



0000223

Extracción neumática de residuos de elaboración de maderas

BIBLIOTECA
INSTITUTO FORESTAL

7 JUN. 1974



INFOR

INSTITUTO FORESTAL

agente 4

EXTRACCION
NEUMATICA
DE RESIDUOS
DE
ELABORACION
DE
MADERAS

BIBLIOTECA
INSTITUTO FORESTAL

Autor:

RIGOBERTO ROJO G.

Instituto Forestal

Division Industrias

Santiago, Chile

1 9 7 4

(C) INSTITUTO FORESTAL

Inscripción N° 41.688, 1973

INSTITUTO FORESTAL

Valenzuela Llanos 1061

Casilla 3085

Santiago, Chile

1 9 7 4



INFOR

SUMARIO

	Página
RESUMEN	5
ABSTRACT	5
INTRODUCCION	7
SISTEMAS DE EXTRACCION NEUMATICOS	9
Tipos de neumotransportadores	9
Etapas de diseño	11
DISEÑO Y CALCULO DE COMPONENTES	11
Colectores o boca-tomas	11
Succión en los colectores	12
Velocidades de conducción de residuos	19
Volumen de aire entrando en los ductos	19
Coeficiente de entrada	21
Cálculo de flujo	22
Pérdidas de presión	28
Pérdida en codos	30
Pérdida en conexiones T	33
Pérdidas en bifurcaciones	34
DISEÑO TIPICO	34
Ductos	34
Ventilador y motor acoplado	43
Caída de presión en ciclones	45
Consumo de potencia	45
BIBLIOGRAFIA	48
ANEXOS	49
ANEXO 1: CONSTRUCCION DE CICLONES DE GRAN DIAMETRO	51
Ciclones tradicionales	51
Ciclones de baja pérdida	51
ANEXO 2: INCINERADORES MC. CASHNEY	53
TERMINOLOGIA	69

R E S U M E N

Esta publicación está dirigida a solucionar el problema de la extracción de residuos en plantas de elaboración de maderas mediante sistemas neumáticos.

Se explica cómo diseñar o comprar un sistema de extracción que se adecúe eficiente y económicamente a las necesidades de una planta de elaboración.

En forma de anexo se entrega la información necesaria para el dimensionamiento y construcción de ciclones e incineradores apropiados para estos sistemas.

A B S T R A C T

This publication is intended to solve the problem of extracting the wood-waste in wood-working plants by means of pneumatic systems.

It deals with the designing or buying of pneumatic exhaust systems that meets properly and economically the needs of wood-working plants.

A document with the necessary information, providing measures and manufacturing of cyclons and burners suitable for these systems is added.

INTRODUCCION

La industria maderera está consciente de la necesidad de evacuar rápidamente sus desperdicios manteniendo un nivel adecuado de higiene y bienestar en el trabajo. Sin embargo, no está bien informada de cómo satisfacer estas necesidades. El objetivo de esta publicación es entregar al personal técnico las herramientas necesarias para diseñar sistemas de extracción neumática de aserrín y viruta, los cuales constituyen el volumen más importante del total de desechos que se producen en las industrias.

Aunque en teoría, la dinámica de los fluidos es una ciencia exacta, para aplicaciones prácticas como la indicada, presenta serias dificultades de cálculo ya que en general las materias en suspensión, que son los desechos a eliminar, corresponden a partículas no homogéneas en peso y forma, como también en volumen de alimentación. Por lo dicho no es posible exponer una marcha de cálculo rigurosa, sino más bien entregar una recopilación de antecedentes extractados de las publicaciones citadas en la Bibliografía.

Se trató de recopilar aquellas fórmulas más conocidas que utilizan variables de fácil determinación. Los coeficientes empíricos que se dan, se obtuvieron en túneles de prueba de los diversos fabricantes de estos equipos y en mediciones hechas en sistemas en funcionamiento.

Los anexos 1 y 2 entregan la información necesaria para el dimensionamiento y construcción de ciclones e incineradores apropiados para estos sistemas. Ellos son el complemento casi obligado que acompaña a todo sistema de extracción de residuos en la elaboración de maderas.



SISTEMAS DE EXTRACCION NEUMATICOS

Tipos de neumotransportadores

El movimiento de las partículas se produce dentro de las tuberías debido a la diferencia de presiones entre el comienzo y el final de los ductos.

De acuerdo a estas diferencias de presiones, las instalaciones pueden sub-dividirse en: aspirantes, impelentes y combinaciones aspirante-impelente.

En una instalación aspirante se produce succión del material por una tobera o colector en el extremo de la tubería.

En una instalación impelente el material se introduce por un alimentador a la tubería: el soplador o compresor, según sea el caso, entrega el aire comprimido a la tubería.

En una instalación combinada aspirante-impelente, el material se transporta por aspiración en la parte delantera, y en la parte restante por impulsión. (Ver figura 1).

Aunque los elementos entregados posibilitan el diseño de cualquiera de estas instalaciones, se tomará como base para la exposición un sistema aspirante, por ser el más usual en la industria de elaboración de maderas.

Entre las ventajas de estos sistemas se cuentan:

- Su sencillez y comodidad de instalación.
- No requiere mantención especial.
- Posibilidad por medio de las desviaciones o ramales de la tubería de trasladar material de uno a varios puntos o de varios a uno solo.
- Posibilidad de alcanzar una gran longitud con una sola instalación.
- Alta automatización en la acción.
- Evacuación instantánea.

Las principales desventajas son:

- Alto consumo de energía.
- Alto desgaste de las tuberías, especialmente en caso de transportar materiales abrasivos.



