

VENTILACION EN TUNELES

Por JOSE JUAN-ARACIL,
Ingeniero de Caminos.

Es este artículo una lección de la asignatura Maquinaria Auxiliar de Obra. De notas dispersas e incompletas sobre ventilación, existentes en revistas y libros, se formó con criterio didáctico esta síntesis, tomando como base el "temperamento" de las tuberías y estudiando por superposición de las características del ventilador y tubería la solución del problema. Se dan las constantes de paso para seguir los estudios basados en el orificio equivalente.

Ventilación.—En los trabajos en galerías de avance de túneles, cuando éstos tienen alguna longitud, interesa, para hacer cómodo el trabajo y disminuir las interrupciones, aumentando como consecuencia el rendimiento, sacar rápidamente los gases producidos por las voladuras y también el polvo producido por la perforación de barrenos, problema que se resuelve con la ventilación.

Métodos de trabajo.—Actualmente se emplean tres sistemas generales de ventilación, en todos los cuales se establece una circulación completa de aire desde la boca del túnel al sitio de trabajo, con vuelta a dicha boca, efectuándose el movimiento en un sentido, por la tubería, y en el opuesto, por la propia galería del túnel.

Para hacer circular el aire por la tubería y el túnel hay que vencer un rozamiento que se produce tanto en aquella como en éste, creando una diferencia de presión (compresión o depresión) con el equipo de ventilación.

Los sistemas comúnmente empleados son tres:

1.º **Impulsión continua de aire.**—En este sistema se inyecta constantemente el aire puro por la tubería de ventilación, arrastrando el polvo de dentro a fuera, por el interior del túnel. Con ello se reduce la visibilidad, se dificulta la inspección y, por tanto, disminuye la seguridad.

2.º **Aspiración continua.**—Mediante la aspiración se hace entrar por la tubería el aire viciado y el polvo, reemplazándose por aire fresco que circula por dentro del túnel, con lo que se tiene la ventaja de tener aire fresco dentro del mismo en todo momento. De esta manera se elimina inmediatamente la mayor parte del humo y del polvo producidos al estallar un barreno, permitiendo después reducir considerablemente el volumen de aire y economizar energía, hasta que se haga estallar otro.

3.º **Aspiración-impulsión.**—El tercer sistema, combinación de los dos anteriores, se ha seguido con notable éxito y cada día tiene más partidarios entre los constructores.

En el momento de estallar un barreno se hace

funcionar el equipo previsto a la máxima capacidad, con el fin de aspirar el humo y el polvo lo más rápidamente posible (generalmente, en unos cinco a quince minutos). Después de que el humo y el polvo han desaparecido, se invierte el sistema y se inyecta en pequeña proporción aire fresco por la tubería.

Los recientes perfeccionamientos y simplificaciones introducidos en el equipo empleado en este sistema, hacen que éste reúna las ventajas de los otros, con la muy grande, además, de poderlo hacer de funcionamiento continuo como cualquiera de ellos.

La figura 1.ª indica cómo por una disposición adecuada de válvulas puede un ventilador trabajar aspirando e impulsando.

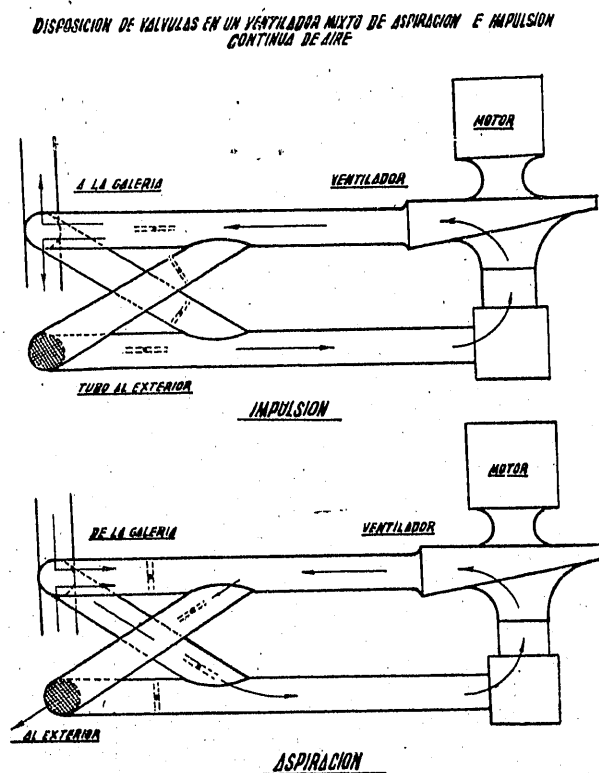


Figura 1.ª

Volumen de aire necesario. — Se calcula conociendo las condiciones de trabajo y el número de obreros existentes en el avance. Los límites admisibles para los gases que vician el aire, son:

Óxido de carbono.....	CO	0,09 %
Anhídrido carbónico	CO ₂	10 %
Anhídrido sulfuroso	SO ₂	0,005 %

Se sabe, además, que un hombre produce, sin trabajar, de 17 a 20 l./hora de CO₂, y trabajando, unos 35 l./hora, siendo la media de unos 28 l./hora. El mínimo de aire con que habrá, pues, que contar por obrero, será 1,7 m.³/hora, y el máximo, 3,5.

Igualmente, una lámpara de acetileno o aceite produce de 15 a 20 l./hora de CO₂, y, por consiguiente, se necesitarán, como mínimo, de 1,5 a 2 m.³/hora de aire.

Se debe contar con 6 m.³/hora por obrero y unos 10 m.³/hora por obrero con lámpara, como mínimo.

Análogamente, como una caballería produce 230 litros/hora de CO₂, se necesitarán, por lo menos, 23 metros cúbicos/hora, y con un margen suficiente habrá que contar con unos 35 m.³/hora.

Conviene también saber que la explosión de 1 kilogramo de dinamita requiere 300 m.³ de aire.

Conociendo todos estos datos, podrá calcularse la cantidad necesaria de aire en la galería de avance, y esta cantidad, más las pérdidas supuestas, nos darán la cantidad total de aire que tendrá que suministrar el ventilador.

Estos valores dados anteriormente son insuficientes, como mínimos que son; los prácticos son mayores que éstos, pues mucho antes de llegar a estos mínimos, el aire viciado hace desagradable la estancia y de poco rendimiento el trabajo.

Richardson y Mayo, en el *Practical Tunnel Driving*, pág. 153, fijan un mínimo de 5,66 m.³/minuto por obrero. Las Normas del Estado de Nueva York fijan 2,8 m.³/minuto. Algunos contratistas elevan este número a 14 m.³/minuto, y en el *New York City Water Tunnel*, núm. 2, se fijó en 17 m.³/minuto.

Wiesmann da los siguientes valores en m.³/seg.:

Longitud — Kms.	SIN EMPLEO DE EXPLOSIVOS			CON EMPLEO DE EXPLOSIVOS		
	Galería de avance.	Túnel de vía sencilla	Túnel de vía doble	Galería de avance	Túnel de vía sencilla	Túnel de vía doble
1	0,3	0,7	1	0,6	1,5	2
3	0,5	1,5	2	1 a 1,6	2,5 a 3	3
6	—	—	—	2,25	4	5
10	—	—	—	—	5	7

Movimiento del aire en galerías y tuberías. — Sea o no horizontal la galería, si referimos a su eje las energías potencial y cinética del aire en movimiento, sabemos que por el principio de conservación de la energía se verifica:

$$\frac{p}{\delta} + \frac{v^2}{2g} = K;$$

y entre dos puntos, 1 y 2, tendremos:

$$\frac{p_1 - p_2}{\delta} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

El primer miembro es una presión (o depresión) medida por una altura de agua; si llamamos h a esta altura, será:

$$h = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g};$$

y si hacemos $v_2 = 0$, queda la expresión:

$$h = \frac{v_1^2}{2g}.$$

La diferencia de presión entre dos puntos, 1 y 2, representada por la altura h , es, pues, la que crea la velocidad de circulación del aire en movimiento, y a su vez, éste aire tendrá que vencer la resistencia debida al rozamiento en las paredes.

Esta energía es proporcional a la longitud l , al perímetro p , e inversamente proporcional a la sección Ω , siendo al mismo tiempo una cierta función de la velocidad. Será, pues, de la forma:

$$h = \frac{l \cdot p}{\Omega} \varphi(v).$$

Generalmente se la supone proporcional a v^2 , y llamando radio hidráulico R al cociente $\frac{\Omega}{p}$ llegaremos a:

$$h = \frac{l}{R} k_1 v^2;$$

o de otro modo, puesto que $q = v \cdot \Omega$; $\Omega = \frac{\pi D^2}{4}$,

y $R = \frac{D}{4}$:

$$h = k \frac{q^2}{D^5},$$

siendo D el diámetro de la tubería.

Temperamento. — Si en vez de v ponemos $v = \frac{q}{\Omega}$ llegaremos a la expresión:

$$h = \frac{l}{R} k_1 \frac{q^2}{\Omega^2};$$

de donde:

$$\frac{q^2}{h} = \frac{R \Omega^2}{l k_1};$$

y de aquí se deduce el valor del *temperamento*, que se define por la relación:

$$\theta = \frac{q}{\sqrt{h}} = \sqrt{\frac{R \Omega^2}{K_1 l}};$$

y representa el caudal o cantidad de aire que da una tubería o galería, con una pérdida de altura $h=1$. Ya se ve también que el temperamento es un valor característico de cada conductor, puesto que en su expresión entran la sección, longitud y perímetro del mismo, además de un coeficiente K_1 debido a la rugosidad.

Las dimensiones del temperamento, deducidas de su expresión, resultan ser:

$$L^{5/2} T^{-1}.$$

Orificio equivalente. — Se llama orificio equivalente de una conducción a la sección en metros cuadrados que, en el mismo tiempo y con la misma diferencia de presión, da paso a la misma cantidad de aire.

Si suponemos el orificio en una pared delgada, tendremos:

$$q = \mu \alpha v = \mu \alpha \sqrt{2 g h};$$

y como:

$$\frac{q}{\sqrt{h}} = \theta = \mu \sqrt{2 g} \alpha,$$

y el valor $\mu \sqrt{2 g} \approx 2,5$, resulta:

$$\theta = \frac{5}{2} \alpha \quad \text{ó} \quad \alpha = \frac{2}{5} \theta.$$

Un temperamento de valor 5 supone, pues, un orificio equivalente de 2 m.².

La figura 2.^a da la relación entre la presión, el caudal y el orificio equivalente.

Unión de conductores. — Conociendo el orificio equivalente o el temperamento, podemos resolver el problema de enlace, en serie o en paralelo, de varios conductores de diferentes características:

a) Unión en serie. Si el caudal o cantidad de aire que pasa por todos ellos es el mismo, q , y los temperamentos de cada uno son $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots, \theta_n$, las pérdidas de carga las podemos representar por $h_1, h_2, \dots, h_n$, con lo que tendremos:

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_n;$$

y entonces:

$$h = q^2 \left[\frac{1}{\theta_1^2} + \frac{1}{\theta_2^2} + \dots + \frac{1}{\theta_n^2} \right]$$

