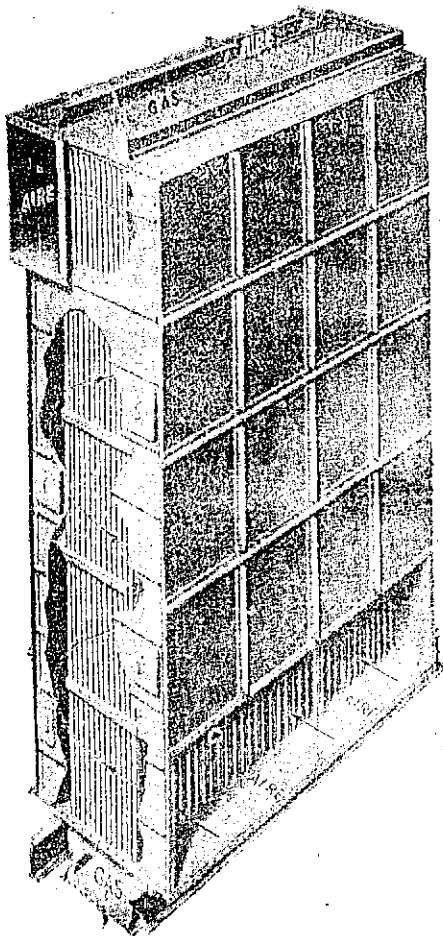
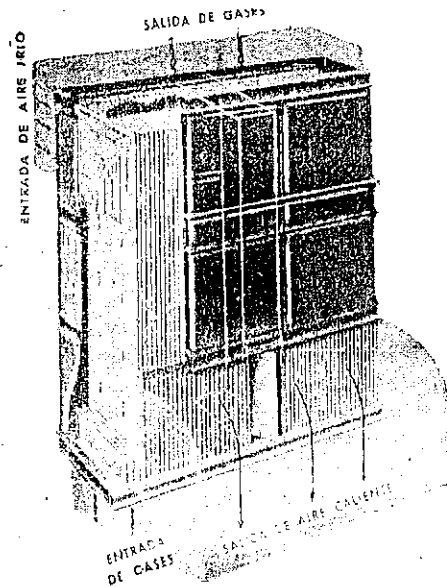
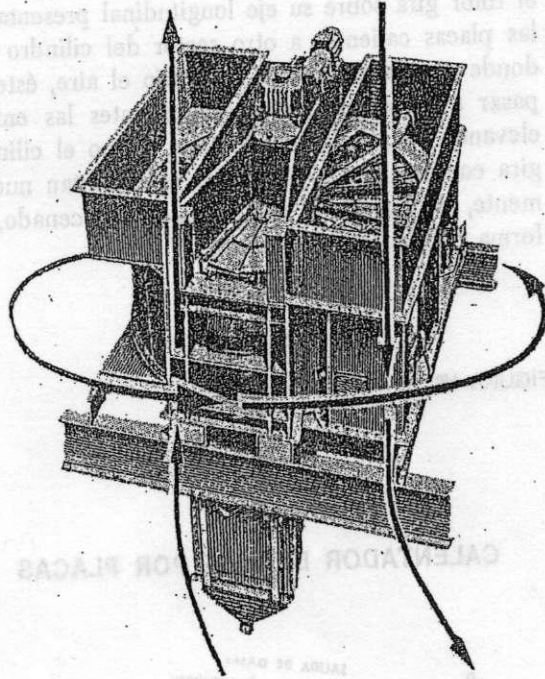


FIGURA N^o 20

CALENTADOR DE AIRE POR PLACAS



**PRECALENTADOR DE AIRE REGENERATIVO
LJÜNGSTROM**



Cálculo de las superficies.

El cálculo de la superficie requerida por un economizador o calentador de aire, se realiza siguiendo los lineamientos trazados en el capítulo 3.