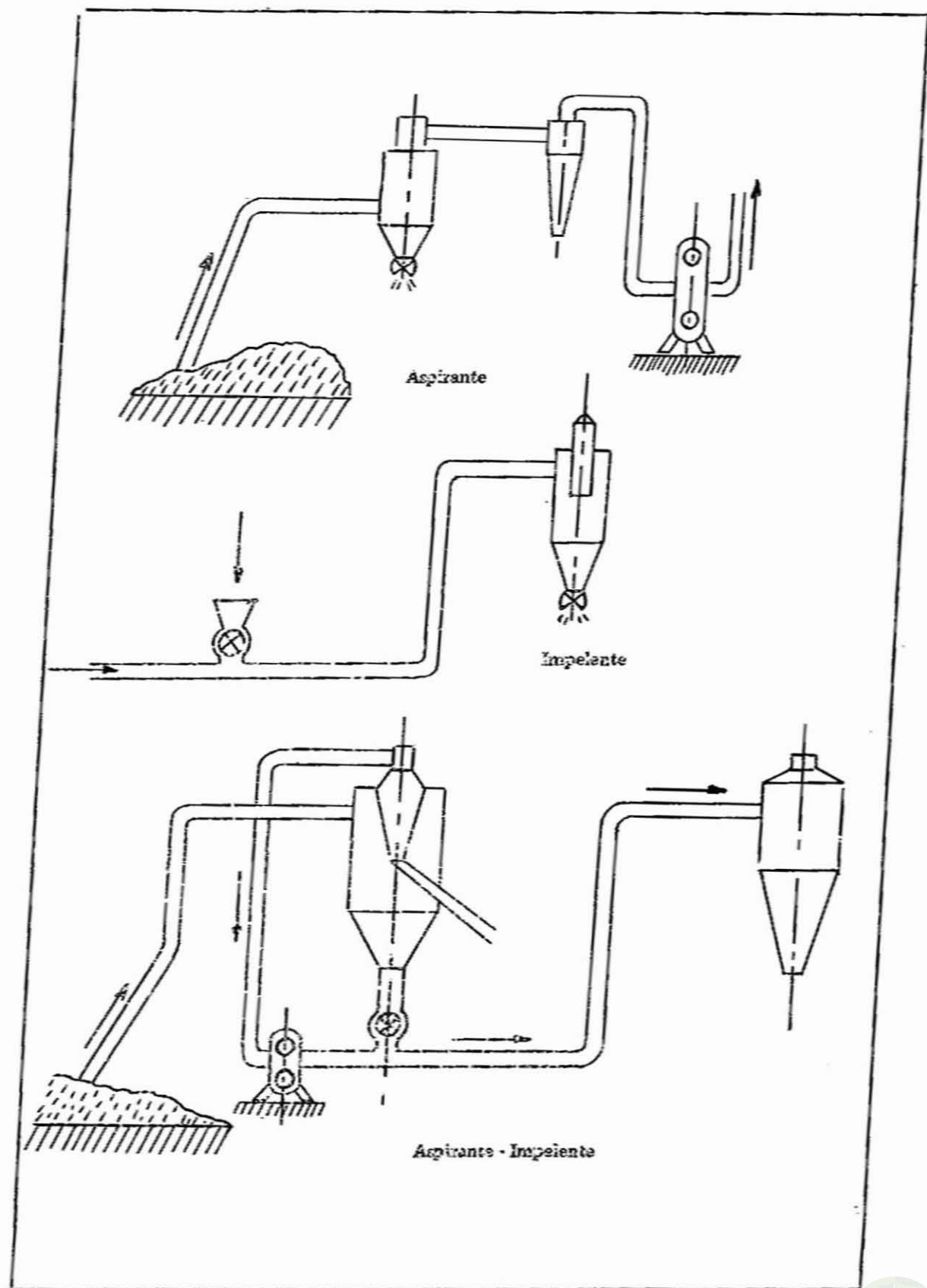


FIG. 1. TIPOS DE NEUMOTRANSPORTADORES

Etapas de diseño

El diseño de un sistema de extracción neumático involucra el dimensionamiento y la determinación de la relación existente entre los siguientes elementos:

- Colectores de aserrín y viruta (boca- tomas).
- Conecciones y ductos.
- Ventilador y unidad motriz.
- Ciclón.

Para llevar a cabo esta labor es necesario conocer:

- La presión estática (succión) (1) en cada colector, que permita establecer un flujo determinado.
- El flujo o caudal en cada colector.
- La velocidad en cada ducto.
- El caudal total a mover por el ventilador.
- Las presiones de entrada y salida del ventilador, lo que implica la determinación de las pérdidas en las diferentes partes del sistema.

Sin haber determinado estos valores con exactitud, no se puede asegurar que un sistema funcionará en forma debida, pudiendo producirse atascamiento en los ductos, recalentamiento del motor o un excesivo consumo de energía.

DISEÑO Y CALCULO DE COMPONENTES

Colectores o boca-tomas

Los colectores de maquinarias madereras están adaptados para eliminar residuos más que para captar partículas en suspensión, por lo tanto, el colector está conformado para adaptarse a la trayectoria del aserrín y viruta.

Las máquinas modernas traen estos colectores incorporados; en ese caso debe respetarse sus direcciones de salida tratando de no producir variaciones bruscas.

Las siguientes recomendaciones son válidas para todo el rango de maquinaria maderera:

- (1) La presión estática, succión, presión de velocidad, presión de impacto, pérdidas de entrada y fricción en los ductos se visualizan mejor en figura 15.-

12.

- Ubicar el colector tan cerca de la fuente como sea posible, de preferencia cubriéndola. En caso de existir el colector, conectarse a él en forma hermética.
- La proyección de las partículas deben dirigirse directamente al ducto.
- La velocidad del aire en la fuente y entrada del colector debe ser mayor que la velocidad de proyección de las partículas.
- El área de entrada no debe ser menor que dos veces el área del ramal correspondiente.

Las figuras 2, 3 y 4, describen los colectores apropiados para cada máquina.

Succión en los colectores

Se entiende por succión en los colectores a la presión estática negativa capaz de producir una velocidad del aire en los ductos, suficiente para arrastrar partículas en suspensión.

El cuadro 1 entrega la presión estática recomendada (succión) que es necesario establecer en los colectores. Se da para las diferentes máquinas con sus correspondientes diámetros de ducto recomendados.

CUADRO 1.- TAMAÑO DE LOS DUCTOS Y SUCCION
ESTATICA EN LOS COLECTORES

Máquina		Tamaño	Ductos Ramales		Succión Estática pulg. agua
			No	Diám. pulg.	
Cepilladora de una cara	L = Largo de cuchillo (pulg)	L ≤ 20	1	5	1.50
		20 < L ≤ 26	1	6	1.50
		26 < L ≤ 36	1	7	1.75
		L > 36	1	8	1.75
Cepilladora regeneradora	L = Largo de cuchillo (pulg)	L ≤ 20 cabezal superior	1	5	1.50
		L ≤ 20 cabezal inferior	1	4 1/2	1.50
		20 < L ≤ 26	1	6	1.75
		cabezal superior	1	6	1.75

(continúa)

Máquina		Tamaño	Ductos Ramales		Succión Estática
			No	Diám. pulg.	pulg. agua
Cepilladora regeneradora	L = Largo de cuchillo (pulg)	20 \leq L \leq 26 cabezal inferior	1	5	1.50
		26 \leq L \leq 36 cabezal superior	1	7	1.75
		26 \leq L \leq 36 cabezal inferior	1	6	1.50
		36 \leq L cabezal superior	1	8	2.00
		36 \leq L cabezal inferior	1	7	1.75
Lijadora de un rodillo	S = Superficie (pulg ²)	S \leq 200 pulg ² y 10 pulg. diam.	1	3	1.50
		S \leq 400 pulg ² y sobre 10 pulg diam.	1	4	1.50
		400 \leq S \leq 700	1	4 1/2	1.75
		700 \leq S \leq 1400	1	5	1.75
		1400 \leq S \leq 2400	1	6	2.00
Lijadora de columna			1	3	1.50
Lijadora de tres rodillos	L = Largo Rodillo (pulg)	L \leq 30 c/u	1	6	2.00
		30 \leq L \leq 42 c/u	1	7	2.25
		42 \leq L \leq 48 c/u	1	8	2.50
		48 \leq L \leq 60 c/u	1	10	2.50
		Rodillo cepillador	1	5	2.00
Lijadora de cinta horizontal	A = Ancho (pulg)	A \leq 6 sup.	1	4	1.50
		A \leq 6 Inf.	1	4	1.50
		6 \leq A \leq 9 sup.	1	4	1.50
		6 \leq A \leq 9 Inf.	1	4 1/2	1.50
		9 \leq A \leq 14 sup.	1	4 1/2	1.75
		9 \leq A \leq 14 Inf.	1	5	1.75
		A \geq 14 sup.	1	5	2.00
		A \geq 14 Inf.	1	7	2.00

(continúa)

14.