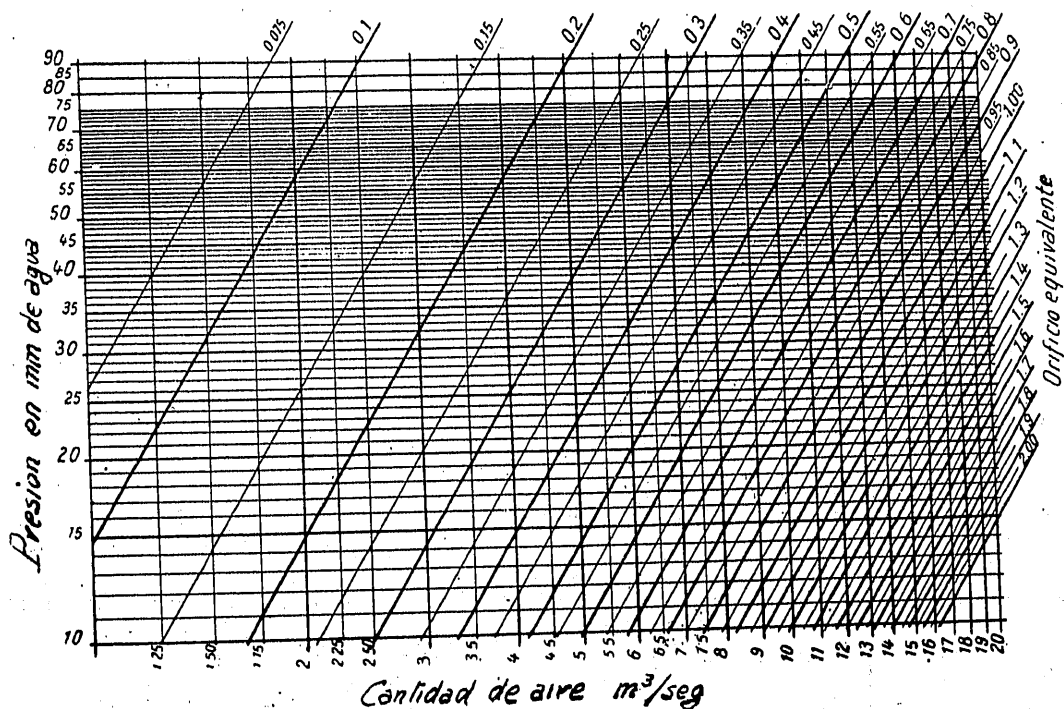


Figura 2.^a

Si los temperamentos en todos los conductos fuesen iguales, tendríamos:

$$h = \frac{u q^2}{\theta^2} = \frac{q^2}{\frac{\theta^2}{u}} = \frac{q^2}{\left(\frac{\theta}{\sqrt{u}}\right)^2}$$

El temperamento de n conductores en serie, de temperamento individual θ , es, pues:

$$\theta_{\text{total}} = \frac{\theta}{\sqrt{n}}$$

Unión en paralelo. — En la unión en paralelo de varias galerías de temperamentos $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots, \theta_u$, que tienen la misma diferencia de presión entre sus extremos, el caudal de cada una de ellas sería:

$$q_1 = \theta_1 \sqrt{h}; \quad q_2 = \theta_2 \sqrt{h} \dots q_u = \theta_u \sqrt{h};$$

y el caudal total será:

$$q = q_1 + q_2 + q_3 + \dots + q_u = \sqrt{h} (\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \dots + \theta_u)$$

Si los temperamentos fuesen iguales, llegaríamos a:

$$q = \sqrt{h} n \theta$$

Resulta, por tanto, que el temperamento de n galerías, de temperamento θ , colocadas en paralelo, es $n \theta$.

En el caso particular de que las galerías en paralelo fuesen dos:

$$\sqrt{h} = \frac{q_1}{\theta_1} = \frac{q_2}{\theta_2} = \frac{q_1 + q_2}{\theta_1 + \theta_2} = \frac{q}{\theta_1 + \theta_2};$$

$$q_1 = q \frac{\theta_1}{\theta_1 + \theta_2}; \quad q_2 = q \frac{\theta_2}{\theta_1 + \theta_2}$$

Y suponiendo:

$$\theta_1 = 1; \quad \theta_2 = 9; \quad q_1 = \frac{9}{10} q = 0,9 q;$$

$$q_2 = \frac{9}{10} q = 0,9 q$$

De la expresión que da el valor del temperamento, se deduce que a igualdad de las demás variables, el mayor temperamento supone la mayor sección, y recíprocamente, por lo que, cuando tenemos dos secciones en paralelo, muy desiguales, la mayor es la que llevará la mayor cantidad de aire; y si se quiere que las dos lleven la misma cantidad de aire, será necesario cerrar la grande mediante una puerta que, según la cerremos más o menos, dejará pasar más o menos cantidad de aire por la pequeña, igualando las cantidades en las dos.

El caso práctico corriente es el de conductos en serie. En este caso, si colocamos el ventilador en la boca e inyectamos aire, hay que tener en cuenta que es preciso vencer, primero, la resistencia que al paso del aire oponga la tubería, y después, la que ofrezca la galería. Habrá, pues, que crear una presión capaz de consumirse en rozamientos, a la ida, por la tubería, y a la vuelta, por la galería.

Valores del coeficiente de rugosidad.

	Sección en m. ²	K
Paredes desnudas en recorridos rectilíneos	4 a 6	0,00092
Bóveda revestida en recorridos rectilíneos	3,5 a 4	0,0003
Bóveda revestida en curva de radio constante	3,5 a 4	0,0006
Marcos de madera separados 1,2 m. recorrido rectilíneo	2,5 a 3	0,002
Marcos de madera separados 1,2 m. recorrido tortuoso	2,5 a 3	0,002
Pozo revestido	12 a 15	0,0001
Pozo con paredes desnudas	12 a 15	0,00025
Tubería de palastro	0,2 a 0,3	0,0003

Aplastamiento de la tubería de palastro. — Las tuberías empleadas en ventilación suelen estar formadas por palastros de espesor variable, según la presión o depresión a que tienen que actuar. Existe un gran número de fórmulas que permiten el cálculo de los esfuerzos de aplastamiento en tuberías de acero, pero adoptaremos la publicada por H. A. Thomas, del Instituto Americano del Petróleo, en los *Proceedings*, vol. V, núm. 75, pág. 79:

$$P = \frac{0,006 f^3 \frac{e^3}{D^3}}{(0,8 f - 574)^2};$$

en la que P es el esfuerzo de aplastamiento en kilogramos/cm.² (presión absoluta externa, menos presión absoluta interna); f , el límite de proporcionalidad del acero, que suponemos 2 450 Kg./cm.²; e , el espesor de la tubería en mm., y D , el diámetro de la tubería en dm.

Hechas las operaciones, queda de la forma:

$$P = 3,5 \left(\frac{e}{D} \right)^3;$$

y con un coeficiente de seguridad de 2,5, tendremos la presión admisible:

$$P_1 = \frac{P}{2,5} = 1,4 \left(\frac{e}{D} \right)^3.$$

El peso por metro de tubería puede calcularse por la expresión siguiente, en la que e y D representan el espesor y diámetro en mm.:

$$0,0248 t (D - e).$$

Con estas fórmulas formamos las tablas siguientes, en las que t , espesor de la tubería, viene en mm. lo mismo que D en diámetro. P es el esfuerzo o presión de aplastamiento, y P_1 es la admisible, y T el peso en kilogramos por metro de tubería.

$e = 1 \text{ mm.}$

D	P_1	P	T
100	1,4	3,5	2,50
200	0,175	0,439	4,95
300	0,0517	0,129	7,45
400	0,0219	0,0547	9,90
500	0,0112	0,0280	12,35
600	0,00625	0,0156	14,80
700	0,00408	0,0102	17,30
800	0,00274	0,00685	19,80
900	0,00191	0,00477	22,25
1 000	0,00140	0,00350	24,75

$e = 2 \text{ mm.}$

D	P_1	P	T
100	11,2	28	4,30
200	1,4	3,5	9,85
300	0,413	1,038	14,80
400	0,175	0,438	19,75
500	0,0896	0,225	24,70
600	0,0500	0,125	29,60
700	0,0326	0,0816	34,60
800	0,0219	0,0547	39,60
900	0,0153	0,0382	44,50
1 000	0,0112	0,0280	49,50

$e = 3 \text{ mm.}$

D	P_1	P	T
100	37,8	94,5	7,20
200	4,71	11,8	14,65
300	1,4	3,5	22,10
400	0,591	1,48	29,50
500	0,302	0,755	36,90
600	0,169	0,423	44,40
700	0,110	0,276	51,80
800	0,074	0,185	59,20
900	0,0515	0,129	66,50
1 000	0,0378	0,0945	74,20

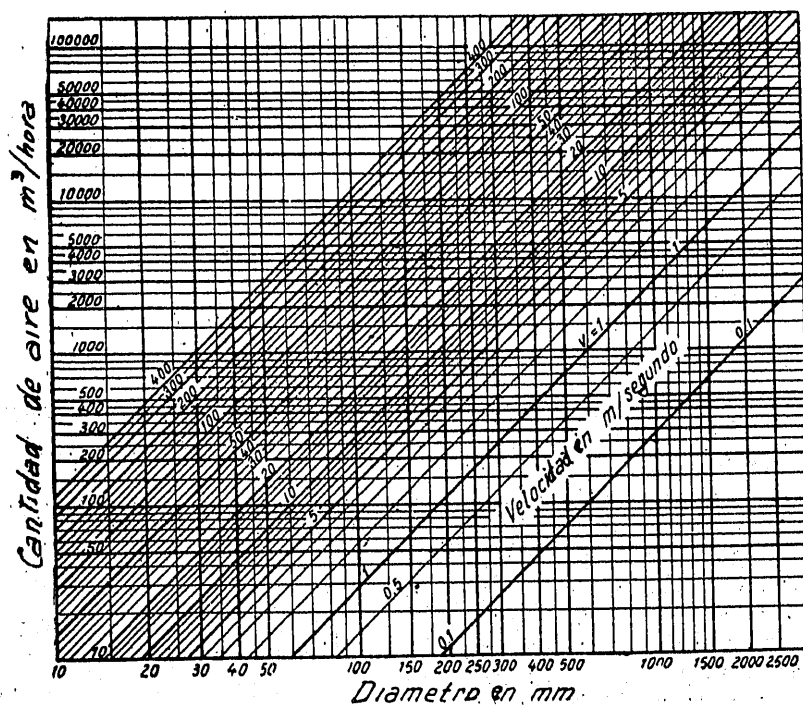


Figura 3.ª

$e = 4 \text{ mm.}$

$e = 5 \text{ mm.}$

D	P_1	P	T
100	89,6	224	9,50
200	11,2	28	19,45
300	3,32	8,70	29,30
400	1,40	3,500	39,20
500	0,721	1,830	49,10
600	0,415	1,035	59,00
700	0,262	0,625	69,00
800	0,175	0,436	79,00
900	0,123	0,311	88,90
1 000	0,0894	0,224	98,90

D	P_1	P	T
100	175	437,5	11,80
200	21,87	54,68	24,20
300	6,49	16,39	36,60
400	2,74	6,84	49,00
500	1,40	3,5	61,50
600	0,811	2,02	73,80
700	0,513	1,27	86,25
800	0,345	0,853	98,60
900	0,242	0,601	110,90
1 000	0,173	0,444	123,40

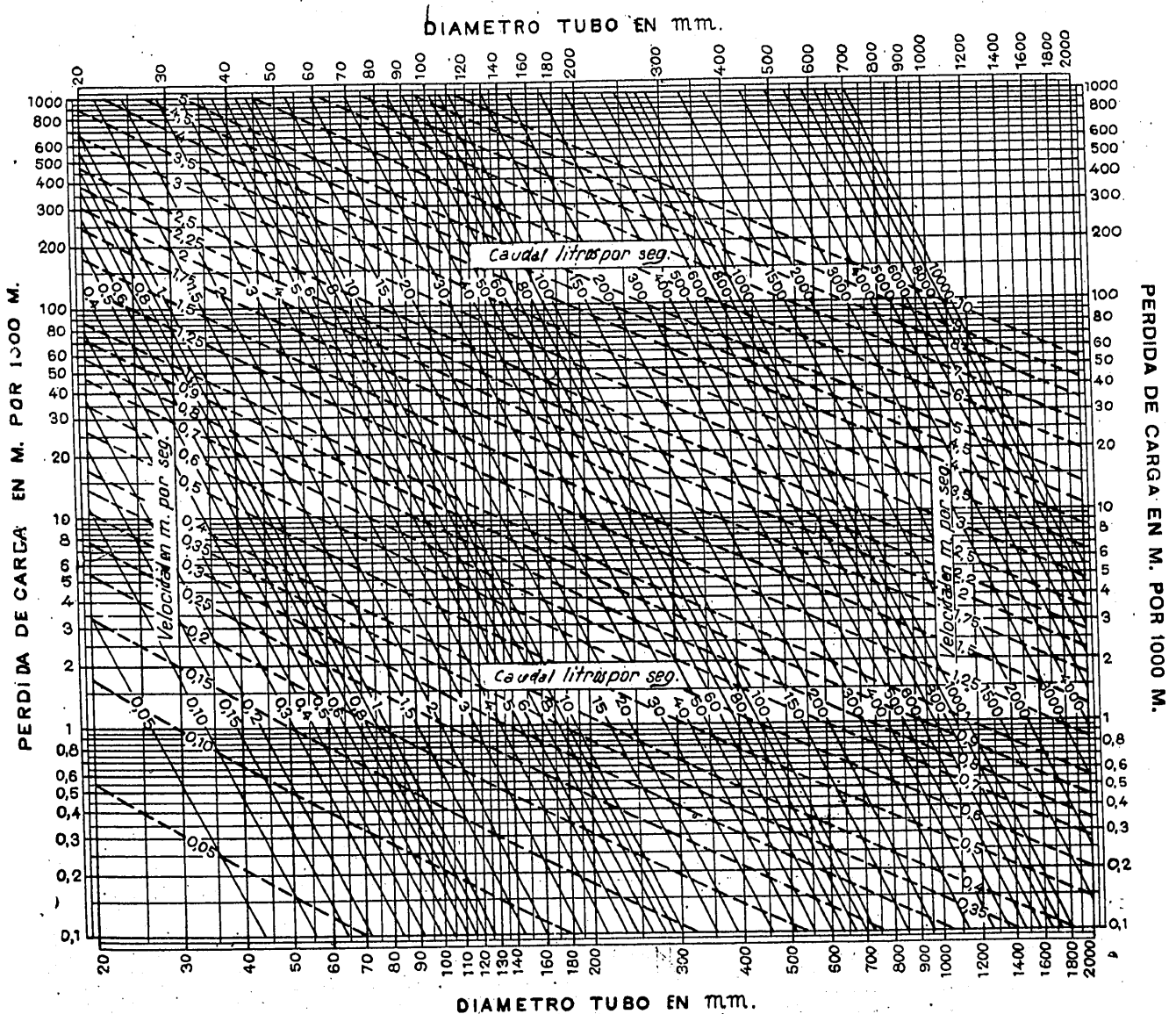


Figura 4.^a

Tuberías de palastro. — Hemos indicado antes las fórmulas que ligan las distintas variables que entran en el cálculo de la ventilación, con objeto de facilitar los cálculos; la figura 3.^a es un ábaco que liga la velocidad del aire en m./seg., el diámetro en mm. y el caudal en m.³/hora.

