

1. DEFINICIONES BASICAS

Símbolo	Concepto	Unidades
Q	Caudal	m ³ /h
V	Velocidad aire	m/s
A	Area transversal	m ²
D	Diámetro conducto	m
D _h	Diámetro hidráulico	m
D _e	Diámetro equivalente	m
L	Longitud conducto	m
p _t	Presión Total	Pa, mmH ₂ O
p _e , p _s	Presión estática	Pa, mmH ₂ O
p _d	Presión dinámica	Pa, mmH ₂ O
Δp _t	Incremento presión total	Pa, mmH ₂ O
Δp _e , Δp _s	Incremento presión estática	Pa, mmH ₂ O
Δp _d	Incremento presión dinámica	Pa, mmH ₂ O
ρ	Densidad del aire	Kg/m ³
η	Rendimiento	%
P _A	Potencia absorbida ventilador	W, KW
t	Temperatura Celsius	°C
T	Temperatura Kelvin	K, (T=273+°C)
U ₂	Velocidad periférica	m/s
n	Velocidad de rotación	rpm/min
g	Aceleración gravedad	9.81 m/s ²

Inciso: Para simplificación de los métodos de cálculo, se considera al aire seco como fluido incompresible de densidad $\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$ si se está utilizando en condiciones aproximadas de presión ambiente de 1 atm, i 20° C de temperatura.

Las curvas características de los catálogos CASALS, han sido determinadas en contraste con los ensayos de laboratorio efectuados según las normas UNE 100-212-90, UNE 100-213-90, y BS 848 parte 1.

En general, se utilizará el Sistema Internacional de unidades, a excepción de algunas unidades normalmente utilizadas en ventilación.

Metodos de ensayo

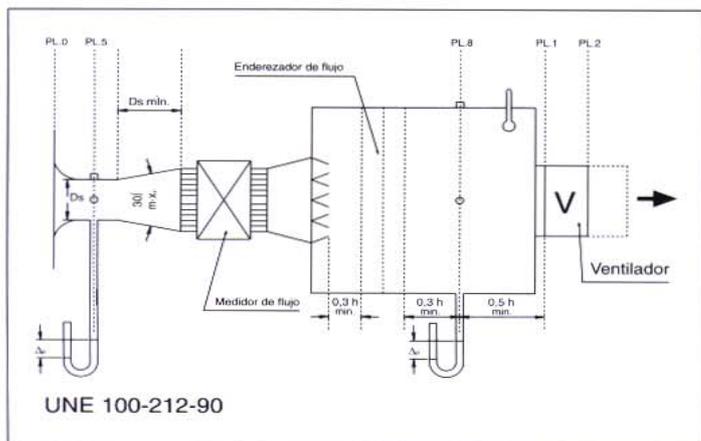


Fig. 1

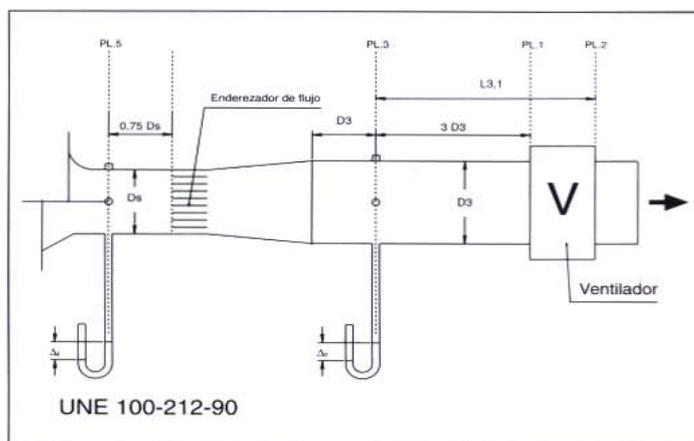
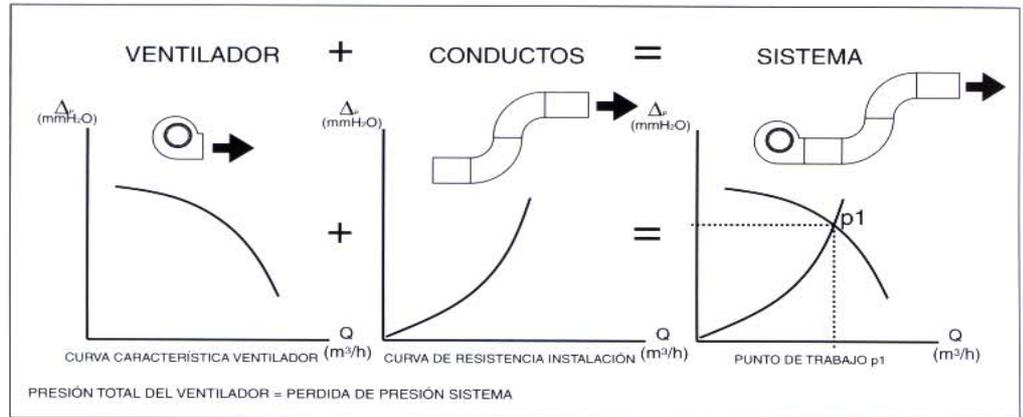


Fig. 2

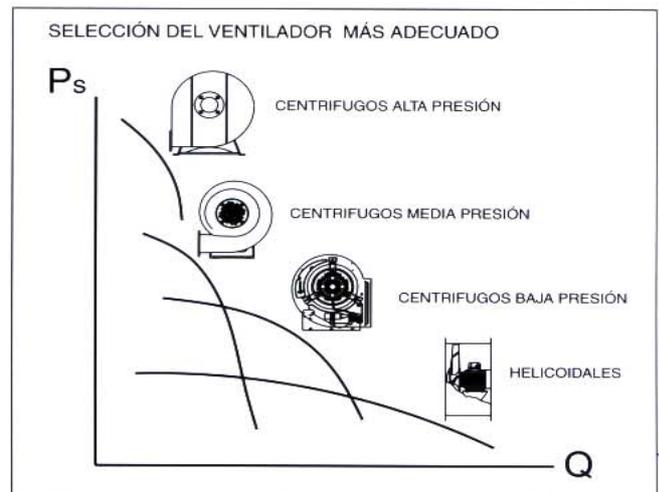
2. SELECCIÓN DEL VENTILADOR MÁS ADECUADO

Para conseguir hacer circular un caudal de aire entre los dos extremos de una instalación de conductos, es necesario disponer de la diferencia de presión " Δp_t " que contrarreste las pérdidas de carga de la instalación. Las pérdidas de carga dependerán del grado de complejidad y resistencia de la instalación, y la principal función del ventilador será la de aportar el nivel de presión necesaria para vencerlas.