(continuación del cuadro anterior)

Máquina		Tamaño			Ductos Ramales		Succión Estática pulg. agua
					No	Diám. pulg.	
Lijadora de cinta vertical	A = Ancho (pulg.)	A ≤ 6	1	4	1.50		
		6 ≤ A ≤ 9	1	4 1/2	1.50		
		9 ≤ A ≤ 14	1	5	1.75		
		A > 14	1	7	2.00		
Lijadora de brazo		—	1	4	2.00		
Lijadora de disco	(pulg.)	D ≤ 12	1	3 1/2	1.50		
		12 ≤ D ≤ 18	1	4	1.50		
		18 ≤ D ≤ 26	1	5	1.50		
		26 ≤ D ≤ 32	1	6	1.50		
		32 ≤ D ≤ 38	2	4 1/2	1.75		
		38 ≤ D ≤ 48	2	5	2.00		
Despuntadora, listonera, canteadora	Diámetro	D ≤ 16	1	4	1.25		
		16 ≤ D ≤ 24	1	4 1/2	1.25		
		D ≥ 24	1	5	1.25		
Sierra de péndulo	D	D ≤ 20	1	4	1.25		
		D > 20	1	4 1/2	1.25		
Sierra de mesa con autoalimentación	D	D ≤ 16	1	4 1/2	1.50		
		D > 16	1	5	1.50		
Listonera con autoalimentación	D	D > 24	1	6	2.00		
Listonera múltiple	A = Ancho hoja (pulg.)	D ≤ 24	1	5	2.00		
		24 ≤ A ≤ 36	1	6	2.00		
		36 ≤ A ≤ 48	1	7	2.00		
		A > 48	1	8	2.00		
Sierras huinchas	A = Ancho hoja (pulg.)	A ≤ 1/2	1	3	1.25		
		1/2 ≤ A ≤ 1	1	3 1/2	1.25		
		1 ≤ A ≤ 2	1	4	1.50		
		2 ≤ A ≤ 3	1	5	1.50		

(continúa)



Máquina	Tamaño	Ductos Ramales		Succión Estática	
		Nº	Diám. pulg.	pulg. agua	
Sierras huincha	A = Ancho hoja (pulg.)	3 \leq A \leq 4	1	6	1.50
		4 \leq A \leq 6			
		Reaserrado	2	7 y 4 1/2	2.25
		6 \leq A \leq 8			
		Reaserrado	2	8 y 5	2.25
Caladora	—	1	3 a 4	1.25	
Cepilladora canteadora		L \leq 6	1	3 1/2	1.50
		6 \leq L \leq 12	1	4	1.50
		12 \leq L \leq 20	1	4 1/2	1.50
		L \geq 20	1	5	1.50
Moldureras y machi- hembradoras	L = Largo del cuchillo (pulg.)	L \leq 6			
		Cab. Superior	1	4 1/2	2.00
		L \leq 6			
		Cab. Inferior	1	4	1.75
		L \leq 6			
		Cab. Lateral	1	4	1.75
		6 \leq L \leq 12			
		Cab. Superior	1	5	2.00
		Cab. Inferior	1	4 1/2	1.75
		Cab. Lateral	1	4	1.75
		12 \leq L \leq 18			
		Cab. Superior	1	6	2.00
		12 \leq L \leq 18			
		Cab. Inferior	1	5	2.00
		12 \leq L \leq 18			
		Cab. Lateral	1	4 1/2	2.00
		18 \leq L \leq 24			
		Cab. Superior	1	7	2.00
		Cab. Inferior	1	6	2.00
		Cab. Lateral	1	5	2.00
		L \geq 24			
		Cab. Superior	1	8	2.00
		Cab. Inferior	1	7	2.00
		Cab. Lateral	1	6	2.00

