

Compatibilidad acústico - térmica en centros de transformación eléctricos MT/BT

A. LARA * - J.J.M. REQUENA **

* Dr. Ing. ICAI. Sociedad Española de Acústica; ** Dr. Ciencias Físicas. IBERDROLA

1. INTRODUCCION

Los Centros de Transformación Eléctricos MT / BT constituyen la última etapa de Transformación en el sistema de distribución eléctrica para núcleos urbanos. Su implantación integrados en edificios o en centros aislados, constituye en muchos casos una fuente de contaminación acústica del entorno.

La mayoría de los Centros de Transformación (C.T.) han sido instalados en épocas de menor sensibilidad medio ambiental, en particular, lo referente a la contaminación acústica.

Las partes más débiles del cerramiento del C.T. en cuanto a aislamiento acústico, precisamente coinciden con las necesarias entradas y salidas de aire de refrigeración. Se plantea así una situación de compatibilizar los tratamientos acústicos con el sistema de refrigeración.

El trabajo de campo está basado en experiencias realizadas en el Proyecto de investigación de la Industria Eléctrica P.I.E. 135028/92.

2. TRABAJO DE CAMPO

A lo largo del Proyecto P.I.E. se realizaron medidas acústicas y térmicas en 33 C.T. distribuidas en distintas zonas de la Geografía Nacional, lo que nos permitió detectar una problemática acústico-térmica inherente a los C.T.

Una primera consecuencia es la optimización de la relación kVA/m^3 de los recintos (Tabla I) a tener en cuenta en lo que respecta a la temperatura interior, función a su vez de la climatología local, situación y orientación del C.T., condicionantes todos ellos del sistema de refrigeración requerido para mantener el Transformador dentro de las exigencias térmicas incluidas en las normas al respecto. (UNESA 5201D)

TC	Región	KV	KVA	Nº Trans	m ³	KVA/m ³	TC	Región	KV	KVA	Nº Trans	m ³	KVA/m ³
1	C	20	400	1	100	4	13	S	20	400	1	75	5,33
2	"	20	630	1	130	4,85	14	"	20	400	1	80	5
3	"	20	630	1/2	237	2,65	15	"	20	800	2	60	13,3
4	"	20	630	1	98	6,43	16	"	25	400	1	62	6,45
5	"	20	400	1	122	3,28	17	SW	20	630	1	50	12,6
6	"	20	400	1	134	3	18	"	6	1000	1	68	14,7
7	X	12	800	2	72	11,1	19	"	20	630	1	75	8,4
8	"	12	800	2	85	9,4	20	MX	10	500	1/4	294	1,7/6,8
9	"	12	800	2	84	9,5	21	"	10	1400	2	105	13,3
10	"	12	800	2	76	10,5	22	"	10	630	1	57	11,05
11	"	12	650	2	104	6,25	23	"	10	630	1	92	6,85
12	"	12	1030	2	54	19,1							

Tabla I.- Relación kVA/m^3 en C.T.

3. REFRIGERACION DE LOS C.T.

La refrigeración de los C.T. tiene como meta mantener el "sobrecalentamiento" de los transformadores o incremento de temperatura con respecto al funcionamiento al aire libre dentro de los márgenes establecidos por la norma UNESA 5201D que lo limita a 9 °C.

El cálculo de la refrigeración incluye un conjunto de procesos termodinámicos:

- Radiación TRAF0 - PAREDES
- Convección interior y exterior de las PAREDES
- Conducción y Radiación de PAREDES
- Radiación solar sobre PAREDES
- Temperatura ambiente exterior (Tablas Grados - Día Norma UNE 24046)