La figura 4.^a liga los valores anteriores y la pérdida de carga en m. por mil metros de tubería.

Las figuras 5.^a y 6.^a, el diámetro de las tuberías, longitud de las mismas y temperamentos.

Características de las tuberías. — Conocido el temperamento, que es un valor fijo, para una longitud y diámetro de tubería dados, según vemos anteriormente, puede dibujarse la curva que representa la expresión:

$$h = \frac{q^2}{\theta^2},$$

y que es una parábola llamada de resistencia o curva característica de la tubería.

Siguiendo el estudio de Maerks (*Der Bohrhämmer*, núm. 86, pág. 210, diciembre 1928), se han completado y desarrollado los ábacos que representan las figuras 7.^a a 15 para diámetros de 200 a 1 000 mm. y longitudes de 100 a 2 500 m. En ellas se ha tomado como cantidad máxima de aire para los diferentes

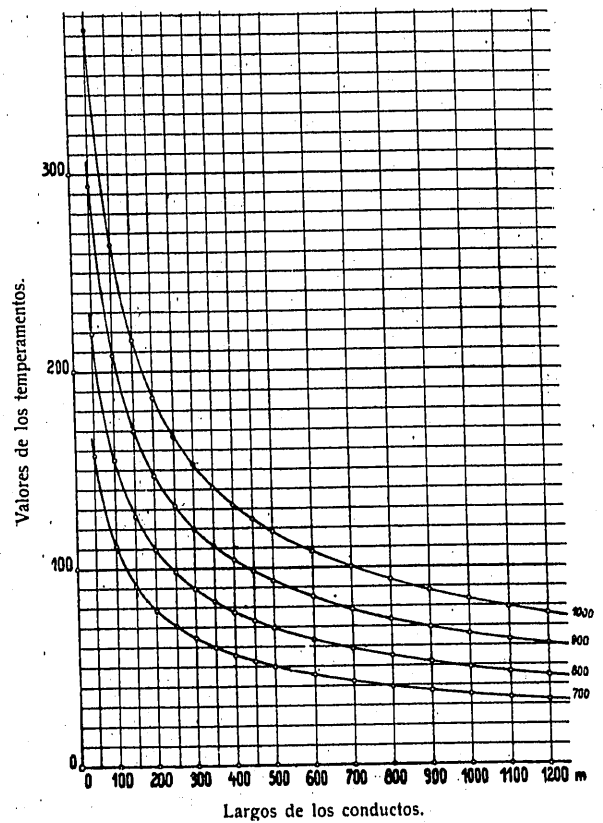


Figura 6.^a

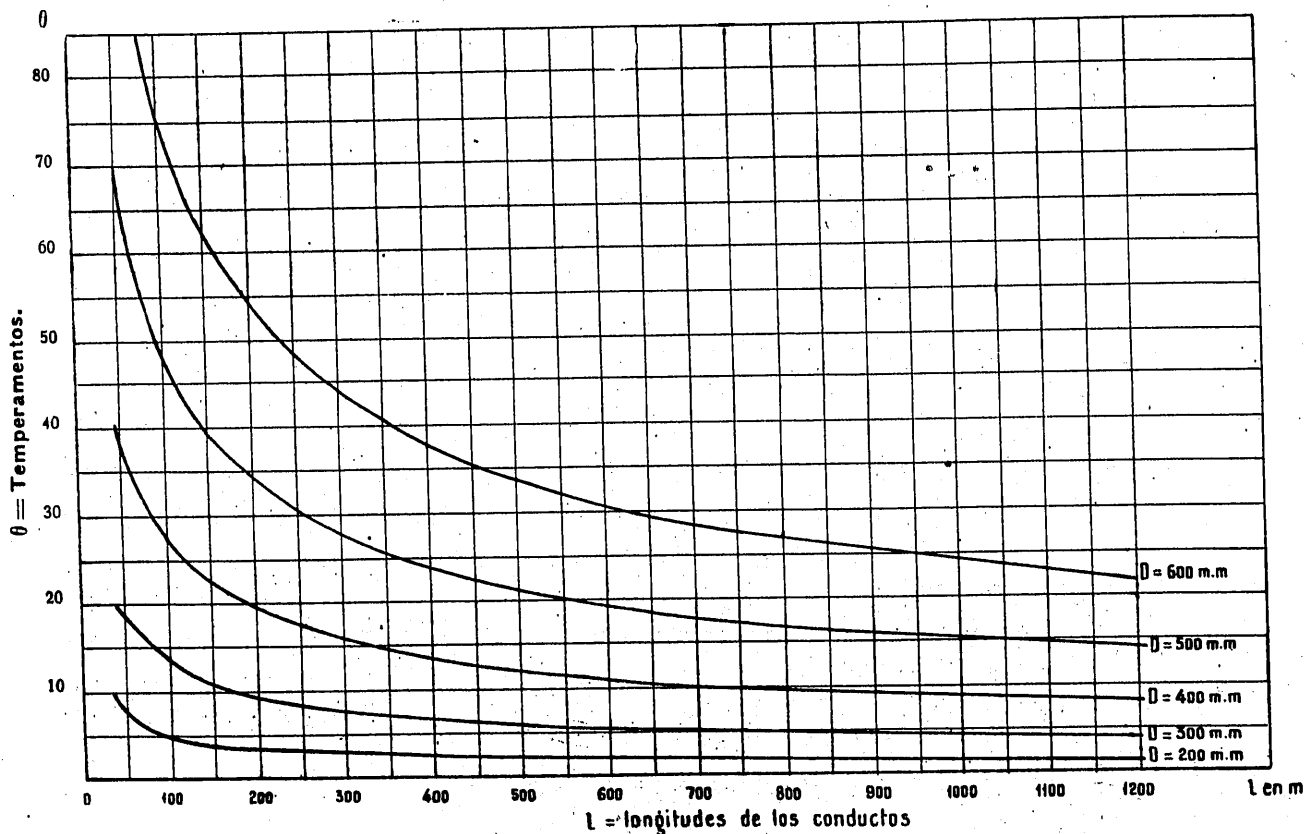
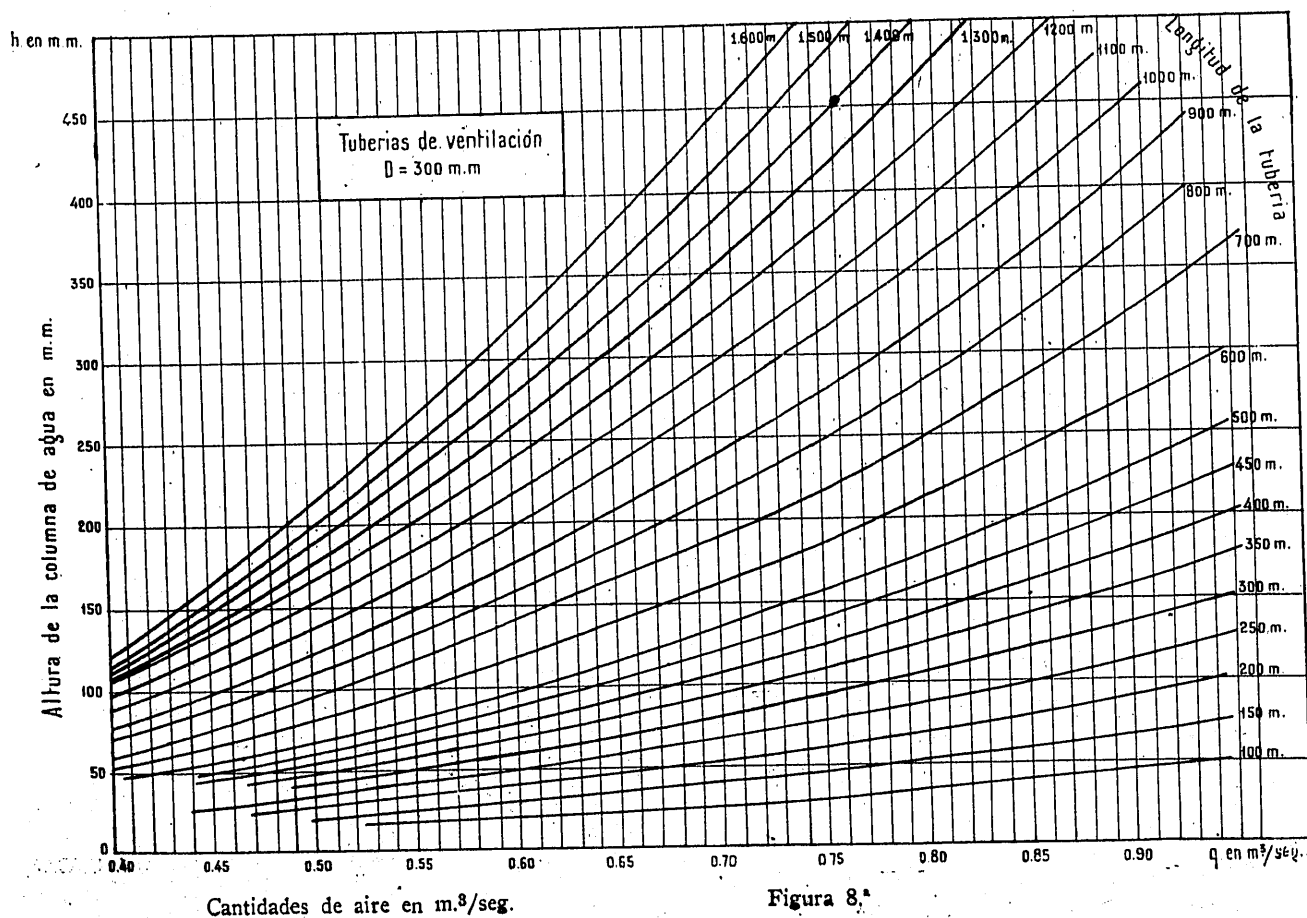
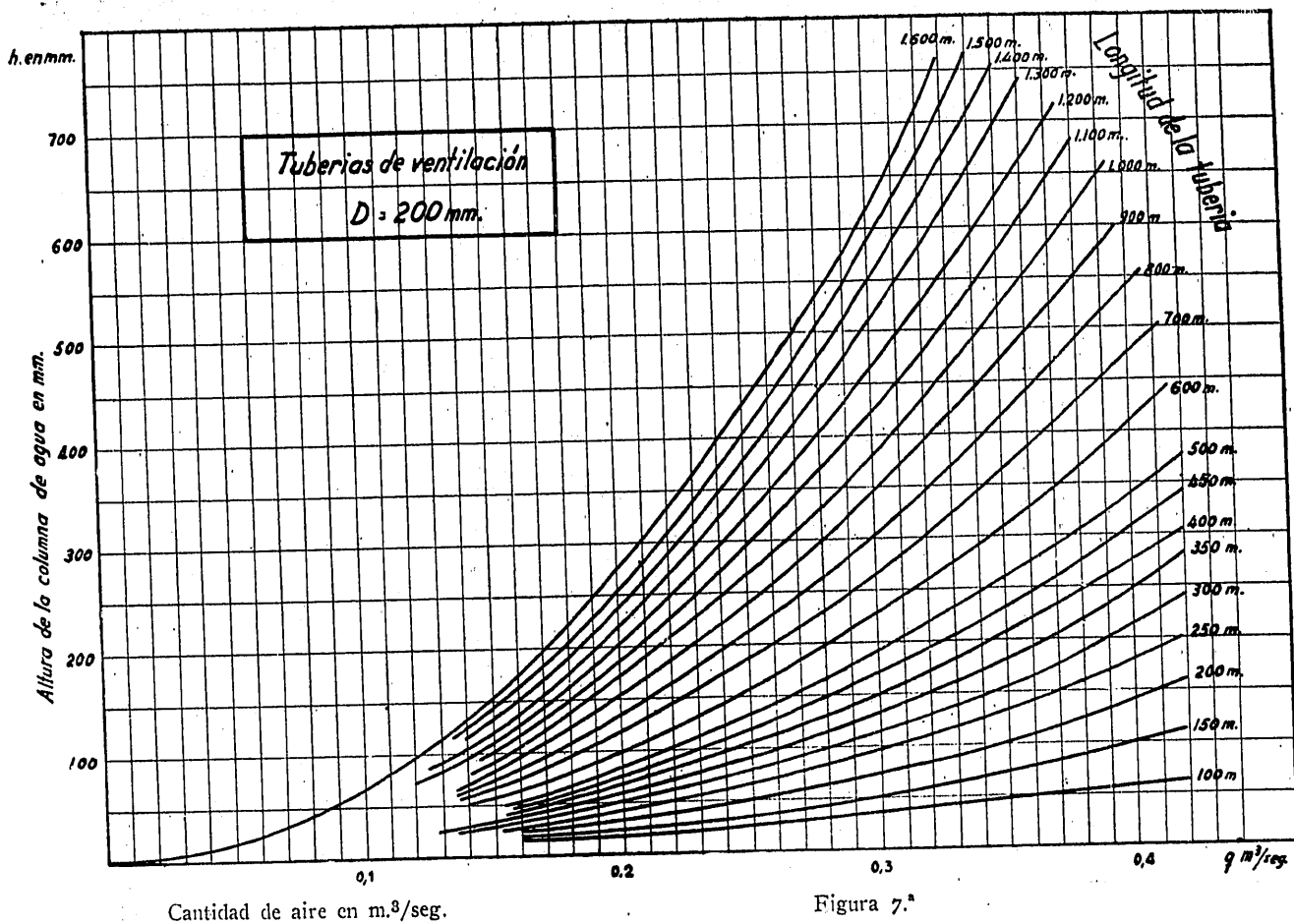