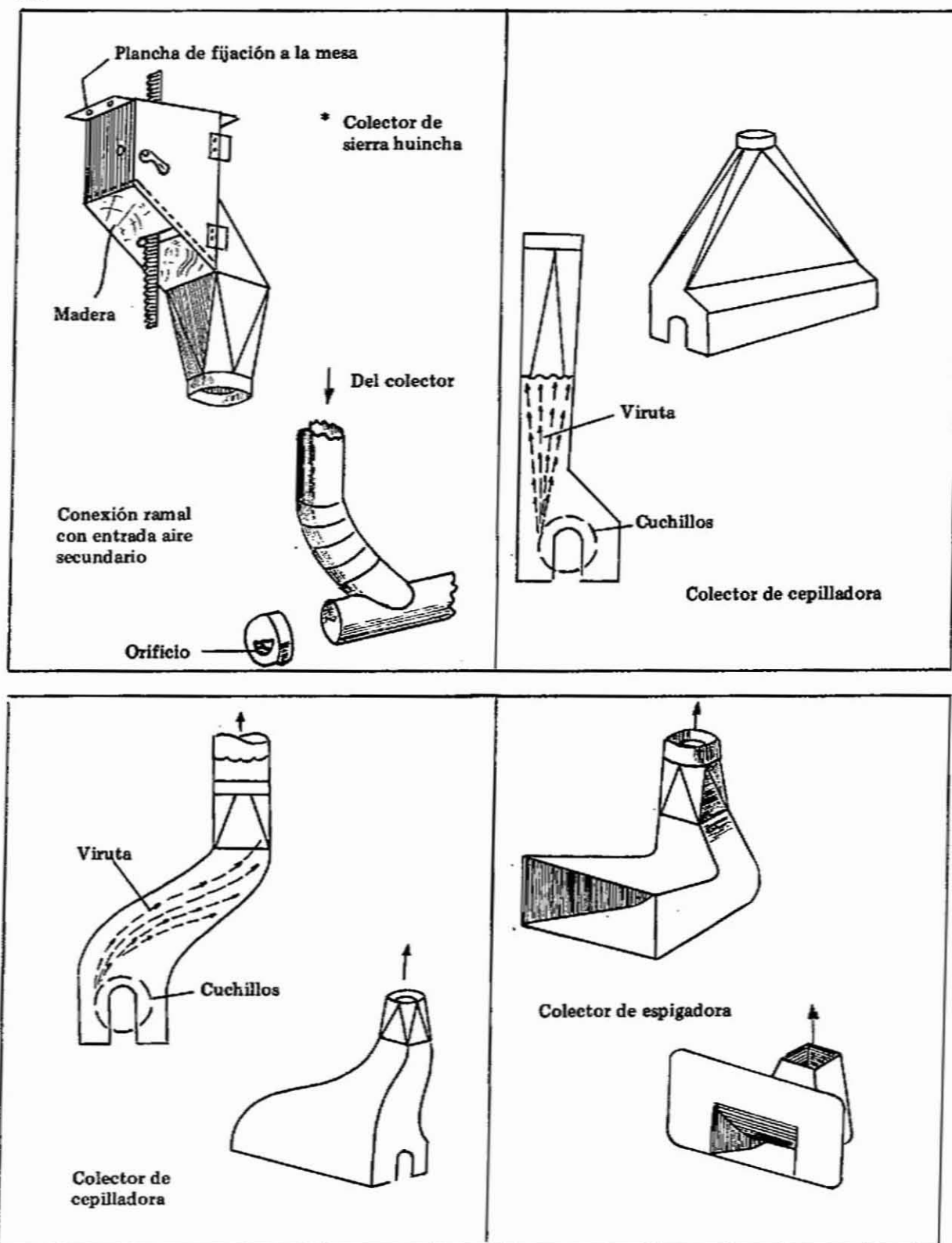


FIG. 2. COLECTORES DE ASERRIN Y VIRUTA PARA MAQUINARIA MADERERA

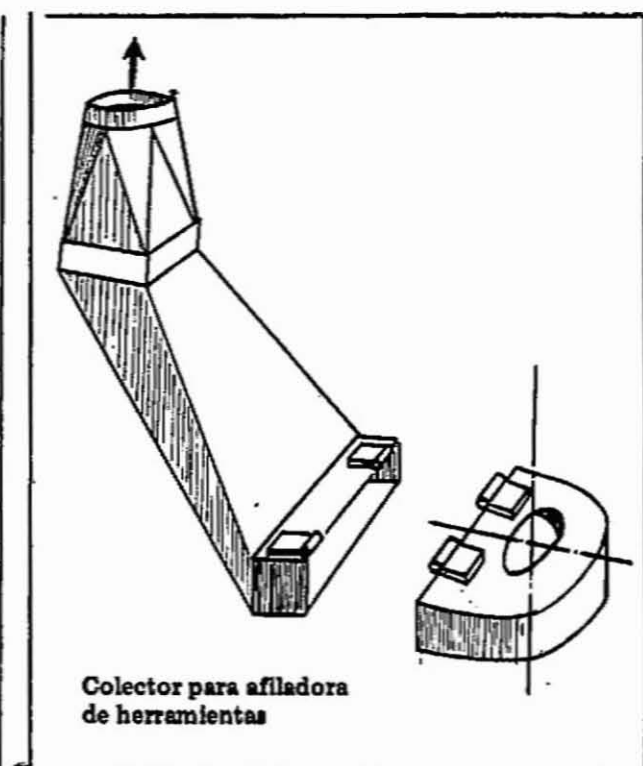
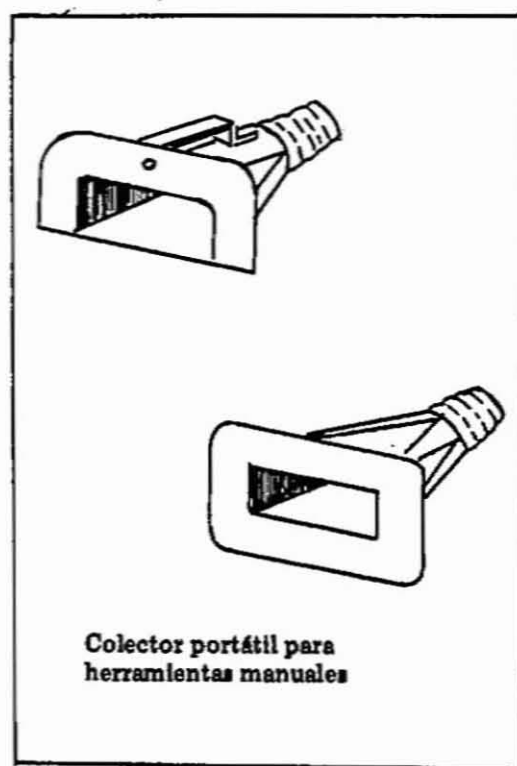
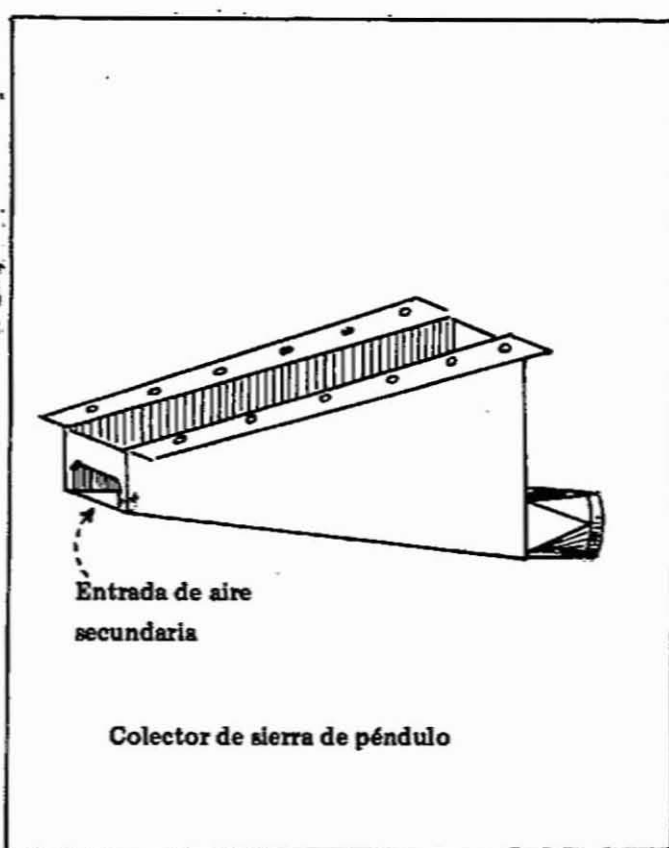
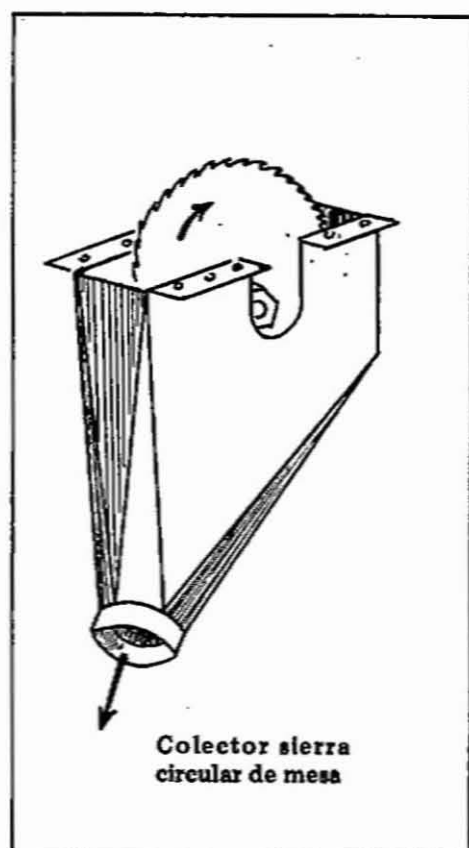
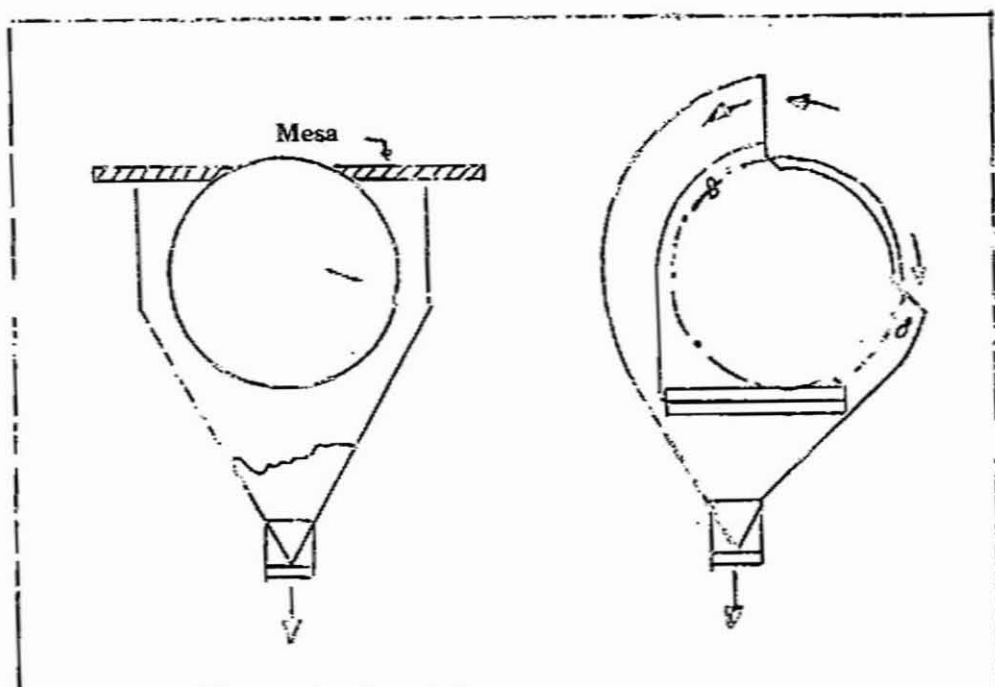
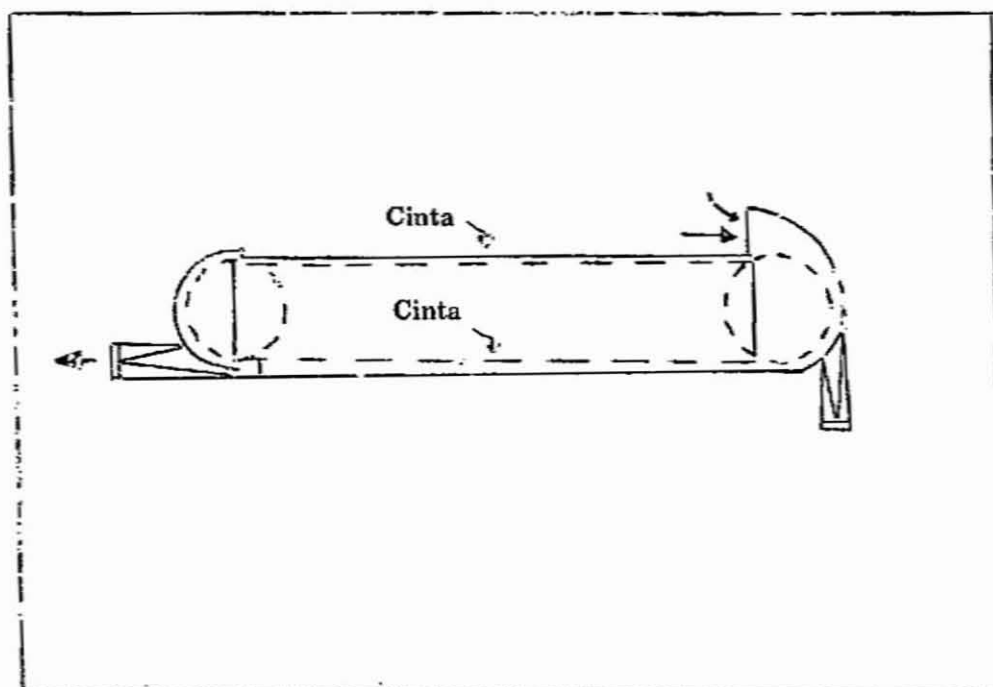