Primeramente debe establecerse el caudal de calorías a transmitir por hora. Se calcula con la fórmula siguiente:

$$Q = P c_p (t_1 - t_2) \quad [I]$$

Donde:

- Q (kcal/h) = Cantidad horaria de calorías
- P (kg/h) = Caudal horario de gases
- c_p (kcal/kg °C) = Calor específico de los gases
- t₁ - t₂ (°C) = Temperaturas de entrada y salida de los gases en el calentador o economizador

En la fórmula anterior son conocidos P, c_p, y t₁. La temperatura t₂ se deberá establecer y ella responderá a un valor no excesivamente bajo y que

reste tiraje, si se trata de tiro natural, o aún y tratándose de tiraje mecánico, tampoco deberá correrse el peligro de que se produzcan corrosiones, debido a posibles condensaciones sobre las partes metálicas del aparato.

Establecida la cantidad horaria de calorías, corresponde fijar, con la misma fórmula I, la temperatura de salida del agua o aire calentados, según se trate de un economizador o calentador de aire.

La temperatura del agua en un economizador tiene un límite máximo: deberá ser 15° C a 20° C más baja que la temperatura de saturación de la caldera, para evitar que pequeñas variaciones de presión, produzcan vaporizaciones parciales, que causen golpes de ariete, con sus peligrosas consecuencias.

Lógicamente, esto no rige para los economizadores llamados "vaporizantes", utilizados a veces, en grandes calderas, los que se calculan ya en tal forma que absorben más calor que el necesario para precalentar el agua, produciendo una pequeña evaporación inicial.

En un calentador de aire, las temperaturas máximas están limitadas cuando se trata de quemar el combustible sobre grillas, considerándose adecuado un máximo de 225° C. En cambio cuando se quema fuel-oil, gas o combustibles pulverizados, prácticamente no hay límites.

La temperatura de entrada del agua en el economizador, no conviene que sea menor de 60° C, pues ciertas zonas frías en la entrada, estarán sujetas a corrosiones del lado de los gases.

Completando el cuadro de temperaturas y siendo conocidos los demás datos, se calcula la superficie según la fórmula siguiente:

$$A = \frac{Q}{\Delta t_{ml} a_c} \quad [II]$$

Para obtener Δt_{ml} máximo, se dispone, siempre que sea posible, la circulación en contracorriente (Δt_{ml} diferencia de temperatura media logarítmica). Como coeficiente de convección, se toma directamente el valor gases-tubo para economizadores, pues el valor agua-tubo es muy alto y no varía el resultado si se halla el coeficiente combinado J.

En cambio, para el calentador de aire, debe hallarse el coeficiente combinado gases-tubo y aire-tubo, dado que, siendo aire-tubo parecido a gases-tubo, el coeficiente total J, varía bastante.

Del capítulo 3 se toman los datos para realizar el cálculo del coeficiente. También con el gráfico correspondiente se halla la temperatura media logarítmica.

Mejoras del rendimiento.

La instalación de un economizador o calentador de aire, tiene como único fin, mejorar el rendimiento de una instalación. Ello será logrado al reducir las temperaturas de escape de los gases. La mejora en el rendimiento puede apreciarse rápidamente, con ayuda de los gráficos N^{os}. 2, 3, 4 y 5 del capítulo 1 correspondientes a cada tipo de combustible a utilizarse. Con ellos se compara el rendimiento actual y el rendimiento previsible, con la adición del nuevo equipo.

Como idea general, recuérdese que el rendimiento mejora el 1 % si se logra bajar la temperatura de salida de los gases entre 15° C-18° C.

En el economizador, un aumento de 1° C en el agua corresponde a una disminución aproximada de 2° C en los gases.

Recuérdese, además, que en un calentador de aire, es mayor el aumento de temperatura alcanzado

por éste, que la disminución sufrida por los gases. Ello se debe a que el caudal de gases, es algo mayor que el de aire, pues se ha incorporado en forma gasificada, prácticamente todo el combustible y además su calor específico es más alto: 0,27 de los gases contra 0,24 del aire.