4. SISTEMA DE VENTILACION

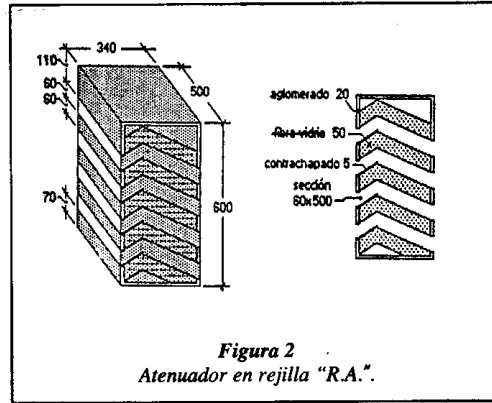
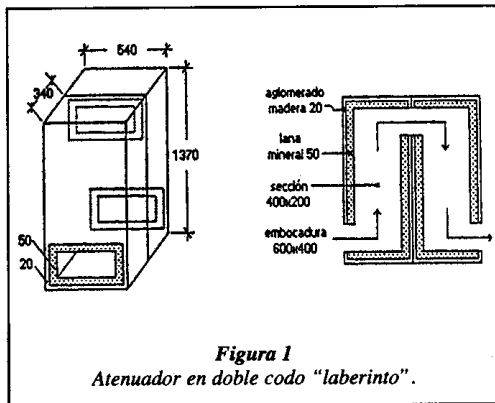
La temperatura de equilibrio térmico entre las calorías aportadas por las pérdidas en el transformador y la ventilación del C.T. no debe sobrepasar determinados límites, no solo en cuanto al personal de servicio sino, por la influencia en la reducción de potencia útil del transformador debida al sobrecalentamiento. Admitiendo que el calentamiento es proporcional a la potencia 0.8 de las pérdidas, y que éstas lo son a su

vez de la potencia resulta que una disminución relativa de potencia $\frac{\Delta W}{W} = 1.25 \frac{\Delta(\Delta t)}{\Delta t}$ en que $\Delta(\Delta t)$ es el sobrecalentamiento. Para un calentamiento Δt normal, del orden de 50°C $\frac{\Delta W}{W} = \frac{2.5}{100} \Delta(\Delta t)$

que para el límite de 9 °C, supone una disminución de potencia del orden del 20%. En la mayoría de los casos, la refrigeración se efectúa por ventilación natural del C.T. basada en el efecto chimenea, con rejillas de entrada y salida de aire a distintas alturas. En casos mas severos, se recurre a la ventilación forzada con extracción o impulsión de aire.

En ambos casos se proyectaron filtros acústicos en las rejillas de aspiración e impulsión, bien en forma de laberinto (Fig. 1) o de las por nosotros denominadas Rejillas Acústicas (R.A.) (Fig. 2).

La colocación de filtros acústicos introduce una pérdida de carga adicional en el sistema de ventilación, que hay que tener en cuenta al calcular la efectividad de la ventilación.



5. VENTILACION

Para evacuar las calorías producidas por n kW de pérdidas del transformador son necesarios Q m³/s de aire exterior que fluye pasando de la temperatura te de entrada a la ts de salida.

$$Q = \frac{n}{pe(t_s - t_e)} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

El peso específico referido a la presión y temperatura de entrada del aire (En esta formula se suele utilizar el calor específico del aire seco 0.24 kcal / kg °C algo inferior a la del aire húmedo real (del orden del 5%) por lo que los cálculos térmicos incluyen un cierto margen de seguridad).

Con esta expresión se construye la Tabla II que da m³/s por kW de pérdidas en función de la temperatura ambiente exterior y el incremento de temperatura del aire en el C.T.

temperatura del aire a la entrada t _e (°C)	calentamiento del aire (t _s -t _e) (°C)			
	10	15	20	25
-20	0.0713	0.0476	0.0357	0.0285
-10	0.0742	0.0494	0.0371	0.0297
0	0.0770	0.0513	0.0385	0.0308
10	0.0798	0.0532	0.0399	0.0319
20	0.0826	0.0551	0.0413	0.0331
30	0.0854	0.0570	0.0427	0.0342
40	0.0883	0.0588	0.0441	0.0353

Tabla II.- Caudal de aire en m³/s por kW de pérdidas.