Figura 5.^a



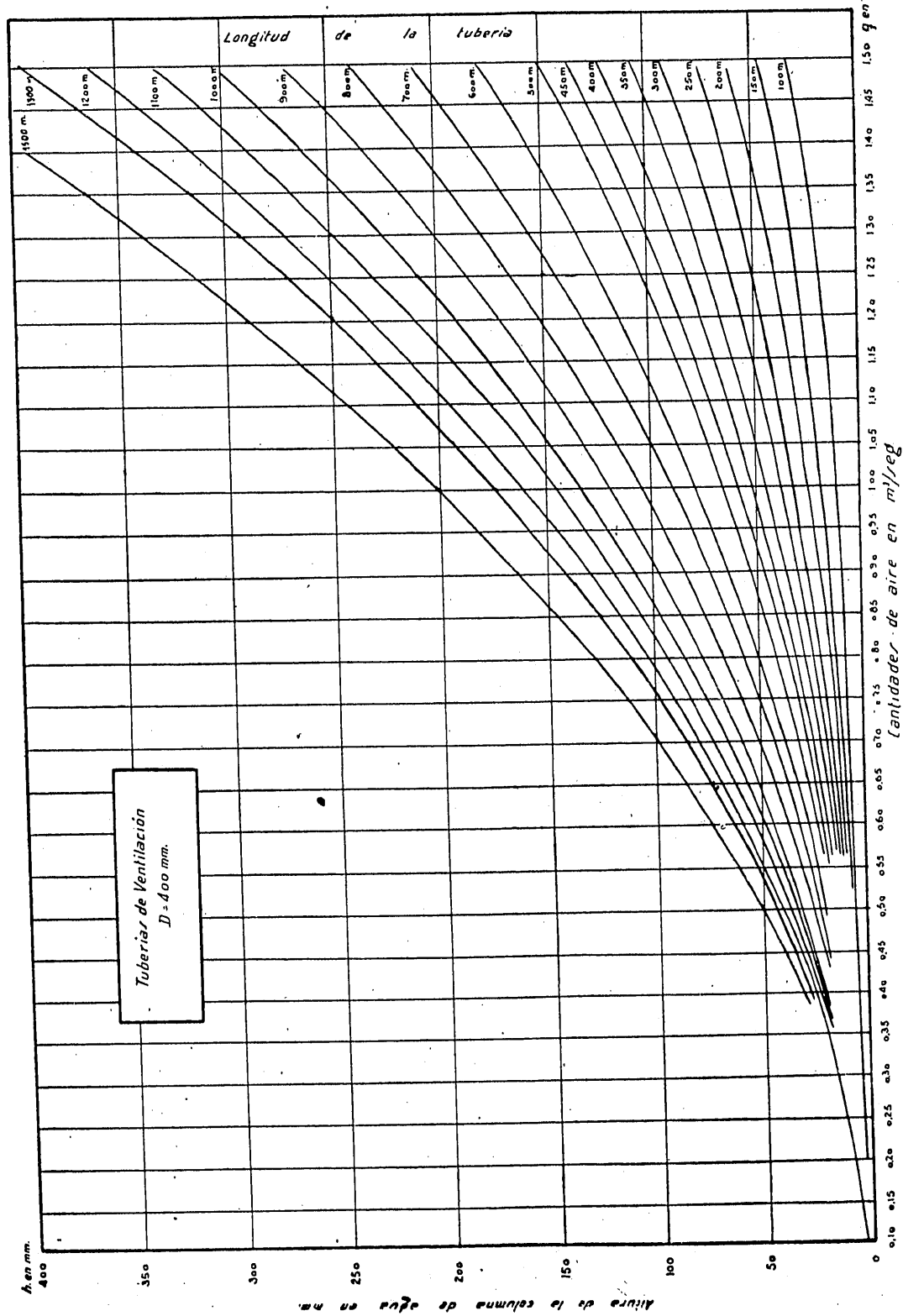


Figura 9.

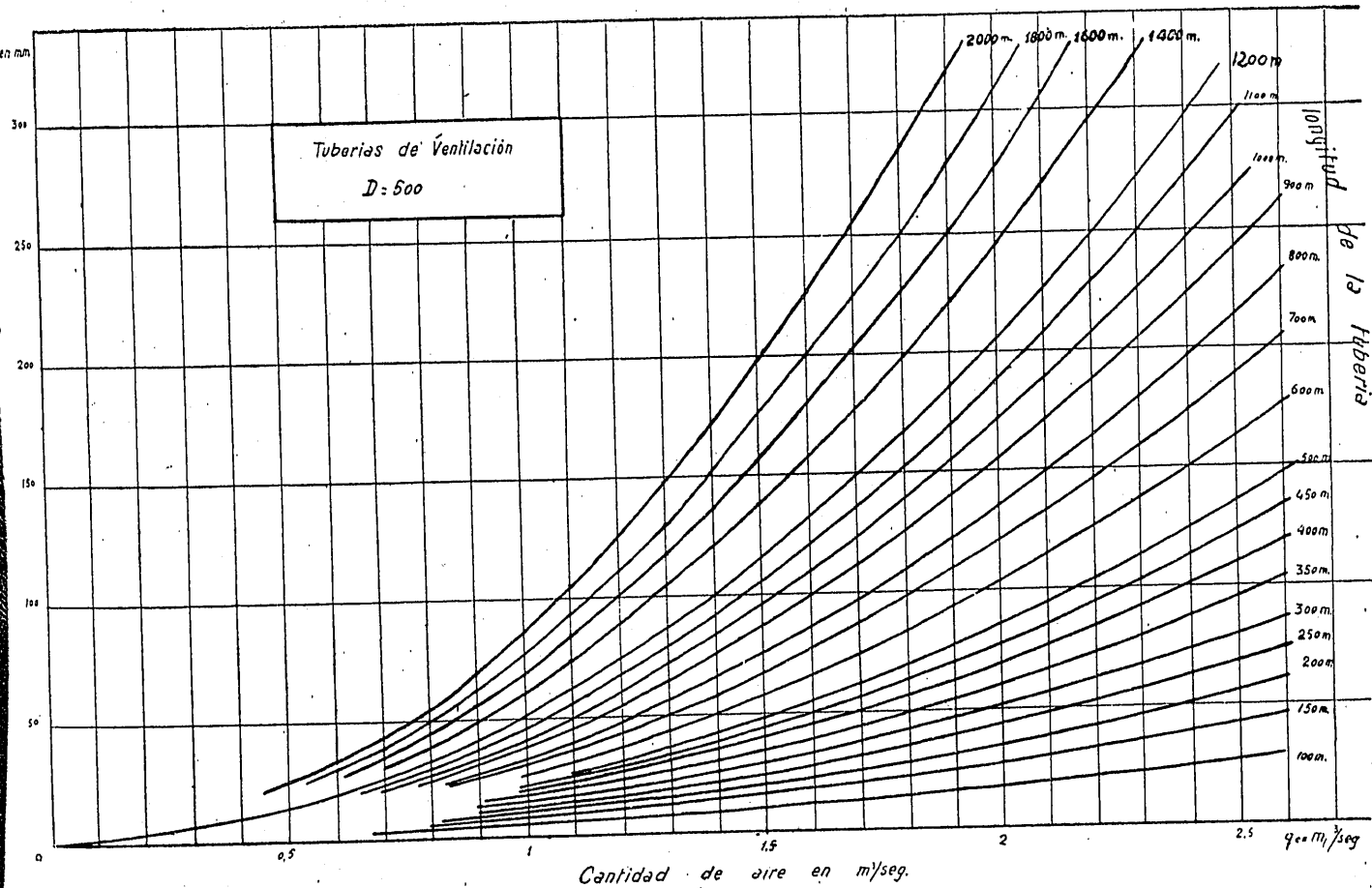


Figura 10.