Los elementos utilizados para completar una instalación deben ser elegidos intentando disminuir lo máximo posible las pérdidas de carga. (Ver capítulo 4)



CASALS dispone de distintas familias y gamas de ventiladores, para conseguir aportar la solución más idónea a cada problema de ventilación planteado. Para ello es muy importante conocer y saber distinguir las principales características de cada gama.



3. LEYES DE PROPORCIONALIDAD DE LOS VENTILADORES

Entre los ventiladores (helicoidales o centrífugos) de un mismo modelo, es posible utilizar unas reglas de proporcionalidad para poder deducir los nuevos valores de sus principales características, consecuencia de haber modificado uno solo de sus parámetros dimensionales: "Velocidad de rotación, Diámetro de la hélice, y densidad del aire", manteniendo constantes los otros dos.

3.1 VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN

Diámetro de la hélice, y densidad del aire constantes.

- El caudal varía proporcionalmente a la relación de velocidades.

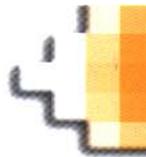
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow Q_2 = Q_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

- Las presiones total, dinámica, y estática varían en función del cuadrado de la relación de velocidades.

$$\frac{pt_1}{pt_2} = \frac{pd_1}{pd_2} = \frac{ps_1}{ps_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 \Rightarrow p_2 = p_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

- La potencia varía en proporción al cubo de la relación de velocidades.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3 \Rightarrow P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$



3.2 VARIACIÓN DEL DIÁMETRO DE LA HÉLICE

Hélices de geometría similar, revoluciones y densidad del aire constantes.

- El caudal varía proporcionalmente al cubo de la relación de diámetros de las hélices.
- Las presiones total, dinámica, y estática varían en función del cuadrado de la relación de diámetros.
- La potencia varía en proporción a la quinta potencia de la relación de diámetros.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \Rightarrow Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

$$\frac{pt_1}{pt_2} = \frac{pd_1}{pd_2} = \frac{ps_1}{ps_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \Rightarrow p_2 = p_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \Rightarrow P_2 = P_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$$

3.3 VARIACIÓN DE LA DENSIDAD DEL AIRE, O LA TEMPERATURA

Constante el número de revoluciones, y el caudal de aire vehiculado.

- El caudal permanece constante.
- Las presiones total, dinámica, y estática varían proporcionalmente a la relación de densidades o temperaturas del aire.
- La potencia varía también en proporción a la densidad del aire o su temperatura.

$$Q_1 = \text{const.}$$

$$\frac{pt_1}{pt_2} = \frac{pd_1}{pd_2} = \frac{ps_1}{ps_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow p_2 = p_1 \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow P_2 = P_1 \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

3.4 OTRAS FORMULAS DE INTERES

- Presión dinámica.

$$pt = ps + pd$$

$$pd = \rho \frac{V^2}{2g}$$

$$pd \text{ (mmH}_2\text{O)} = 1.2 \text{ (Kg/m}^3\text{)} \times \frac{V^2 \text{ (m/s)}}{2g \times 9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}}$$

- Conversión presión dinámica a velocidad.

$$V \text{ (m/s)} = \sqrt{16.35 \times pd \text{ (mmH}_2\text{O)}} \Rightarrow V \text{ (m/s)} = 4.043 \times \sqrt{pd \text{ (mmH}_2\text{O)}}$$

- Potencia absorbida por un ventilador.

$$P_A \text{ (Kw)} = \frac{Q \text{ (m}^3\text{/h)} \times pt \text{ (mmH}_2\text{O)}}{3600 \times 1.02 \times \eta\%}$$

- Rendimiento total del ventilador.

$$\eta_t \text{ (\%)} = \frac{Q \text{ (m}^3\text{/h)} \times pt \text{ (mmH}_2\text{O)} \times 9.81}{P_A \text{ (Kw)} \times 36.10^3}$$

- Curva de resistencia instalación.

$$\Delta pt_2 = \Delta pt_1 \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2$$

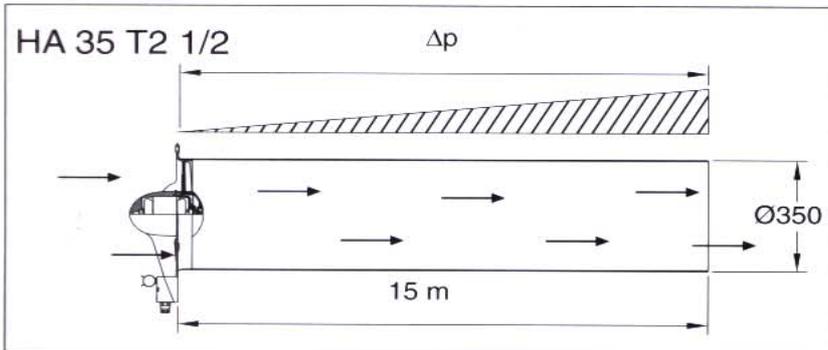
4. METODOS DE CALCULO PARA LA PERDIDA DE CARGA

Como ya hemos indicado en el punto 2), todo flujo de aire a través de conductos va acompañado de una pérdida de energía "Δp" ocasionada por los rozamientos y colisiones del aire vehiculado con las paredes de los conductos, reducciones, y cambios de dirección.

El ventilador instalado, deberá comunicar al aire la energía necesaria en forma de presión, para compensar estas pérdidas de carga. Por tanto, según la curva característica del ventilador, para el caudal que pretendemos vehicular debe cumplirse la relación: $[ps = \Delta p]$

Según la figura, si aplicamos un conducto de ø350 de 15 m de longitud a un ventilador modelo HA 35 T2 1/2, el cual a descarga libre puede suministrar un caudal máximo de 5.500 m³/h, podemos deducir que con el conducto instalado, el mismo ventilador solo llegará a suministrar 4.500 m³/h. Esto se debe a que para este caudal de 4.500 m³/h, según la curva característica del ventilador citado (pág. 21) puede aportar como máximo un nivel de presión estática de ps = 10 mmH₂O para este caudal.