FIG. 8. COLECTORES DE ASERRIN Y VIRUTA



Colectores para lijadoras de rodillo



Colectores para lijadora de cinta

FIG. 4. COLECTORES PARA LIJADORAS

Velocidades de conducción de residuos

Estas velocidades deben ser suficientemente bajas para disminuir las pérdidas por fricción, y por otro lado, suficientemente altas para impedir depósitos intermedios de material. En la cuadro 2 se dan las velocidades de conducción recomendadas.

CUADRO 2.- VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA CONDUCCION NEUMATICA DE PARTICULAS EN SUSPENSION

M A T E R I A L	VELOCIDAD RECOMENDADA.* (pie/min)		
Polvo de madera	1.500	—	2.000
Aserrín seco, liviano	2.000	—	3.000
Aserrín húmedo, pesado	3.000	—	4.000
Viruta seca, liviana	2.000	—	3.000
Recortes madera verde	3.500	—	4.500
Madera triturada	3.500	—	4.500
Polvo de esmeril	3.000	—	4.000

* Velocidades mínimas.

Volumen de aire entrando en los ductos

Se puede calcular a partir del diámetro recomendado de la cañería (cuadro 1), presión estática y coeficiente de entrada.

$$Q = C_e AV$$

C_e = Coeficiente de entrada (ver "Coeficiente de entrada")
 Q = Volumen de aire (pie³/min)
 A = Area ducto (pie²)
 V = Velocidad correspondiente a la presión estática (pie/min)

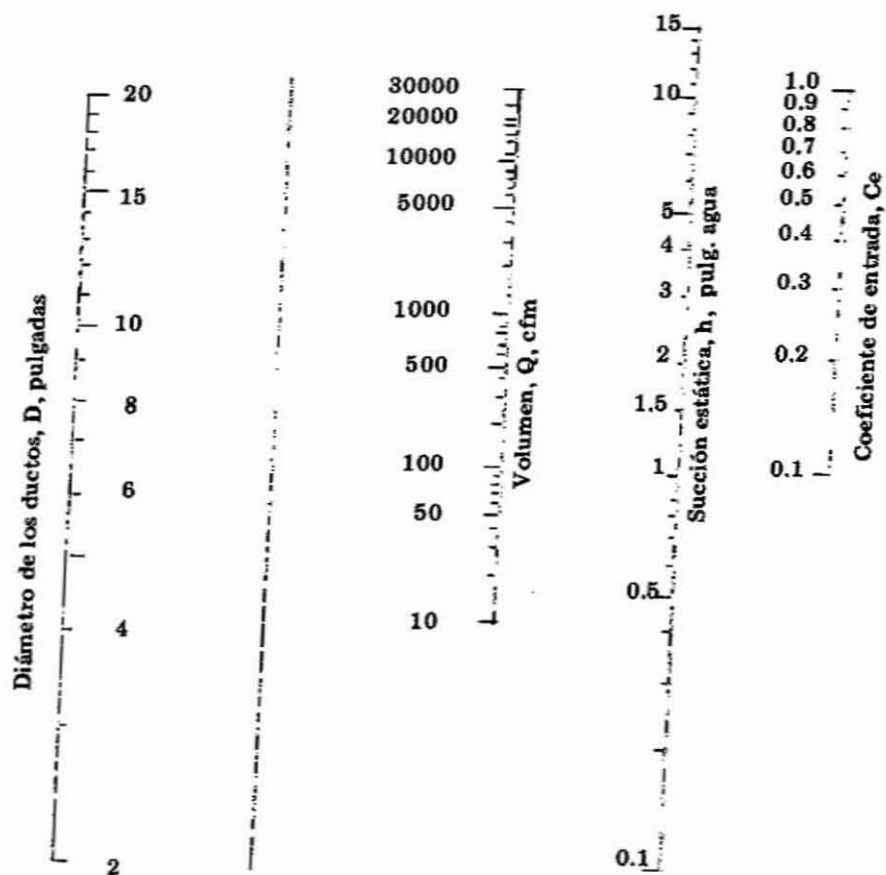
Midiendo la presión estática en pulgadas de agua se tiene:

$$V = 60 \sqrt{\frac{2.5 W h}{12 w}} = 4.008 \sqrt{h}, \text{ en que:}$$

$W = \text{peso } 1 \text{ pie}^3 \text{ agua } 68^\circ \text{ F} = 63.32 \text{ lb.}$
 $g = 32.17 \text{ (pie/seg}^2\text{)}$
 $h = \text{presión estática (pulg. agua)}$
 $w = \text{densidad aire standard } 0.07488 \text{ (lb/pie}^3\text{)}$

El volumen de entrada en función de la presión estática es:

$Q = 4.008 C_e A \sqrt{h}$; fórmula que permite construir el nomograma 1.



NOMOGRAMA 1.- DETERMINACION DE FLUJO DE AIRE PARA DUCTOS DE SUCCION

Normalmente se conocen el diámetro del ducto y la succión estática correspondiente. Estos dos valores ubicados en el nomograma se unen para determinar un punto sobre la segunda vertical (sin suscripción). El punto así obtenido se une al coeficiente de entrada del ducto en estudio y se obtiene en la tercera vertical el volumen de aire real que por allí circula.

Coeficiente de entrada

Se entiende por coeficiente de entrada al cuociente entre el flujo real que entra a un ducto y el calculado teóricamente.

Ej.: Si se toma una tubería con flanche como la indicada en la fig. 5, se aprecia que la velocidad de la vena contraída (muy próxima a la calculada para una conversión perfecta de presión en velocidad), se presenta con un área menor a la del ducto. La velocidad efectiva en el ducto estará en razón inversa a las áreas.

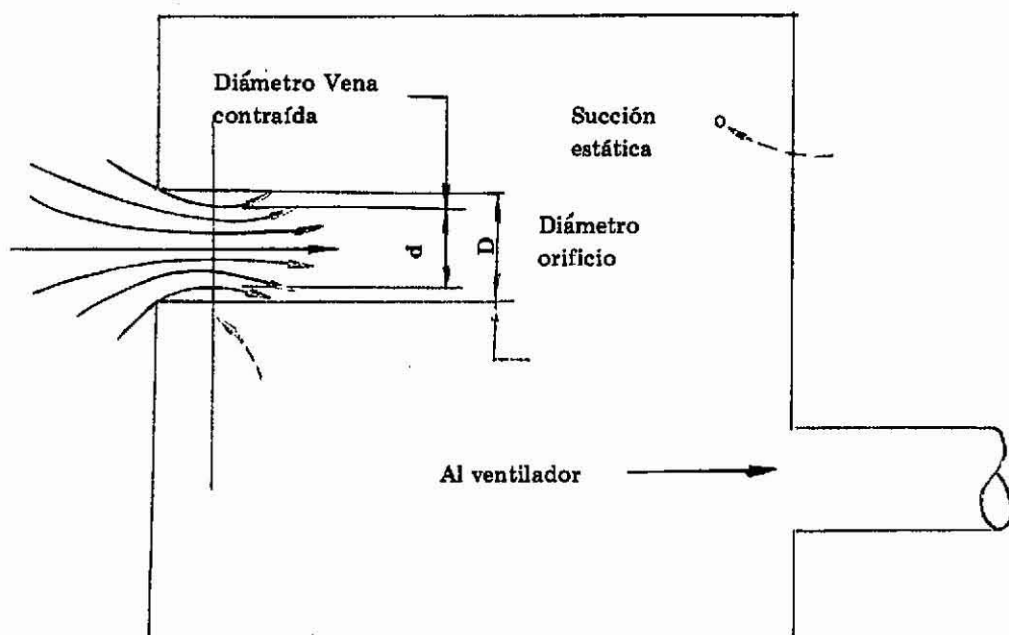


FIGURA 5. FLUJO A TRAVES DE UN ORIFICIO

En ensayos de laboratorio se comprobó que la velocidad de la vena contraída es aproximadamente 97.5% de $V = 4.008 \sqrt{h}$ y el área, igual a 62% del área del orificio. Por lo tanto, siendo:

$$Q_{\text{teórico}} = 4.008 A \sqrt{h}$$

$$Q_{\text{real}} = 0.975 \times 0.62 \times 4.008 A \sqrt{h}$$

$$\text{Se tiene: } C_e = \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\text{teórico}}} = 0.60$$

22.

La figura 6 muestra los orificios más comunes en sus respectivos coeficientes de entrada, en la cual también se ha incluido la pérdida de entrada h_L , expresada en % de la altura de velocidad. Este factor es útil cuando se necesita encontrar la presión estática requerida para producir una velocidad determinada en la entrada del ducto.

El coeficiente de entrada es conveniente cuando la presión estática es conocida y la velocidad en el ducto requerida.

En la figura 7 está la descripción gráfica de ambos coeficientes separadamente.

Ejemplo: Orificio tipo c (fig. 6)

Se tiene: $C_e = 0.72$

$$h_L = 0.93 h_v$$

1.- Dada la velocidad promedio en el ducto $V = 4,000$ (pie/min)

$$h_v = 1.0 \text{ (pulg. agua)}$$

$$h_L = 0.93 \times 1.0 = 0.93 \text{ (pulg. agua)}$$

$$h_s = 1.0 + 0.93 = 1.93 \text{ (pulg. agua)}$$

2.- Dada la succión estática $h_s = 2.0$ (pulg. agua)

$$V = 0.72 \times 4,008 \sqrt{2}$$

$$V = 4,080 \text{ (pie/min)}$$

Los coeficientes de entrada para los colectores de forma cónica o piramidal pueden aproximarse a los de orificios con y sin flanges respectivamente.

Las formas más complejas de conexión pueden tratarse como combinaciones de orificios en serie, por lo que los cambios de velocidad se evalúan y las pérdidas de presión se estiman para cada parte de la combinación.

La figura 8 muestra los coeficientes de entrada y pérdidas de presión para algunos colectores característicos.