Calderas de recuperación.

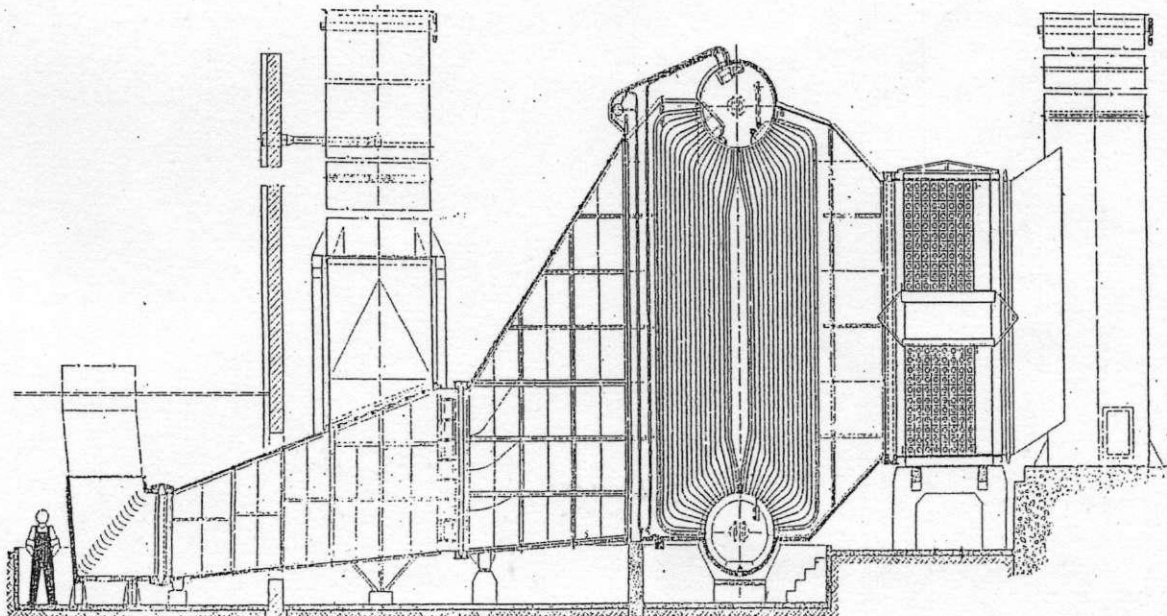
Cuando los gases de escape proceden de un horno, motor, turbina de gas, etc., pueden recuperarse los calores perdidos colocando una caldera de recuperación. Los diseños de las calderas de recuperación son variados, pero en general responden a los ya vistos. Los gases circulan por los pasajes de la caldera y transmiten su calor, generando vapor:

Suelen realizarse instalaciones mixtas, que alternativamente funcionan con gases de escape y también tienen instalados quemadores, para trabajar independientemente.

El cálculo de la caldera de recuperación se realiza en forma similar a la analizada en el capítulo 6. Deben ponderarse prudentemente las posibilidades de transmisión de calor por radiación, según sea la composición de los gases y su temperatura (véase figura N^o 22).

FIGURA N^o 22

CALDERA DE RECUPERACION CON UNA EVAPORACION DE 15.000 kg/h., UNA PRESION DE TRABAJO DE 10 ATM. Y UNA TEMPERATURA FINAL DEL VAPOR DE 275°C



A título de ilustración puede considerarse que una turbina a gas, produce unos 22/24 kg/h de gases de escape por cada kWh producido y la temperatura es de más de 400° C.

En los motores Diesel se consumen unas 2.500 calorías por kWh generado. De esas calorías un tercio se transforma en trabajo mecánico, otro tercio

se disipa en el agua de refrigeración y el tercer tercio se lo llevan los gases de escape a unos 400° C de temperatura.

Este calor contenido en los gases es recuperable en parte al menos, en una caldera o equipo de recuperación de cualquiera de los tipos descritos.