El caudal Q condiciona las superficies netas de entrada y salida del aire, teniendo en cuenta la pérdida de carga del flujo de aire con ventilación natural, la presión de tiro en función de las temperaturas t_e y t_s viene dada por:

$$P_t = \rho_o (t_e - t_s) \frac{P_{at}}{\rho_o} \cdot h \quad [\text{mm c.d.a.}]$$

P_e , P_s = peso específico del aire a t_e y t_s.

Para P_{at}=760 mm Hg en función de t_e y Δ t se obtiene la presión de tiro por metro de altura en tabla III.

temperatura del aire a la entrada t _e (°C)	calentamiento del aire (t _s -t _e) (°C)			
	10	15	20	25
-20	0.0531	0.0781	0.1022	0.1255
-10	0.0492	0.0724	0.0949	0.1165
0	0.0457	0.0673	0.0883	0.1085
10	0.0426	0.0628	0.0823	0.1012
20	0.0398	0.0587	0.0770	0.0947
30	0.0372	0.0550	0.0721	0.0888
40	0.0349	0.0516	0.0677	0.0834

Tabla III.- Presión de tiro en mm c.d.a. por metro de altura.

6. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA DE LOS FILTROS

La pérdida de carga en el sistema de refrigeración de los C.T. se produce a su paso por las rejillas, los filtros acústicos y por los conductos de ventilación.

Coefficiente de utilidad de las rejillas normales

Las rejillas metálicas introducen un coeficiente de utilización de la superficie bruta del hueco de ventilación (Figura 3).

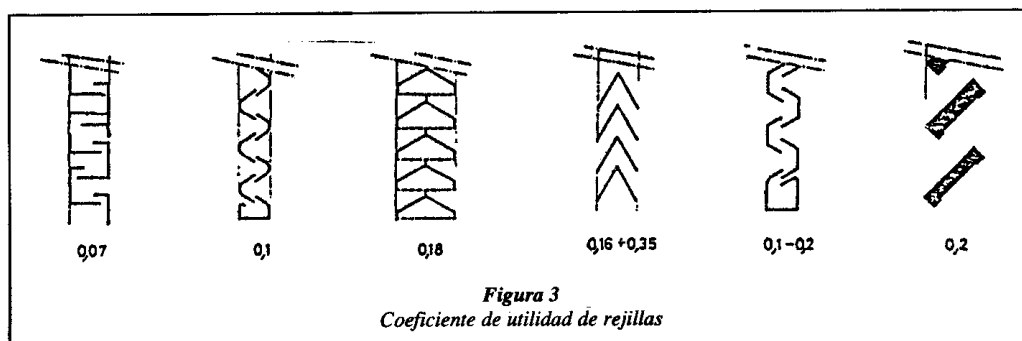


Figura 3
Coeficiente de utilidad de rejillas

Perdidas de carga en los conductos

Se calcula de una forma aproximada por metro de longitud por la siguiente fórmula:

$$PQ = 7 \cdot \frac{S}{P_m} \cdot 10^3 \quad [\text{mm c.d.a.}]$$

S = sección del conducto (m²)

P_m = perímetro (m)

Conductos circulares.- Se pueden utilizar ábacos para obtener la pérdida de carga en conductos circulares, en función del caudal Q [m³ / s] y velocidad [m/s].

Conductos rectangulares.- Los conductos rectangulares se reducen a circulares equivalentes utilizando asimismo ábacos.

Perdidas en cambios de dirección.- Estas pérdidas se calculan asimilando los codos a longitudes equivalentes de conducto.

CONCLUSIONES

En el caso de ventilación natural, los filtros acústicos suponen un incremento en los huecos de ventilación del orden del 30 % o más. En casos mas severos se recurre a la ventilación forzada utilizando los cálculos de las pérdidas de carga expuestos.