Cálculo de flujo

Una de las primeras determinaciones en el diseño de una extracción neumática es el flujo en cada ducto. El problema puede tomar dos formas: la primera es aquella en que se recomienda el diámetro de los ductos y la succión de entrada, pudiéndose determinar la velocidad y el flujo. En la segunda forma, se conoce el diámetro del ducto y la velocidad, pudiéndose determinar la presión estática y el caudal.

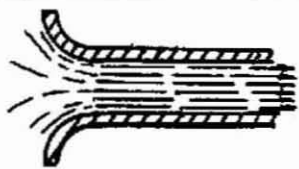
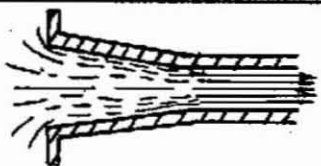
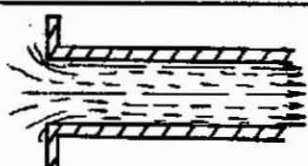
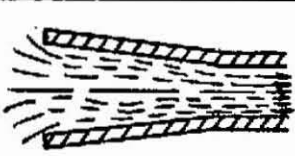
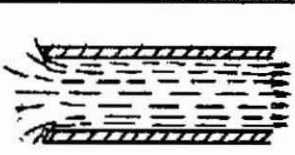
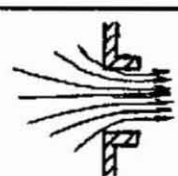
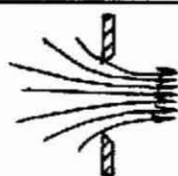
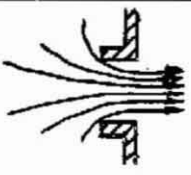
	Tipo de orificio	Descripción	Coef. entrada C_e	Pérdida $\frac{h_L}{alt. vel. h_L}$
a		Curva suave	0,98	4
b		Cono con flanche a 13°	0,94	13
		Cono con flanche a 30°	0,90	24
c		Flanche recto	0,82	49
d		Cono sin flanche a 13°	0,82	49
		Cono sin flanche a 30°	0,79	60
e		Tubería recta	0,72	93
f		Flanche corto menos de $1\frac{1}{2}$ diámetro de largo	0,60	178
g		Orificio placa fina	0,60	178
h		Tubería entrante corta menos de $1\frac{1}{2}$ diámetro de largo	0,53	256

FIG. 6. PROPIEDADES DE ORIFICIOS Y TUBERIAS

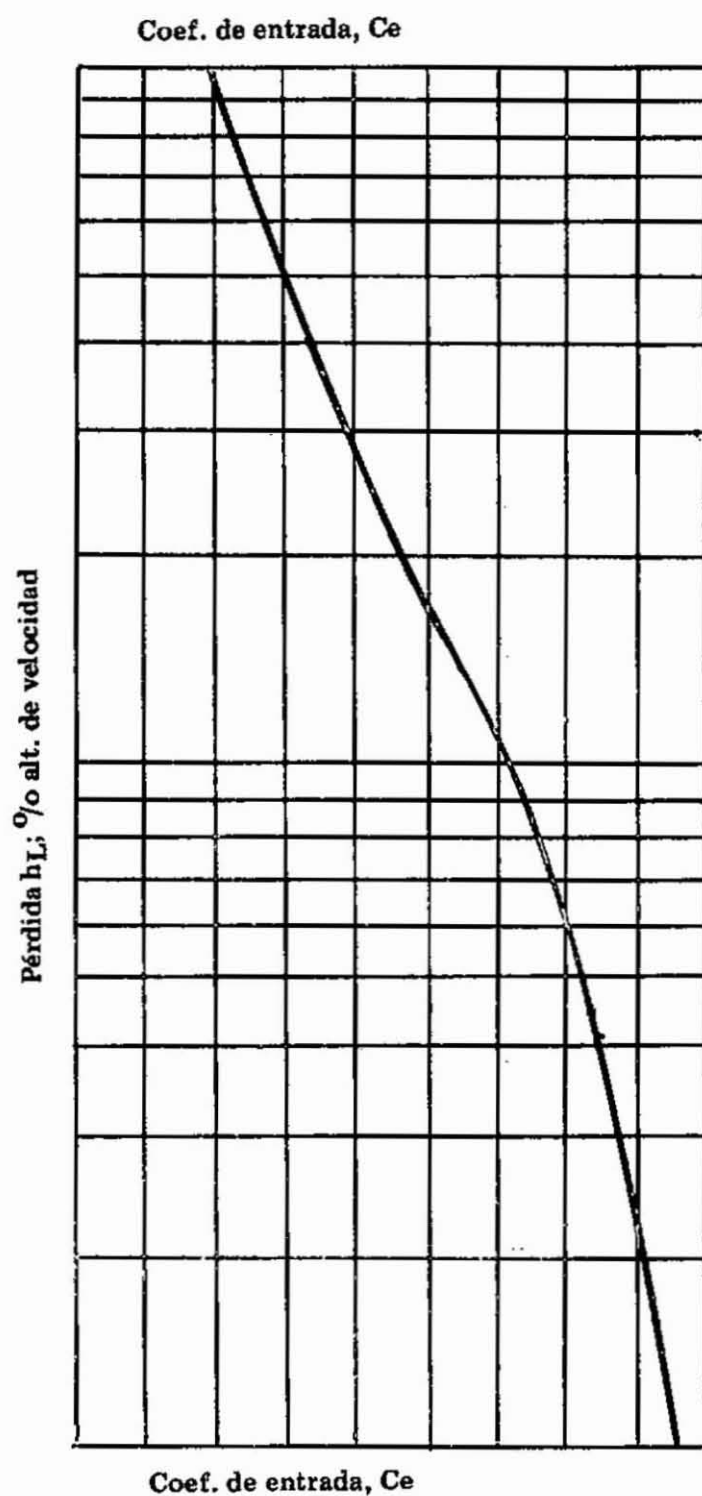


FIG. 7. PERDIDAS EN ORIFICIOS EN FUNCION DEL COEFICIENTE DE ENTRADA


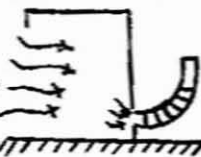






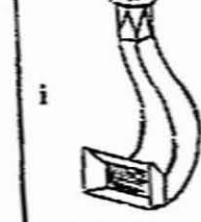
Tipo de colector	Coef. entrada C_e	Pérd. ent. alt. vel. h_L	Orificio más cercano
a 	0,82	0,49	Tubería con flanche
b 	0,82	0,49	Tubería con flanche
c 	0,82	0,49	Tubería con flanche
d 	0,79	0,60	Tubería con flanche Las pérdidas en la cámara reducen C_e
e 	0,82	0,49	Cono sin flanche a 13°
f 	0,57	2,08	Tubería sin flanche y codo Succión medida en la tubería.
	0,72	0,93	Id. Succión medida en el colector.
g 	0,61	1,69	Tubería sin flanche con garganta cuadrada. Succión medida en la tubería.
h 	0,57	2,08	Tubería sin flanche Succión medida en la tubería
i 	0,71	0,99	Cono sin flanche a 30° y dos codos. Succión medida en ducto circular.

FIG.8. COEFICIENTE DE ENTRADA DE COLECTORES TÍPICOS

26.