INFORMACIÓN TÉCNICA

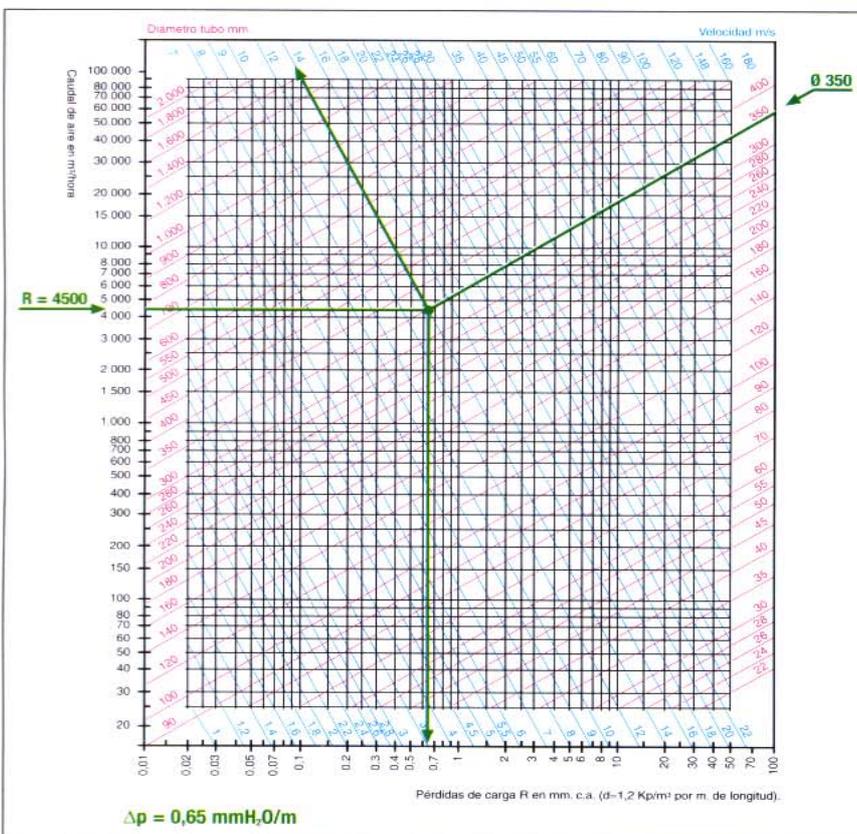


En los gráficos (fig. 5 y 6) podemos comprobar que las pérdidas de carga " Δp " en el conducto para $Q = 4.500 \text{ m}^3/\text{h}$ y diámetro 350 mm serán de aproximadamente $0.65 \text{ mmH}_2\text{O}$ por metro de conducto. Por tanto: $0.65 \times 15 = 9.75 \rightarrow \boxed{ps \equiv \Delta p}$

Si además del conducto en tramo recto, existiera un accesorio tipo curva, filtro, etc., la pérdida de carga del mismo se determinaría según el punto 4.2), sumándose a la del tramo recto.

Fig. 5

4.1 CALCULO EN TRAMOS RECTOS



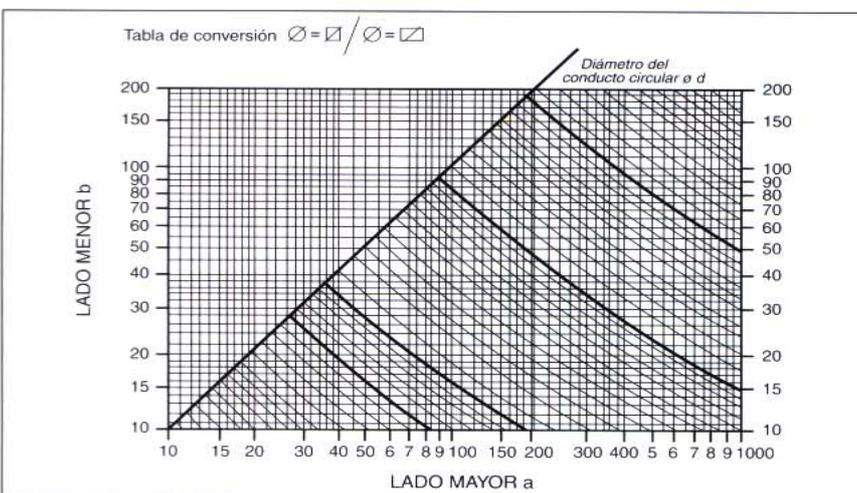
Para el cálculo de las pérdidas de carga " Δp " en tramos rectos, se adjunta el gráfico (pag 155). Dicho gráfico, está concebido solo para conductos circulares de chapa para una rugosidad estándar.

Las pérdidas de carga, dependen del caudal circulante y su velocidad, del material del conducto, sus dimensiones, y su rugosidad absoluta. Por esta razón, para otras rugosidades de conductos distintos, los valores determinados deben ser corregidos. Consultar norma UNE 100.230.95.

En caso de utilizar conductos rectangulares, antes de utilizar este gráfico es necesario convertir la sección rectangular a su equivalente circular.



Fig. 6



Esta conversión resulta muy sencilla gracias al gráfico (fig. 7), o a la tabla (pag. 156) donde se pueden obtener directamente los diámetros equivalentes. Una vez conocidos, ya podemos aplicar el cálculo de pérdidas de carga mediante el gráfico (pag 155).

Las velocidades elegidas son importantes para reducir las pérdidas de carga, las molestias, y también el ruido. Por lo tanto se recomienda no superar velocidades de 3 m/s en instalaciones silenciosas, y de 9 a 18 m/s en las industriales.