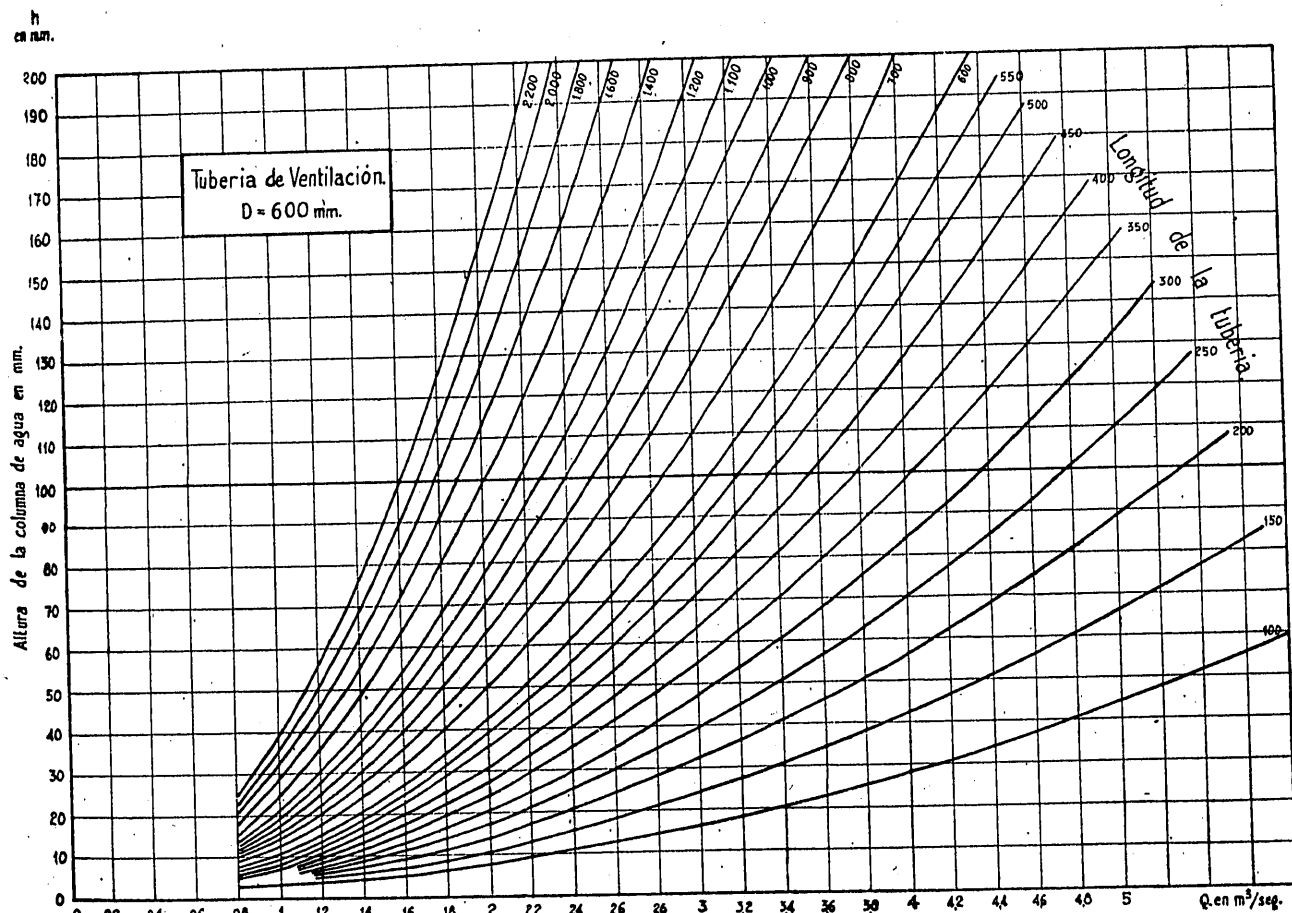


Figura 11.

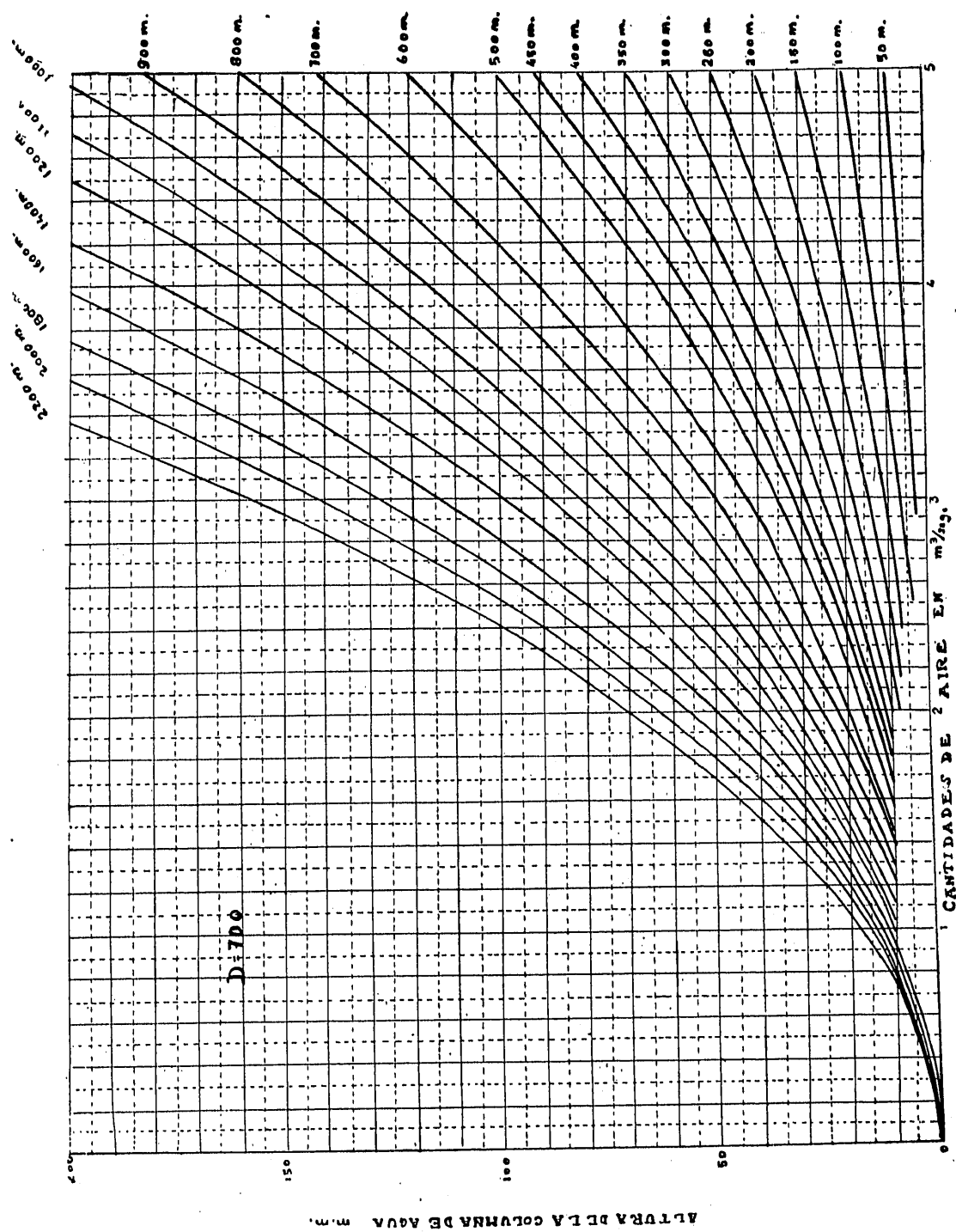


Figura 12.

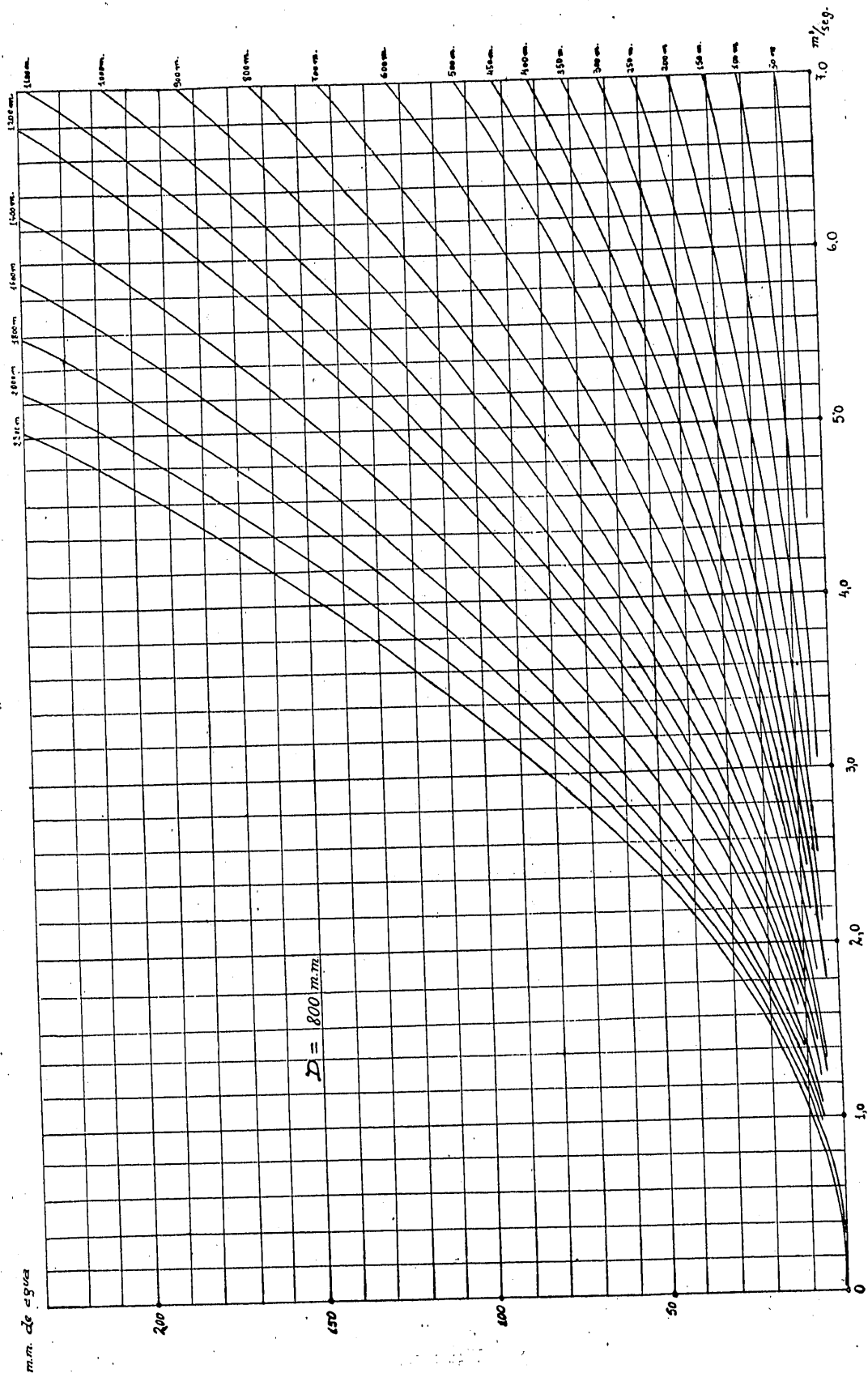


Figura 13.

mm. de columna
de agua.

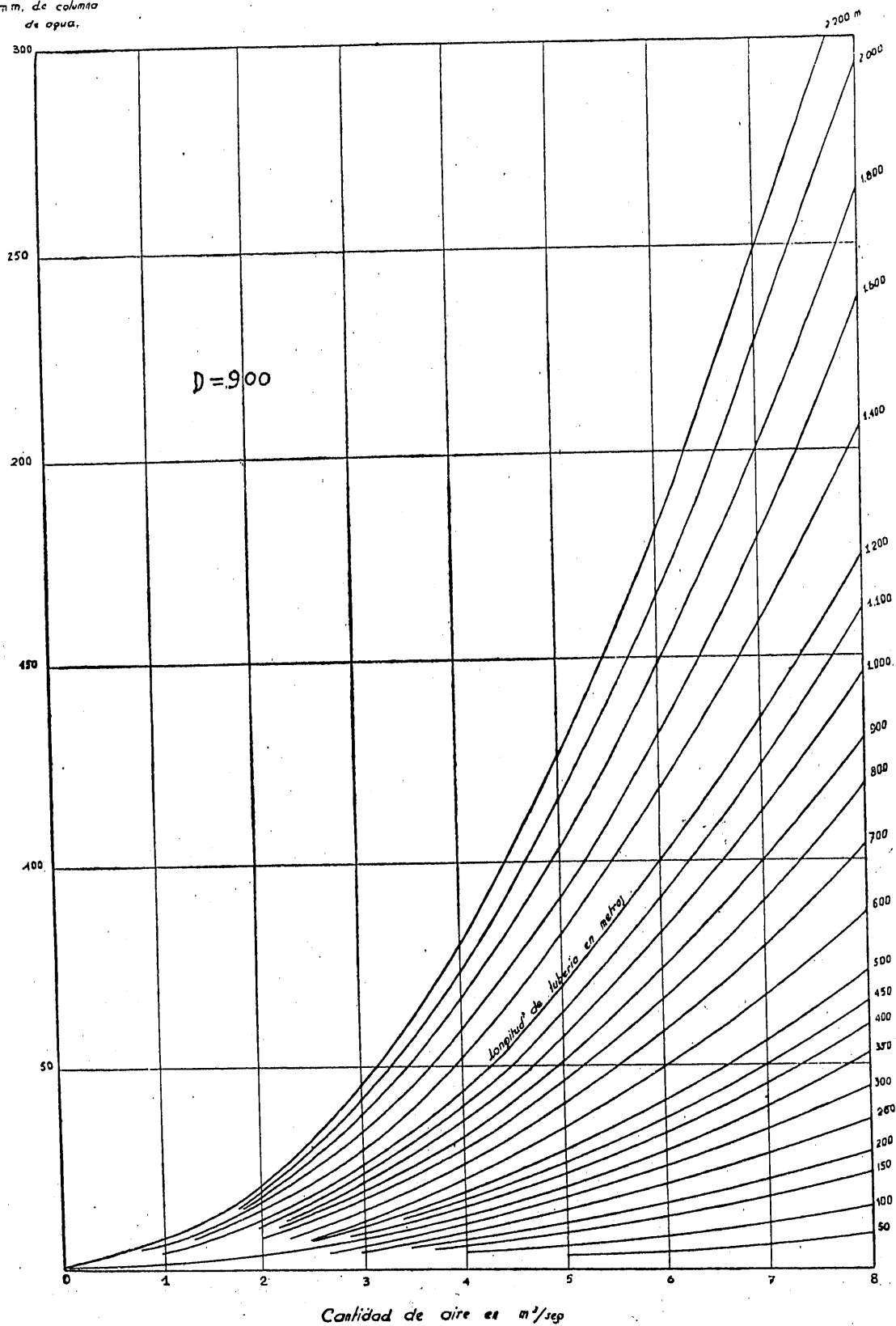


Figura 14.

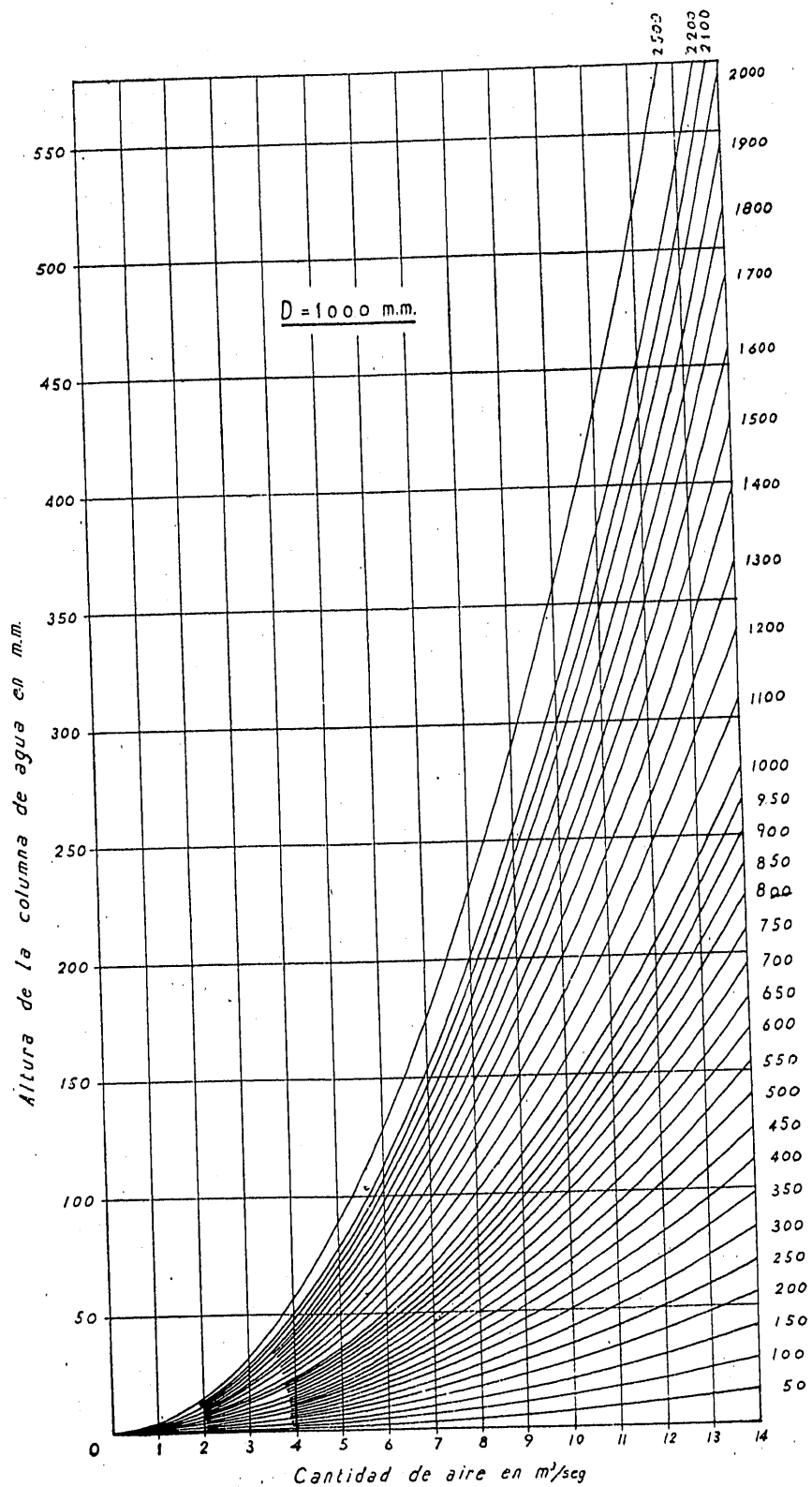


Figura 15.

conductos la que corresponde a una velocidad de aire de 12 m./seg.; es decir:

Para el de	200 mm.,	$Q = 0,21 \text{ m.}^3/\text{seg.}$
»	300 mm.,	$Q = 0,85$ »
»	400 mm.,	$Q = 1,51$ »
»	500 mm.,	$Q = 2,35$ »
»	600 mm.,	$Q = 3,39$ »
»	700 mm.,	$Q = 4,65$ »
»	800 mm.,	$Q = 6,04$ »
»	900 mm.,	$Q = 7,64$ »
»	1 000 mm.,	$Q = 9,42$ »

En las galerías, la velocidad del aire debe ser de 0,5 a 1 m./seg.

La ventaja de los conductos de gran diámetro se desprende de la comparación de las figuras 12 y 15. En efecto: si, por ejemplo, se quiere conducir por una tubería de 1 200 m. de largo una cantidad de aire de $4 \text{ m.}^3/\text{seg.}$, se ve en dichas figuras que para un diámetro de 1 000 mm. se necesita una altura de presión estática de $h = 28 \text{ mm.}$, mientras que para un diámetro de 700 mm. la altura de presión necesaria sería de $h = 155 \text{ mm.}$ Como el consumo de fuerza del ventilador es proporcional a las alturas de presión, el conducto de menor diámetro necesita una fuerza de accionamiento $\frac{155}{28} = 5,55$ veces mayor.

Control de la ventilación. — Aun hoy día no está suficientemente generalizado el hecho de que se puede ejercer el control de las cantidades de aire mediante sencillas mediciones de presión. Cuanto más elevada sea la presión, tanto mayor es la cantidad de aire suministrada. Cuando el conducto tiene fugas, también decrece la presión detrás del ventilador. La caída de presión será tanto más pronunciada cuanto más próximos al ventilador se encuentren los sitios permeables y también cuanto mayores sean estas fugas.

Si las fugas o sitios permeables se encuentran en los extremos de los conductos de ventilación, la caída de presión y pérdidas de aire que originan son relativamente pequeñas, porque allí la altura de la columna de agua está considerablemente disminuída, resultando una velocidad de salida por las fugas también relativamente pequeña. Por ello se aconseja emplear tubos en muy buenas condiciones en la primera parte de los conductos, así como uniones perfectamente impermeables en dicha primera parte.

La medición de la altura de la columna de agua es sumamente sencilla.

Se pueden emplear para ello tubos de vidrio con agua; pero como el vidrio es frágil y no siempre se dispone de agua, resulta más cómodo emplear manómetros pequeños y con mangueras de enchufe. En el

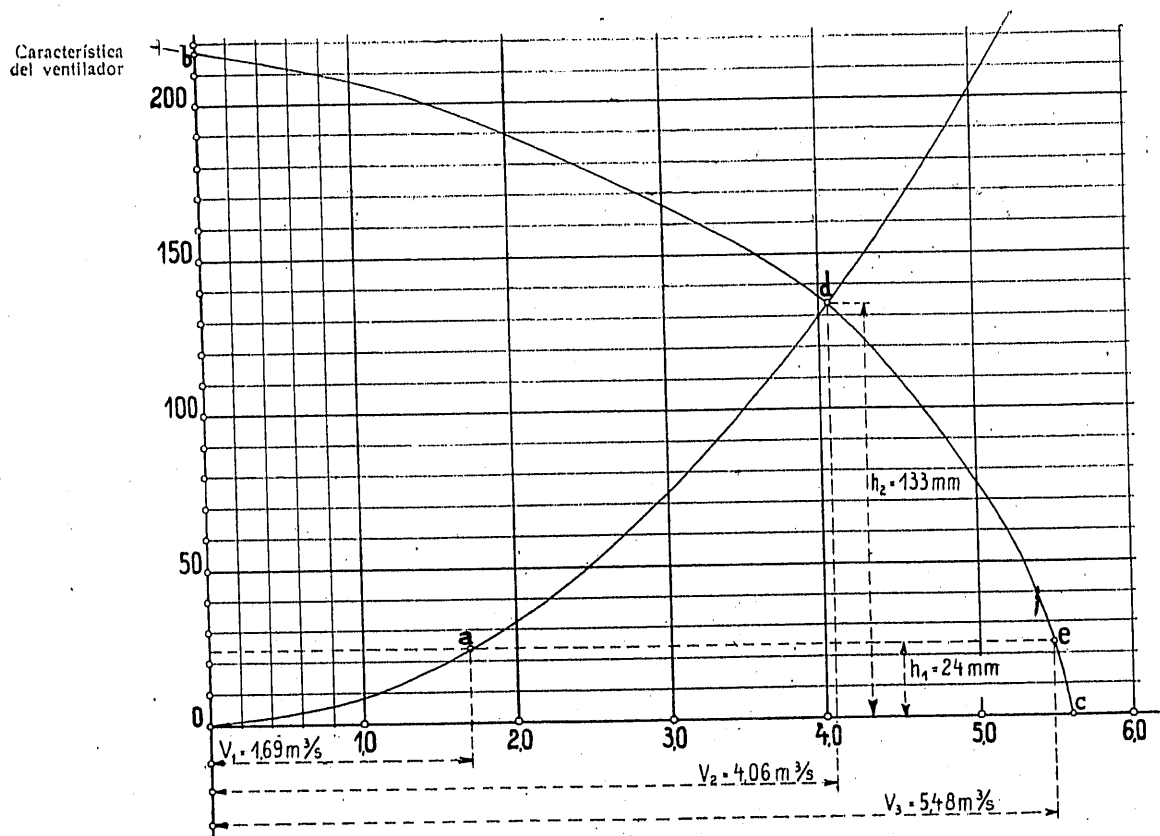


Figura 16.

conducto no es necesario ningún dispositivo especial; se abre sencillamente un agujero de unos 8 mm., donde se introduce, a poca profundidad, el extremo de la manguera, en sentido perpendicular a la pared. Después de realizada la medición, se cierra el agujero por medio de un tapón de madera, pudiendo así servir para sucesivas mediciones, con lo que se tiene un control constante de las presiones, que permite reconocer rápidamente y con facilidad los defectos en el conducto.

A base de las mediciones de presión, se pueden saber las cantidades de aire que circulan mediante las curvas características del conducto. Comparando los valores que se encuentren en dichas mediciones, se podrán reconocer rápidamente los ventiladores y conductos que se encuentren en malas condiciones.

El empleo de las curvas características de los conductos y ventiladores, para el estudio de estos problemas, facilita mucho su solución.

La figura 16 da un ejemplo en el que se ve la manera de proceder: Dibujadas las dos curvas características correspondientes al conducto y ventilador empleados, el punto de encuentro, *d*, es el punto de trabajo del ventilador, si el conducto está en buenas condiciones; es decir, no hay fugas. La abscisa de ese punto indica la cantidad de aire que el ventilador suministra, que resulta ser $V = 4,06 \text{ m}^3/\text{seg.}$; la ordenada nos da la presión que produce $h = 133 \text{ mm.}$

Si no existe dicha presión en el conducto, es que hay fugas. Supongamos, por ejemplo, que la medición de la presión nos da $h = 24 \text{ mm.}$ Trazando la paralela al eje de abscisas por el punto $h = 24$, vemos que esta recta corta a la característica del conducto en el punto *a* de abscisa $V = 1,69 \text{ m}^3/\text{seg.}$, que será la cantidad de aire que circula por el conducto, y ya vemos es inferior a la que circulaba en el caso de ser la tubería completamente impermeable. Pero, además, esa paralela trazada corta a la característica del ventilador en el punto *e*, cuya abscisa $V = 5,48 \text{ m}^3/\text{seg.}$ nos da la cantidad de aire suministrada por el ventilador. La diferencia, $5,48 - 1,69 = 3,79 \text{ m}^3/\text{seg.}$, es lo que se pierde en el conducto. La relación entre la cantidad que circula por la tubería y la suministrada por el ventilador se llama grado de suministro, y en el caso de la figura que estamos considerando, resulta ser de $\frac{1,69}{5,48} = 0,31$, lo que quiere decir que del aire impulsado por el ventilador solamente el 31 por 100 llega al frente de trabajo, perdiéndose el 69 por 100 por las fugas.