Fig. 7

GRÁFICO PARA LA DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA DEL AIRE EN CONDUCTOS CIRCULARES DE CHAPA

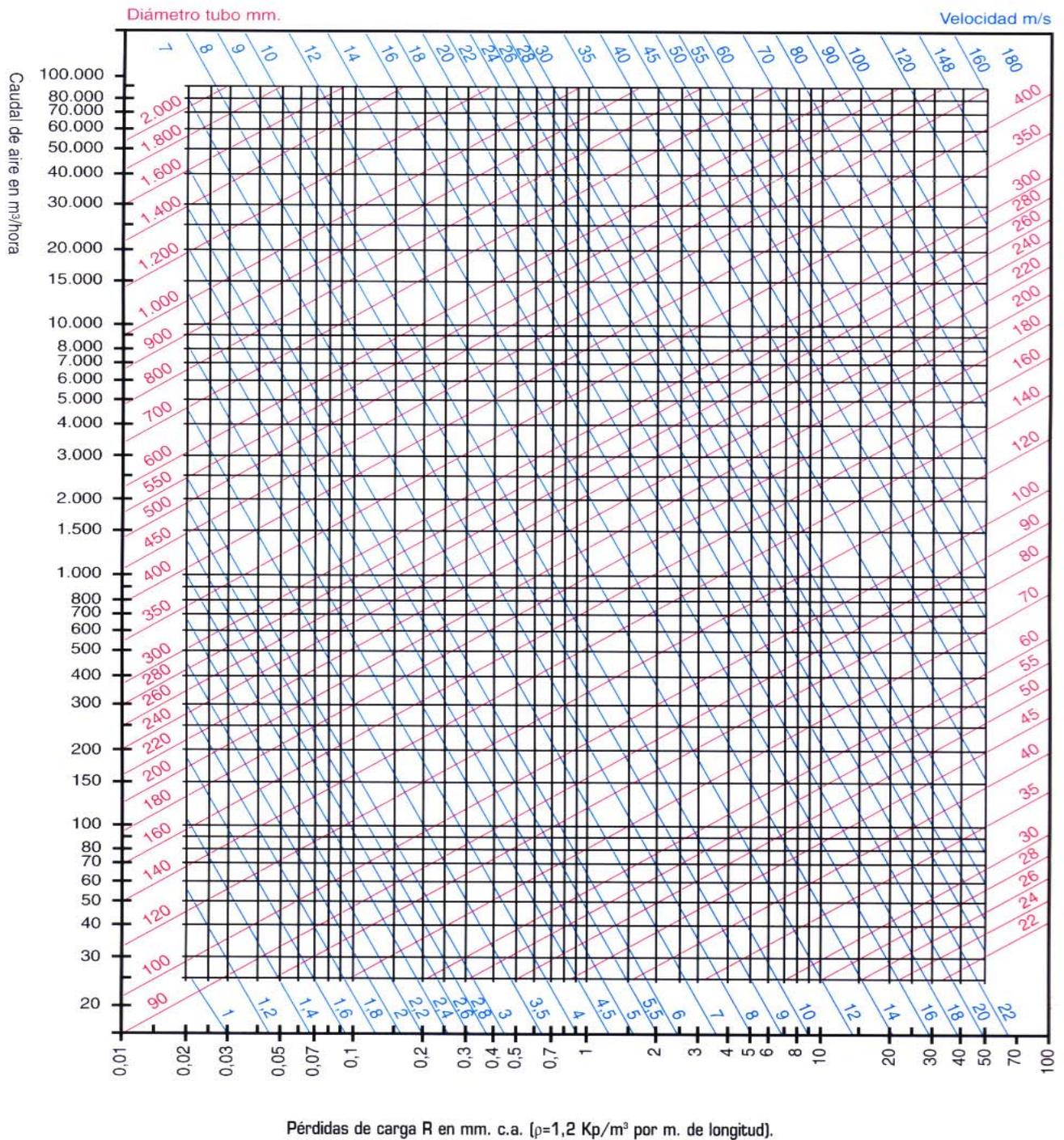


Fig. 8

INFORMACIÓN TÉCNICA

TABLA: DIÁMETRO CIRCULAR EQUIVALENTE "D_e" A UNO RECTANGULAR DE LADOS "A/B". VALORES CORREGIDOS

A/B	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180	185	190	195	200	
100	109																					
125	122	137																				
150	133	150	164																			
175	143	161	177	191																		
200	152	172	189	204	219																	
225	161	181	200	216	232	246																
250	169	190	210	228	244	259	273															
275	176	199	220	238	256	272	287	301														
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328													
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	383												
400	207	235	260	283	305	325	343	361	378	409	437											
450	217	247	274	299	321	343	363	382	400	433	464	492										
500	227	258	287	313	337	360	381	401	420	455	488	518	547									
550	236	269	299	326	352	375	398	419	439	477	511	543	573	601								
600	245	279	310	339	365	390	414	436	457	496	533	567	598	628	656							
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515	553	589	622	653	683	711						
700	261	298	331	362	391	418	443	467	490	533	573	610	644	677	708	737	765					
750	268	306	341	373	402	430	457	482	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820				
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875			
900	289	330	367	402	435	465	494	522	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	984		
1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1037	1093	
1100	313	358	399	437	473	506	538	569	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	1086	1146	1202
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1030	1066	1133	1196	1256
1300	334	382	426	468	506	543	577	610	642	701	757	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	1177	1244	1306
1400	344	394	439	482	522	559	595	629	662	724	781	835	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220	1289	1354
1500	353	404	452	495	536	575	612	648	681	745	805	860	913	963	1011	1057	1100	1143	1183	1260	1332	1400
1600	362	415	463	508	551	591	629	665	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	1298	1373	1444
1700	371	425	475	521	564	605	644	682	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	1335	1413	1486
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371	1451	1527
1900	387	444	496	544	590	633	674	713	751	823	889	952	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	1405	1488	1566
2000	395	453	506	555	602	646	688	728	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1301	1348	1438	1523	1604
																						1584
																						1640
																						1693
																						1749
																						1803
																						1858
																						1912
																						1964
																						2017
																						2073
																						2131
																						2186

Tabla UNE 100-230-95 basada en la ecuación de Huesbster: $D_e = 1.3 \frac{(A \cdot x \cdot B)^{5/8}}{(A+B)^{1/4}}$

4.2 CALCULO EN ACCESORIOS

Para realizar el calculo de la perdida de carga en los accesorios, o elementos puntuales de una instalación, utilizaremos el "método del coeficiente ζ ". Experimentalmente, se ha llegado a la conclusión de que la perdida global que ocasiona un accesorio es proporcional a la velocidad del aire que lo atraviesa. Por tanto se puede expresar en función de la presión dinámica del conducto multiplicada por dicho factor. Lo cual consiste en determinar la perdida mediante un factor de proporcionalidad " ζ ".

$$pd = \rho \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta p = \zeta \times \rho \times \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta p \text{ (mmH}_2\text{O)} = \zeta \times 1.2 \text{ (Kg/m}^3\text{)} \times \frac{V^2 \text{ (m/s)}}{2 \times 9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}}$$

$$\Delta p \text{ (mmH}_2\text{O)} = \zeta \times \left(\frac{V \text{ (m/s)}}{4.04} \right)^2$$

En la tabla (fig. 11) podemos Hallar el valor de " ζ " para distintos accesorios.