Vemos, pues, las grandes desventajas que tiene el empleo de tuberías en malas condiciones. y que son:

- 1.ª La pérdida de aire.
- 2.ª La sobrecarga que esta pérdida de aire impone al ventilador. En la citada figura 16 se ve, en efecto,

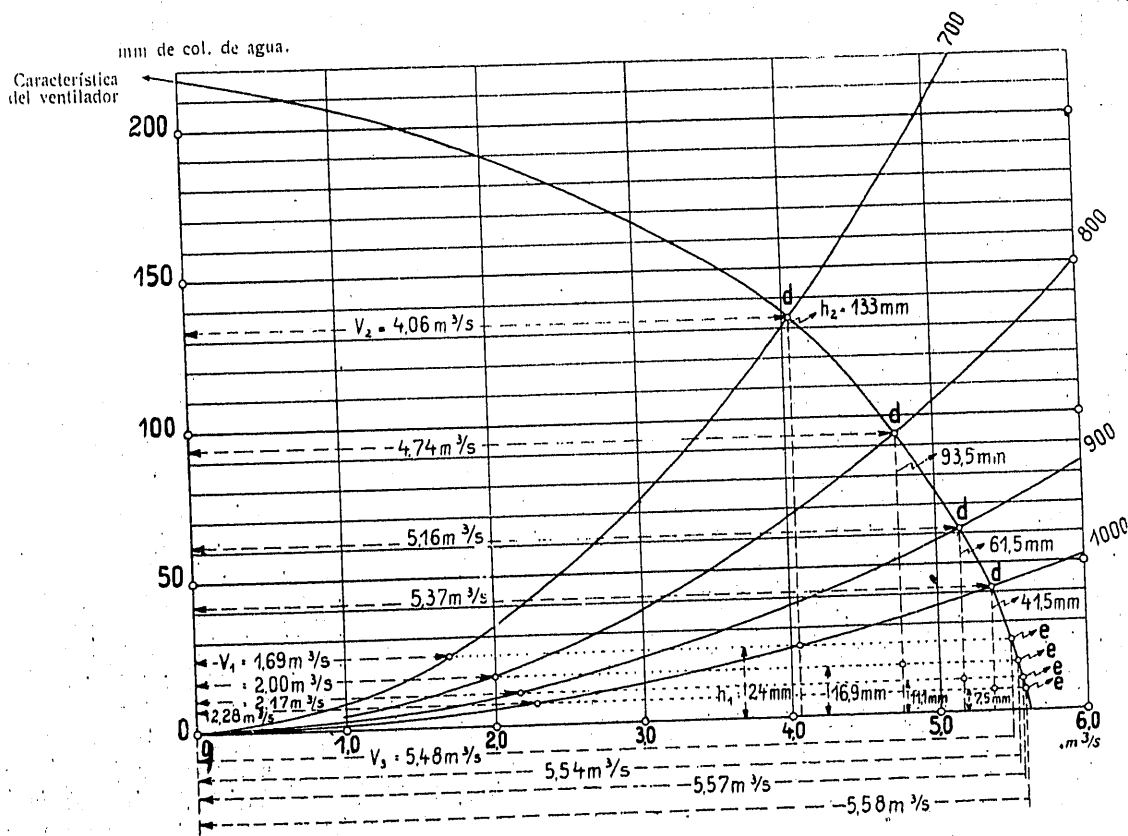


Figura 17.

que cuanto menor sea la contrapresión, es decir, cuanto más fugas haya, el ventilador suministra más cantidad de aire. Ello obliga a aumentar la fuerza de accionamiento necesaria, lo cual es perjudicial, especialmente cuando se trata de un motor eléctrico, porque al quedar sobrecargado el motor, se calienta.

Con lo anteriormente expuesto, se ha demostrado que las mediciones de presión en conductos de aire de ventilación, para saber si pierden o no, nos proporcionan un medio cómodo para conocer el estado de funcionamiento de la ventilación, no por mediciones casuales, sino regulares, que nos permiten, por la comparación de los valores obtenidos, reconocer y arreglar rápidamente los defectos o averías que pudieran surgir.

Empleo del mismo ventilador en conductos de diámetros diferentes. — En la figura 17 se han dibujado la característica de un ventilador y las de los conductos de 700, 800, 900 y 1 000 mm. de diámetro, supuestos todos del mismo largo, $l = 1\ 000$ m., cuya comparación vamos a hacer.

Suponiendo que todos los conductos son perfectamente impermeables, el ventilador toma los puntos de trabajo d , intersección de su característica con las de los diferentes conductos. Se obtienen así las siguientes alturas de presión y cantidades de aire:

Diámetros	Cantidad de aire — m. ³ /seg.	Altura de presión — mm.
700	4,06	133,00
800	4,74	93,50
900	5,16	61,50
1 000	5,37	41,50

Vemos, pues, que, con el mismo ventilador, las tuberías de mayor diámetro suministran cantidades de aire mayores; con alturas de presión, más pequeñas. Sin embargo, la fuerza absorbida también aumenta para los conductos mayores, tanto más cuanto que el rendimiento del ventilador en la última parte de su característica es pequeño, pues para un aumento considerable de la presión, apenas varía la cantidad de aire. De ello se deduce que el ventilador cuya característica es la de la figura, resulta pequeño para los conductos de 900 y 1 000 mm. de diámetro.

La combinación de las características del ventilador y de la tubería constituyen un medio auxiliar muy práctico para saber los límites de empleo de los ventiladores.

En cuanto a la influencia de la permeabilidad al aumentar el diámetro del conducto, puede verse también fácilmente en el diagrama.

Si consideramos que, debido a las pérdidas en el conducto de 700 m., en vez de los 133 mm. de altura de presión que nos da la tabla de más arriba, tenemos una presión de 24 mm., la relación de alturas de presión será de $\frac{24}{133} = 0,18$. Tomando esta misma relación

de alturas de presión para las otras tuberías, según las consideremos impermeables o no, la altura de presión que obtendremos para cada una de ellas será:

Conducto de 800 mm, $0,18 \cdot 93,50 = 16,9$ mm.

» 900 mm, $0,18 \cdot 61,50 = 11,1$ »

» 1 000 mm., $0,18 \cdot 41,50 = 7,5$ »

Trazando las paralelas al eje horizontal, a las distancias que acabamos de hallar, como se hace en la figura 17, los puntos de intersección con las características de las tuberías y del ventilador nos dan, para cada conducto, las cantidades de aire que suministra la tubería y que el ventilador impulsa, dividiendo las cuales tendremos el grado de suministro de cada tubería. Resumimos los valores que se obtienen, en el siguiente cuadro:

Diámetros de los conductos — mm.	CANTIDADES DE AIRE		Grado de suministro
	Impulsadas — m. ³ /seg.	Llegadas — m. ³ /seg.	
700	5,48	1,69	0,31
800	5,54	2,00	0,36
900	5,57	2,17	0,39
1 000	5,58	2,28	0,41

Según se ve en este cuadro, para las mismas condiciones de permeabilidad, el tubo de menor diámetro es el que mayor cantidad de aire pierde. Cuanto más grande es el diámetro, mayor es el grado de suministro. Por ello deben emplearse conductos de gran diámetro en la ventilación, para reducir en lo posible las pérdidas que casi inevitablemente se producen en las uniones.

Ya se ha visto que las pérdidas originan una mayor fuerza de accionamiento necesario. Como, por otra parte, según enseña la experiencia, los gastos de accionamiento y entretenimiento de las instalaciones de ventilación, sin amortización e intereses, importan aproximadamente un 70 por 100 de los gastos totales, el coste de adquisición más elevado de los conductos de mayor diámetro no tiene importancia, ya que es compensado al poco tiempo por los gastos de accionamiento más reducidos. Toda la instalación trabajará con una economía mucho mayor cuando se trate de conductos grandes que cuando éstos sean estrechos.

Potencia necesaria. — Si q es el caudal en m.³/seg., d la densidad y h la depresión en altura de agua y η el rendimiento, tendremos:

$$P = \frac{q \cdot h \cdot d}{\eta \cdot 75}$$

Como además, $h = \frac{q^2}{0.2}$, resulta:

$$P = K q^3.$$

La potencia es, pues, proporcional al cubo del caudal de aire. Para duplicar el cubo de aire es necesario multiplicar por 8 la potencia. Si se duplica la potencia, se multiplica el caudal por $\sqrt[3]{2} = 1,25 q$; aumenta pues, aproximadamente, $\frac{1}{4}$.

Fórmulas prácticas. — Biadego da los valores siguientes para varios tipos de conductos, con la potencia a instalar:

Longitud del conducto	Diámetro	Potencia
1 Km.	0,25 m.	5 a 10 HP.
2 Km.	0,30 m.	10 a 20 HP.
3 Km.	0,35 m.	20 a 30 HP.

Magny indica que por kilómetro de longitud y metro cuadrado de sección se necesitan 0,5 Kw. de potencia en el ventilador. Si la temperatura del avance es elevada, se toma 1 Kw. o más, si fuera necesario.

Por metro cúbico/minuto, hay que contar en el árbol del ventilador con una potencia en CV. de:

Potencia en CV.	0,7	0,9	1	1,5	2,0	2,7
Presión en m. de agua.	1	2	3	5	7	10

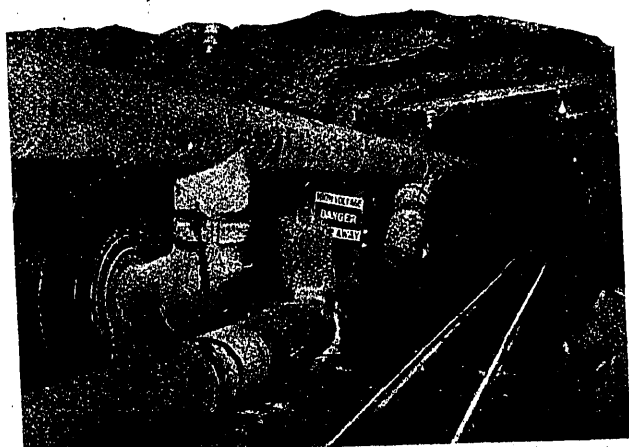


Figura 18.

Tuberías de caucho. — Las tuberías comúnmente empleadas son y han sido siempre de palastro, que van apoyadas en una de las esquinas inferiores de la galería o colgadas como indica la figura 18. Se em-



Figura 19.



Figura 20.

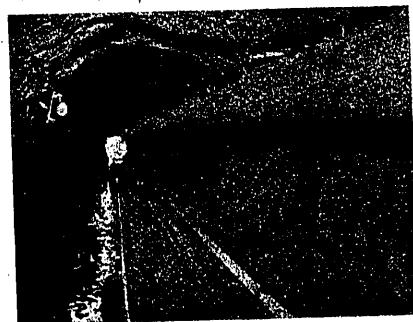


Figura 21.

plearon, a veces, tuberías de hormigón, y modernamente se han empleado tuberías de caucho, que son, al parecer, más manejables, como indican las figuras 19 y 20, y se emplean colgadas como indica la figura 21.

Tipos de ventiladores. — Dos son los tipos de ventiladores: ventilador centrífugo, en el que la admisión de aire es por el centro y la expulsión con caja espiral

por la periferia, y ventilador-turbina o turboventilador, con admisión de aire motriz por la periferia, impulsando la rueda al mismo tiempo que crea la succión del aire. También se emplean los compresores rotati-

requiere una caja especial, lo que le hace más pesado y más caro.

La figura 22 indica un ventilador centrífugo con motor eléctrico acoplado directamente y detalle del

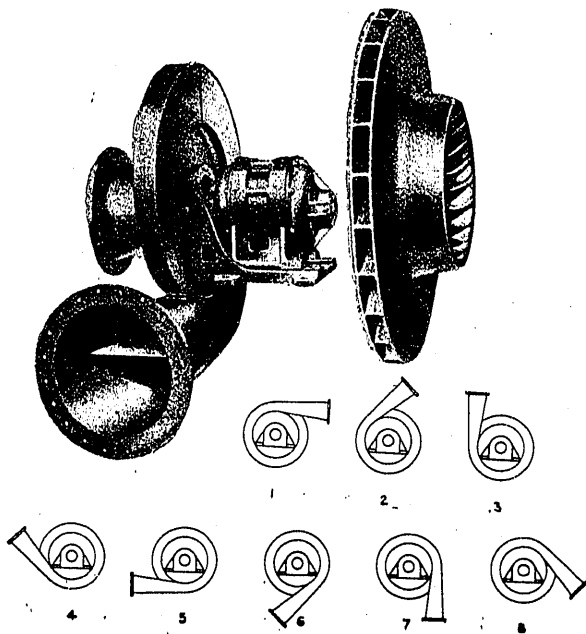


Figura 22.

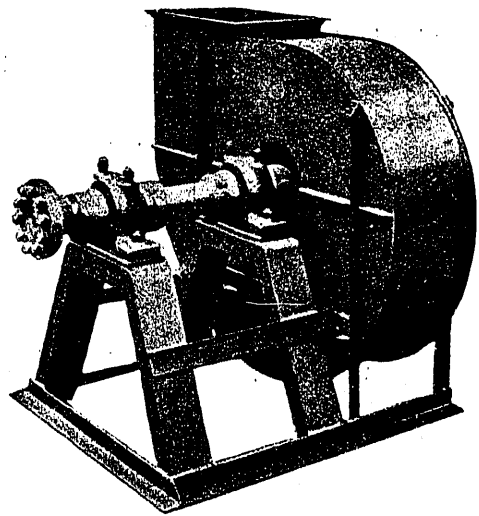


Figura 24.

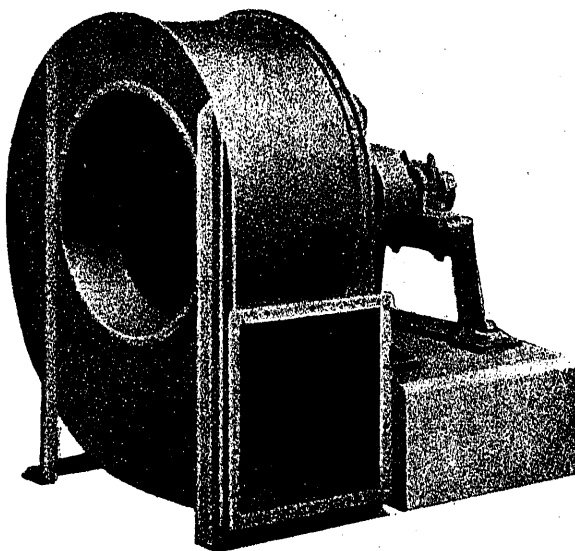


Figura 23.

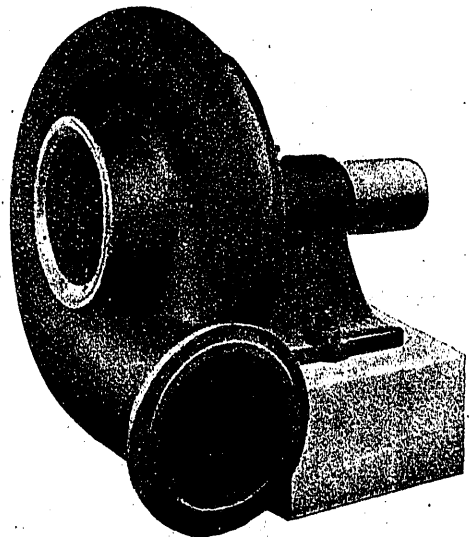


Figura 25.

vos en función inversa, como depresores o bombas de vacío.

Ventilador centrífugo. — El ventilador centrífugo ofrece la ventaja de una mayor economía, además de producir con facilidad altas presiones, y tiene un rendimiento mecánico del 60 al 70 por 100. Sin embargo,

rodete del mismo. También se indican ocho disposiciones o formas de montaje del mismo.

Se clasifican en ventiladores de baja presión, para presiones medidas en altura de agua de 5 a 50 mm. (figura 23). Ventiladores de presión media para presiones de 30 a 200 mm. de altura de agua (fig. 24). Ventiladores de alta presión para presiones de 100 a

1 000 mm. de altura de agua (fig. 25). Algunas casas llegan con este límite superior a 2 000 mm.

Para presiones más altas de 3 000 a 7 000 mm. de altura de agua, las máquinas se llaman soplantes. La figura 26 indica este tipo de máquinas.

Turboventilador. — El ventilador de paletas helicoidales trabaja con menos economía; su rendimiento mecánico llega, a lo sumo, al 30 por 100, pero se puede colocar en el propio conducto, prescindiéndose de piezas de unión y soportes especiales.

En la actualidad se emplean bastantes ventiladores

de paletas helicoidales, con accionamiento análogo al de las turbinas de aire o eléctricamente, los que, en numerosos ensayos, dieron resultados económicos favorables. El accionamiento, análogo al de las turbinas, tiene las ventajas siguientes:

- 1.^a Mayor sencillez en el manejo.
- 2.^a Seguridad grande en el servicio.
- 3.^a Ausencia completa de peligro.

La figura 27 representa un turboventilador. Las cuatro paletas son los rayos de una rueda de turbina

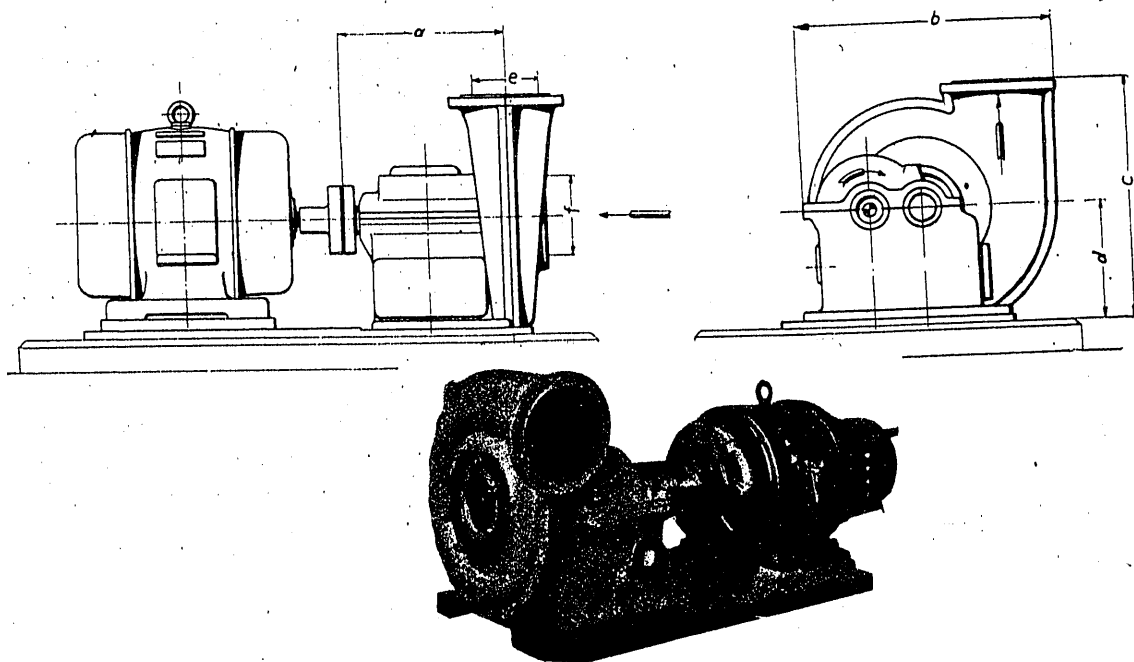


Figura 26.

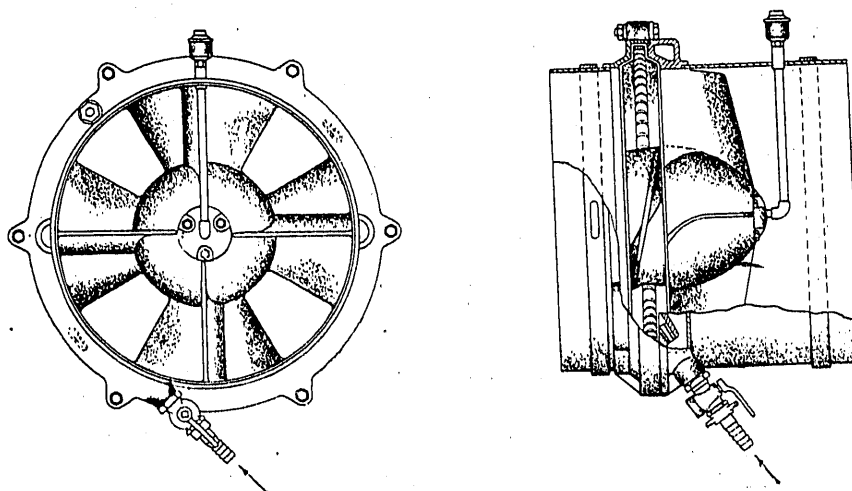


Figura 27.

con corona provista de paletas, las cuales reciben el aire comprimido en la dirección del eje. El aire comprimido sale de dos toberas intercambiables, de forma

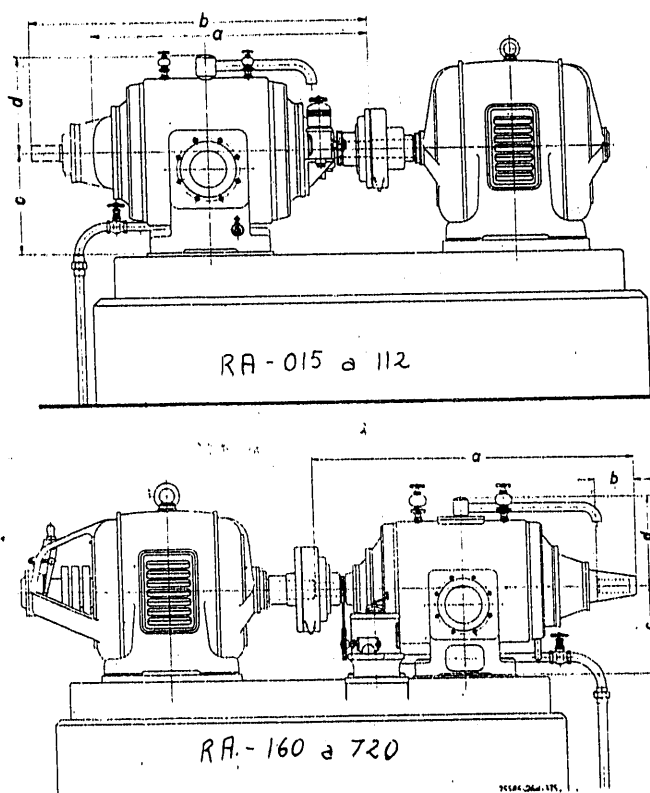


Figura 28.

que, según la cantidad de aire deseada en la ventilación, se pueden colocar toberas grandes o pequeñas. Con las toberas grandes aumenta el número de revoluciones y simultáneamente la cantidad de aire suministrada. Puede también cerrarse una de las toberas, dejando en servicio sólo la otra, con lo que el rendimiento se reduce a la mitad del obtenido con las dos toberas.

Esta excelente y sencilla regulación de la cantidad de aire no la tiene ningún otro sistema de accionamiento. Unas paletas directrices especiales, colocadas en el lado de entrada del aire, aumentan el rendimiento del ventilador.

Para la conservación no hace falta más que renovar el engrase, por masa consistente, de los cojinetes de bola, lo cual se hace de vez en cuando. El montaje es sumamente sencillo, limitándose a colocar el trozo de conducto en cuyo interior vaya el ventilador al frente del conducto de ventilación.

Dado que el rendimiento al accionar la rueda de paletas con aire comprimido es pequeño, se emplea mucho este tipo de turboventilador accionando la rueda de paletas eléctricamente.

Bombas de vacío. — Son los mismos compresores rotativos con funcionamiento invertido. La figura 28 indica este tipo de bombas, interesante para funcionar como compresores, impulsando aire, o como bombas de vacío, aspirando aire.