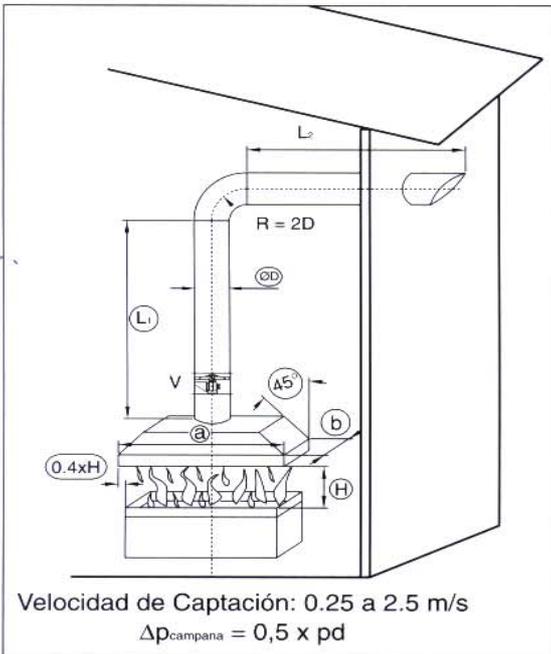


Fig. 10

Ejemplo de calculo Instalación:

- Se trata de dimensionar una campana para extraer al exterior los gases tóxicos originados en una cuba de 3 m x 2 m, a través de un tramo de conducto vertical de $L_1=5$ m, y uno horizontal de $L_2=6$ m.

Las dimensiones de la campana que instalaremos a una altura $H=0.9$ m de la cuba, deberán ser:

$$a = 3 + 2 \times 0.4 \times H \rightarrow a = 3.72 \text{ m}$$

$$b = 2 + 2 \times 0.4 \times H \rightarrow b = 2.72 \text{ m.}$$

- Al no haber corrientes de aire laterales, consideraremos suficiente una velocidad de captación $V_c = 0.75$ m/s.

El caudal de aire necesario para conseguir esta velocidad en la máxima sección de la campana será:

$$\text{Sección campana: } S_c = a \times b \rightarrow S_c = 3.72 \text{ m} \times 2.72 \text{ m} = 10.11 \text{ m}^2$$

$$\text{Caudal necesario: } Q(\text{m}^3/\text{s}) = V_c(\text{m/s}) \times S_c(\text{m}^2) \rightarrow Q = 0.75(\text{m/s}) \times 10.11 \text{ m}^2$$

$$Q = 7.58 \text{ (m}^3/\text{s)} \rightarrow Q(\text{m}^3/\text{h}) = 7.58(\text{m}^3/\text{s}) \times 3600 \text{ s} = 27.288 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

Para este caudal, el cual nos puede suministrar sobradamente el ventilador modelo HM 80 T4 4, según el gráfico (pag. 155) para un diámetro de conducto $\varnothing 800$ mm le corresponderían unas perdidas de carga " Δp " = 0.3 (mmH₂O) por metro de conducto, y una velocidad del aire en el conducto de: $V=16$ (m/s). Velocidad muy elevada.

- Las perdidas en el codo de 90°, las determinaremos mediante el "método del coeficiente ζ " según el cual y mediante la tabla de accesorios (pag. 158) vemos que para una curva de 90° con $R/D = 2 \rightarrow \zeta = 0.20$. La perdida de carga vendrá dada por:

$$\Delta p \text{ (mmH}_2\text{O)} = \zeta \times \left(\frac{V \text{ (m/s)}}{4.04} \right)^2$$

donde V es la velocidad del aire en el conducto, y ζ el coeficiente de perdida del accesorio.
 Por tanto, la perdida en el accesorio será: $\Delta p = 3.13$ (mmH₂O).

Computo de perdidas de carga:

ELEMENTO	" Δp " parcial (mmH ₂ O)	unidades	" Δp " Total (mmH ₂ O)
Tramos rectos $\varnothing 800$	0.3	5 + 6 = 11 m	3.3
Curva 90° $\varnothing 800$	3.13	1	3.13
Campana	0.5 x pd = 0.5 x 14.08	1	7.04
Filtros (Dato fabricante)	4	1	4
TOTAL:			14.47 (mmH₂O)

Perdida de carga total, que si comprobamos la curva característica del ventilador, coincide con su presión estática "pe" para un caudal aproximado $Q=27.500$ m³/h. Se cumple por tanto que $ps \approx \Delta p$ siendo válida por tanto la instalación para un proceso industrial.

Ver gráfico modelo HM 80 T4 4, en página 33.

INFORMACIÓN TÉCNICA

PERDIDA DE CARGA PUNTUAL EN ACCESORIOS - COEFICIENTE ζ

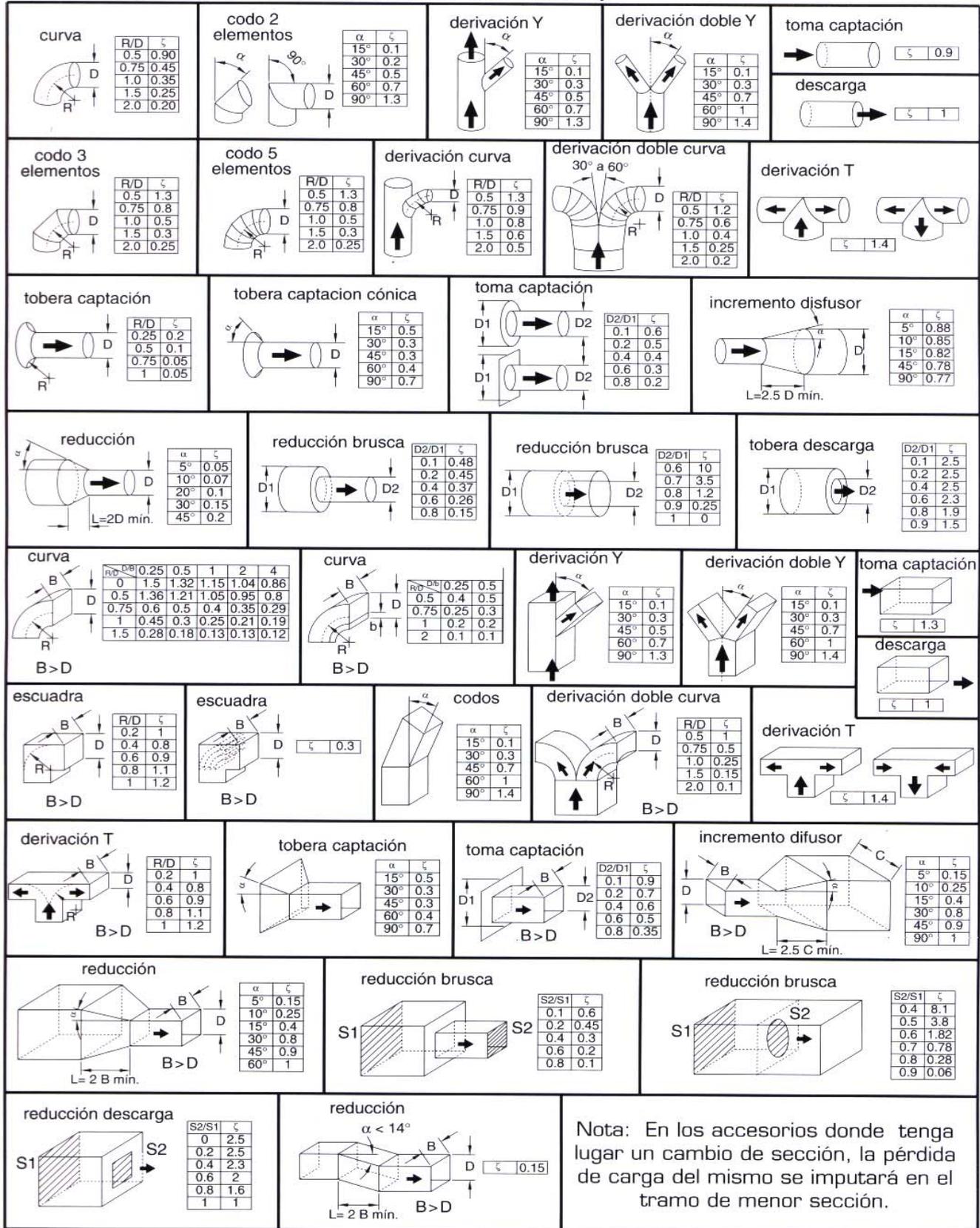


Fig. 11

5. NORMAS ELEMENTALES PARA LAS INSTALACIONES

Naturaleza del local	Renovaciones de aire a la hora
Ambientes nocivos	60-30
Aulas	8-6
Bares	6-4
Cafés y Bares en general	12-10
Cines	10-8
Cocina Industrial	40-25
Cocina Mediana	30-20
Cocina pequeña para viviendas y Chalets	25-15
Cuartos de aseo	8-5
Despachos	8-4
Fábricas en general	10-6
Forja	20-15
Fundiciones	30-20
Garages	8-6
Hospitales (sección camas)	6-4
Iglesias	1-1/2
Laboratorios	15-8
Lavabos	15-10
Lavandería	30-20
Locales para ventas (almacenes, etc.)	8-4
Mataderos	10-6
Naves deportivas	8-4
Panadería	30-20
Piscina	36-20
Pisos	5-3
Restaurantes	10-6
Sala de baile	15-10
Sala de billares	8-6
Sala de calderas	30-20
Sala de máquinas	30-20
Sala de un club	10-8
Sala oscura de fotografía	15-10
Sala de banquetes	10-6
Talleres de soldaduras	25-15
Teatros	10-8
Tintorerías	30-20
Tren laminador	20-15

Fig. 12

UN FACTOR IMPORTANTE DE LAS UNIDADES ELEGIDAS PARA LO CUAL DEBEN TENERSE EN CUENTA LOS DIVERSOS SISTEMAS DE CIRCULACIÓN DEL AIRE DENTRO DE UN LOCAL

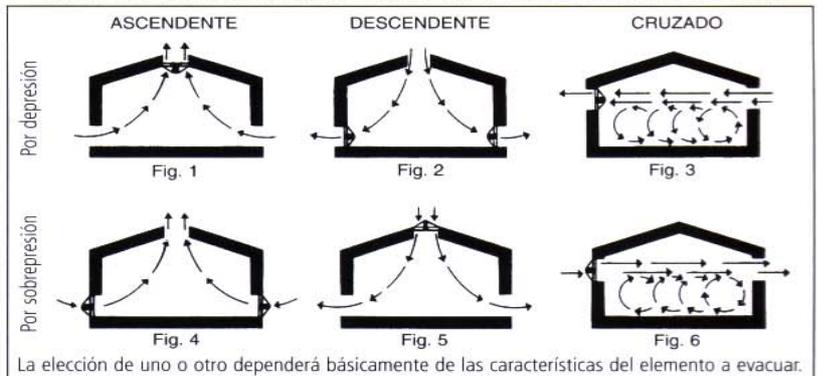


Fig. 13

NORMAS ELEMENTALES QUE DEBEN TENERSE EN CUENTA EN LAS INSTALACIONES DE VENTILACIÓN

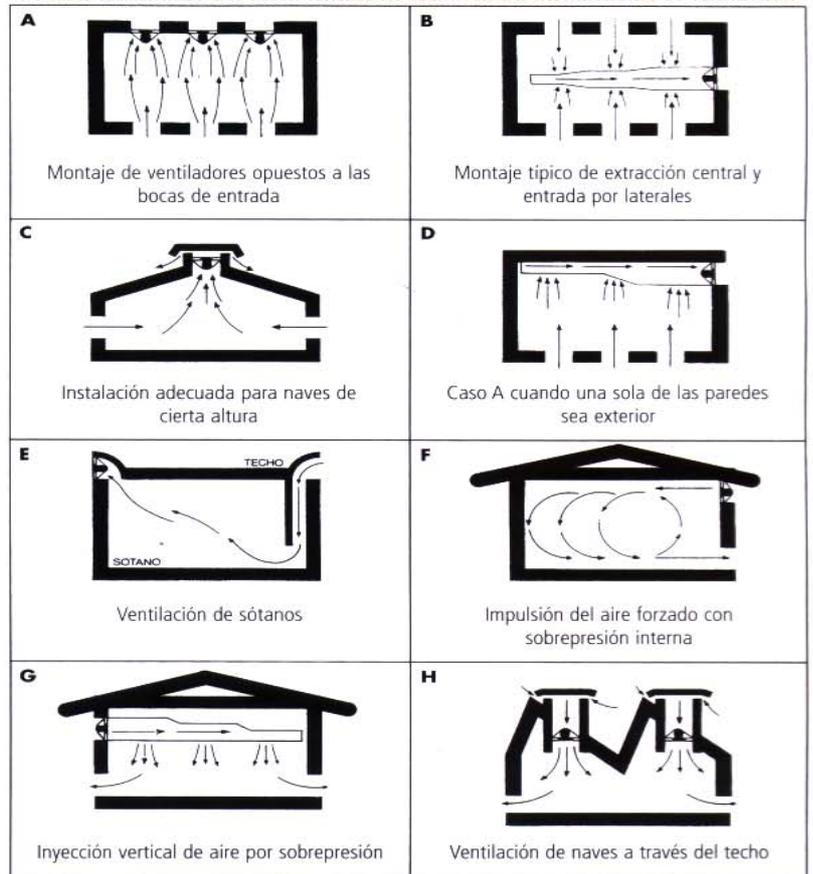


Fig. 15

Entradas de aire:

No hay que olvidar que para realizar un correcto barrido del local, es muy importante el tamaño de las entradas de aire. Pudiéndose llegar a dimensionar hasta sumar 4 ó 5 veces la sección del o de los ventiladores utilizados.

Ejemplo de cálculo:

En función de las dimensiones y naturaleza del local. Según tabla este local requiere 10 renovaciones.

El volumen resultante: $20 \times 8 \times 4 = 640\text{m}^3$. Es decir: 640×10 renovaciones /h. = $6.400 \text{ m}^3/\text{h}$.

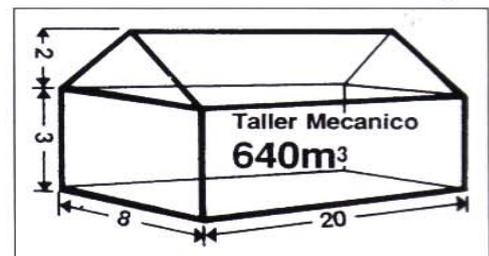


Fig. 14

INFORMACIÓN TÉCNICA

Animales	Edad o peso Kg	TEMP°C	Humedad %	Concentración máxima admisible de gas. Volúmenes en %			Caudal aire necesario en m³/h		Velocidad aire a nivel de los animales. Max. admisible en m/s.			
				CO ₂	NH ₃	H ₂ S	Invierno	Verano	Invierno	Verano		
Terneros	3 semanas	20-27°C	75-65	0,35	0,01	0,002	5-10	50	"	0,5-0,75	"	
		17-23°C	80-70				10-25	100	"		"	
Bobino de engorde	-	10-16°C	80-70	0,40	0,02	0,002	15-50	150	"	0,75-1	"	
Vacas	-	10-16°C	80-70	0,40	0,02	0,002	40-60	150-200	"	1,5-2	"	
Lechones	5 Kgs	23-25°C					4	8	"	0,2-0,5	"	
	10 "	23-24°C					5	16	"	0,2-0,8	"	
	15 "	22-24°C	85,55	0,35	0,01	0,002	6	24	"	0,2-1	"	
	20 "	22-23°C					7	32	"	0,2-1,5	"	
	25 "	22-23°C					8	40	"	0,2-1,5	"	
Cerdos engorde	25 "	22-23°C					4	30	"	0,2-1,5	"	
	30 "	21-23°C					5	36	"	0,2-1,5	"	
	40 "	21-22°C					6	48	"	0,2-2	"	
	50 "	20-21°C					7	60	"	0,3-2,5	"	
	60 "	19-21°C	85-55	0,35	0,01	0,002	9	72	"	0,3-3	"	
	70 "	18-20°C					10	84	"	0,3-3	"	
	80 "	18-19°C					11	96	"	0,4-3,5	"	
	90 "	17-18°C					13	108	"	0,4-4	"	
	100 "	16-18°C					14	120	"	0,4-4	"	
	Recría	15-17°C					17	180	"	0,4-4	"	
Cerdas	Por cubrir	10-13°C	85-55	0,35	0,01	0,002	23	240	"	0,4-4,5	"	
	Gestantes	12-15°C					25	250	"	0,3-2	"	
	Camada 10	12-15°C	85-55	0,35	0,01	0,002	28	375	"	0,2-1	"	
Verracos	-	11-13°C	85-55	0,35	0,01	0,002	36	360	"	0,4-4,5	"	
Engorde avícola	Polluelos											
	1 día	35°C	80-70				0,1-0,2	1-3		0,2		
	2 días	31°C	75-65				0,1-0,2	1-3		0,2		
	Semanas			0,35	0,01	0,002						
	2-3	27°C	75-65				0,2-0,3	5-8		0,3		
	3-4	22°C	75-65				0,2-0,3	5-8		0,3		
	4-7	18-22°C	75-65				0,2-0,3	5-8		0,3		
Más de 7 semanas	15-19°C	70-60				0,3-0,5	8-10		0,3-0,5			
Gallinas para la puesta	1a 1,5 Kgs	18-23°C					0,3-0,5	8-10	Invierno	0,3-0,5	Verano	
	1,5 a 2 "	17-20°C	70-60	0,35	0,01	0,002	0,3-1	9-12	"	0,4-0,6	"	
	2 a 3 "	15-18°C					0,5-2	12-15	"	0,5-0,75	"	
Ponedoras	-	21°C	65-60	0,35	0,01	0,002	0,5-2	10-15	"	0,5-0,75	"	
Coderos de engorde	20a25Kgs	15-20°C	80-70	0,35	0,01	0,002	10-15	90-100	"	0,5-0,75	"	
Conejos reprod.	3 a 4 Kgs	12-14°C	60-50	0,35	0,01	0,002	1-1,5	20-25	"	0,3-0,5	"	
Conejos engorde	1 a 2 Kgs	15-18°C	60-50	0,35	0,01	0,002	0,3-0,5	8-10	"	0,2-0,4	"	

Fig. 16

FACTOR DE CORRECCIÓN DE DENSIDAD POR TEMPERATURA Y ELEVACIÓN

Elevación en metros por encima del nivel del mar

Temp. del aire	Nivel del mar	300	450	600	750	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000
		Presión barométrica en milímetros de mercurio (Hg)											
°C	760	735	720	705	695	680	655	630	610	585	560	545	520
-40	1,234	1,191	1,170	1,15	1,128	1,105	1,066	1,028	0,987	0,956	0,941	0,883	0,847
-18	1,152	1,11	1,092	1,072	1,052	1,033	0,950	0,957	0,922	0,894	0,852	0,823	0,791
0	1,082	1,043	1,024	1,005	0,990	0,970	0,934	0,900	0,865	0,838	0,800	0,774	0,742
20	1,000	0,964	0,947	0,930	0,913	0,896	0,864	0,832	0,799	0,774	0,739	0,715	0,687
38	0,946	0,912	0,895	0,878	0,863	0,847	0,816	0,785	0,755	0,732	0,698	0,675	0,649
66	0,869	0,838	0,824	0,807	0,793	0,779	0,750	0,722	0,695	0,672	0,642	0,622	0,596
93	0,803	0,775	0,760	0,747	0,733	0,720	0,693	0,667	0,642	0,622	0,593	0,574	0,552
121	0,747	0,720	0,707	0,695	0,682	0,670	0,645	0,622	0,592	0,578	0,552	0,535	0,512
149	0,697	0,672	0,660	0,647	0,626	0,625	0,602	0,579	0,557	0,540	0,515	0,498	0,478
177	0,654	0,630	0,620	0,608	0,597	0,586	0,564	0,543	0,522	0,507	0,483	0,467	0,449
205	0,616	0,594	0,583	0,572	0,562	0,552	0,532	0,512	0,482	0,477	0,455	0,440	0,423
260	0,553	0,534	0,524	0,514	0,505	0,496	0,478	0,460	0,442	0,428	0,409	0,396	0,380
316	0,500	0,482	0,474	0,465	0,456	0,448	0,432	0,416	0,400	0,387	0,370	0,385	0,344
372	0,457	0,441	0,433	0,425	0,417	0,410	0,395	0,380	0,366	0,354	0,338	0,327	0,314

Fig. 21

6. RUIDO

Es muy importante que el ventilador que elegimos para una aplicación, cumpla en lo que a contaminación acústica se refiere con las limitaciones establecidas para cada tipo de local.

El nivel de "Intensidad Sonora" producido por un ventilador, en los catálogos CASALS viene expresado en "dB(A)" junto con las especificaciones de cada modelo. Esta medida corresponde a la tomada mediante un sonómetro calibrado a una distancia de 2 metros.

$$L = 20 \times \log \frac{p_x}{p_0} \text{ [dB]}$$

Las unidades utilizadas, responden a la una expresión matemática logarítmica que nos indica el nivel acústico (presión sonora relativa) producido por una variación del medio p_x (en μPa) en relación a la referencia del umbral límite de audición del oído humano p_0 ($0 \text{ dB} = 20 \mu\text{Pa}$).

Estos niveles siempre se expresan en "dB (A)", referenciados a la frecuencia de 1KHz (mitad del espectro de audibilidad humana), pues pueden existir ruidos a distintas bandas de frecuencia, cuyo nivel "L" es el mismo, y sin embargo no son apreciados con la misma sensibilidad por el oído humano.

Para facilitar la identificación de los ruidos en cuanto a su intensidad, se adjunta la tabla de "Intensidad auditiva" de diversos ruidos.

Las siguientes tablas, pueden ayudar a fijar los valores límite previstos para distintos tipos de local. Aunque se aconseja consultar directamente las normativas vigentes indicadas al respecto por cada país, o por normativas locales y autónomas en caso de existir.

NIVELES CLÁSICOS DE RUIDOS

Intensidad sonora máxima según normas orientativas VDJ 2058

En el puesto de trabajo

En trabajos predominantemente intelectuales	50 dB (A)
En trabajos de oficina sencillos y actividades semejantes.	70 dB (A)
En otros trabajos	90 dB (A)

En la vecindad

En zonas con sólo instalaciones industriales	70 dB (A)
--	-----------

En zonas con predominio de instalaciones industriales

durante el día	65 dB (A)
durante la noche	50 dB (A)

En zonas con instalaciones industriales y viviendas

durante el día	60 dB (A)
durante la noche	45 dB (A)

En zonas con predominio de viviendas

durante el día	55 dB (A)
durante la noche	40 dB (A)

En zonas residenciales de viviendas

durante el día	50 dB (A)
durante la noche	35 dB (A)

En zonas de sanatorios, hospitales, etc.

durante el día	45 dB (A)
durante la noche	35 dB (A)

Fig. 18

INTENSIDAD AUDITIVA DE DIVERSOS RUIDOS

Sensación	Intensidad auditiva en la dB (A)	Ruido
silencioso	0	Comienzo de la sensación auditiva, solamente medible en laboratorios.
	10	Principio de percepción de sonidos audibles.
	15-20	Susurros de hojas, campos en las horas nocturnas, iglesias.
suave	25-30	Murmullos, sala de lectura.
	30-40	Zona residencial silenciosa.
	40-50	Conversación a media voz, oficina silenciosa.
	50-60	Conversación en tono normal, máquina de escribir.
	55-65	Aspirador de polvo.
moderado	60-65	Bazar, oficina con ruidos diversos.
	65-70	Timbre de teléfono a 1m. de distancia, ladrido de perro.
	55-75	Compartimento de ferrocarril.
	70-80	Tráfico intenso.
	75-85	Vagón de ferrocarril subterráneo (metro).
muy ruidoso	80-85	Llamar o gritar.
	80-90	Paso de un camión; taller con tornos; imprenta.
	90-100	Tejeduría de algodón, paso de un tren expreso, turbogenerador.
	100-110	Caldería, trueno fuerte.
	110-120	Avión, hélice a 3m. de distancia.
doloroso	120-130	Ruido intensísimo que provoca dolor.
	130-150	Avión reactor.

Fig. 17

VALORES MÁXIMOS PERMITIDOS DE NIVEL SONORO EN LOCALES ACONDICIONADOS.

(SEGÚN NORMA-VDI 2081-1971)

Tipo de local	Nivel sonoro db (A)
Salas para conciertos, conferencias	25-30
Teatros, iglesias y locales de uso parecido	30-35
Habitaciones en hospitales y hoteles	25-35
Quirófanos, salas de tratamiento y reconocimiento de enfermos y de espera	35
Cines, salas de reuniones, de dirección y de lectura	30-35
Aulas, clases, oficinas con exigencias más elevadas	35-40
Oficinas, restaurantes con exigencias más elevadas	40-45
Grandes salas de oficinas con concurrencias de público, restaurantes normales	45-50

Fig. 19

Ejemplo anterior

Deben lograrse los 6.400 m³/h a base de los modelos con índice ruido inferior a 70 dB.

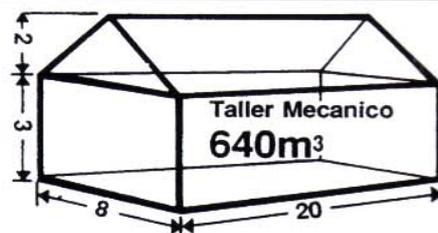


Fig. 20