Ejemplo 1.- Cuando se tiene la presión estática $h_s = 2.0$ (pulg. agua) (fig. 8. d.) donde:

$$A = 0.11 \text{ (pie}^2\text{)}$$

$$C_e = 0.79$$

$$h_s = 2.0 \text{ (pulg. agua)}$$

se puede determinar Q a partir de:

$$Q = 4.008 C_e A \sqrt{h_s}$$

$$Q = 4.008 \times 0.79 \times 0.11 \times \sqrt{2.0} = 493 \text{ (pie}^3\text{/min)}$$

$$V = \frac{493}{0.11} = 4.480 \text{ (pie/min)}$$

Ejemplo 2.- Cuando se tiene la velocidad de arrastre

$$Q = V \cdot A \quad V = 4.500 \text{ (pie/min)}$$

$$A = 0.11 \text{ (pie}^2\text{)}$$

$$Q = 4.500 \cdot 0.11 = 495 \text{ (pie}^3\text{/min)}$$

$$h_s = h_v + h_L \text{ donde:}$$

$$h_v = 1.26 \text{ (pulg. agua) (fig. 9)}$$

$$h_L = 0.60 h_v \text{ (fig. 8)}$$

$$h_s = 1.0 h_v + 0.6 h_v = 1.6 h_v$$

$$h_s = 1.6 \times 1.26 = 2.02 \text{ (pulg. agua)}$$

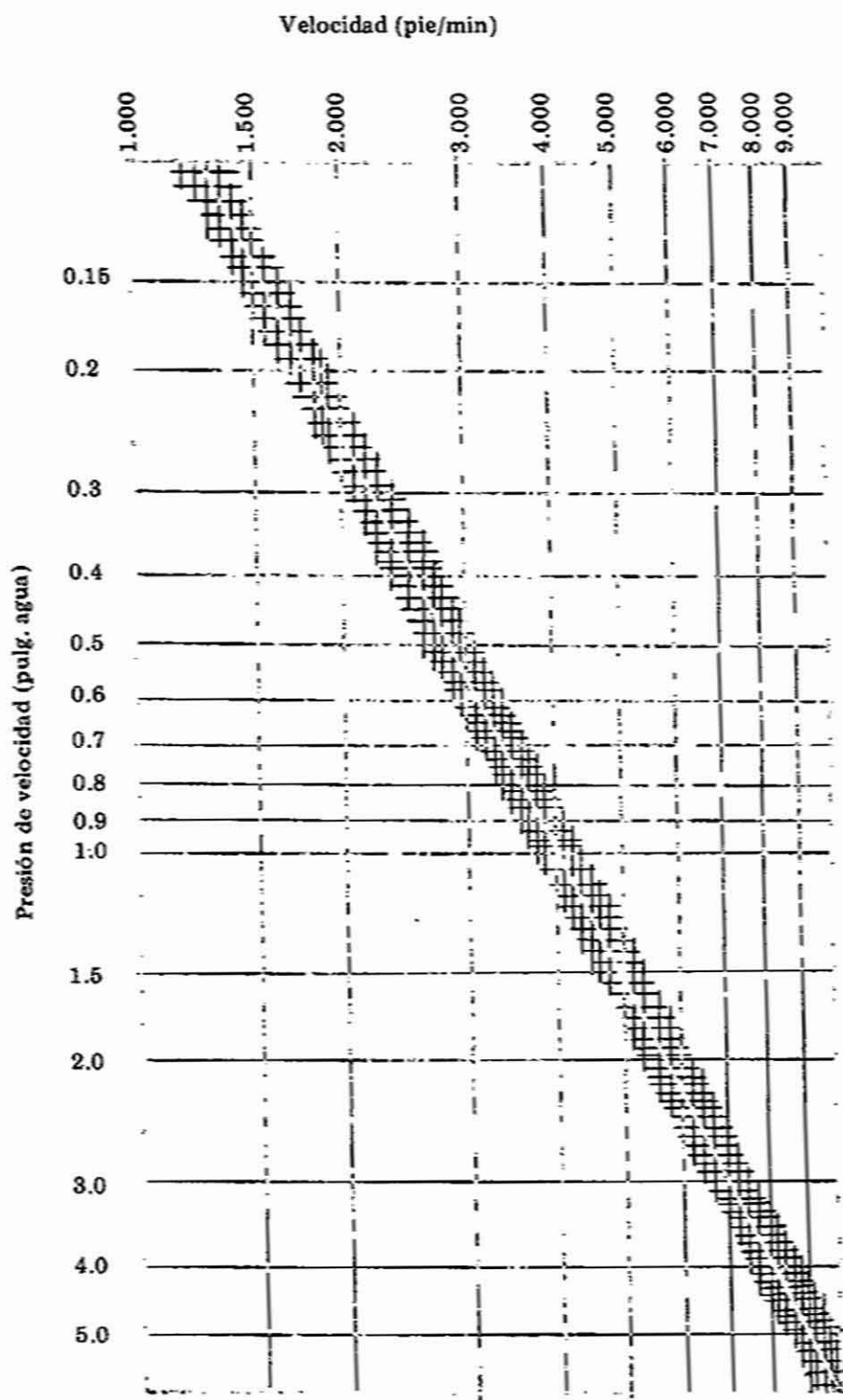


FIGURA 9. RELACION VELOCIDAD — ALTURA DE VELOCIDAD

Conocida la velocidad en un ducto, la figura 9 permite determinar la presión de velocidad correspondiente o viceversa.

Pérdidas de presión

Por resistencia en los ductos. Un buen diseño descansa en la correcta estimación de la resistencia en los ductos.

La succión en el ventilador es la suma de la succión en el colector más las resistencias que el flujo encuentra a su paso. Resistencias sub-estimadas significan menos flujo real y, por tanto, un inadecuado control de partículas. Resistencias sobrestimadas implican mayor flujo y potencia sobredimensionada.

— *Ductos redondos:* se puede determinar la fricción a partir de la siguiente expresión:

$$(i) \quad h_f = 0.0000747 \frac{fV^2}{D}$$

h_f = pérdida por fricción en 100 pie. (pulg. agua)

f = factor de fricción

V = velocidad promedio (pie/min)

D = diámetro del ducto (pulg.)

Para facilitar las determinaciones prácticas de las pérdidas de carga se ha preparado la fig. 10. En él se relacionan cuatro variables: velocidad, pérdidas por fricción en 100 pies lineales, diámetro de ducto y caudal de aire. A partir de dos datos cualesquiera se pueden determinar los otros dos. Así, si una tubería de 15 pulg. lleva 4.000 (pie³/min) de aire, la velocidad será cercana a los 3.300 (pie/min) y la pérdida por fricción en 100 pies de 1,08 (pulg. agua).

— *Ductos rectangulares:* las pérdidas por fricción en ductos rectangulares, anulares u ovals pueden obtenerse encontrando en la fig. 10 la pérdida de una tubería redonda aerodinámicamente equivalente.

Para las formas distintas de las redondas, un factor "m" conocido como radio hidráulico puede sustituirse por el diámetro en la fórmula (i).

$$m = \frac{\text{Sección transversal}}{\text{Perímetro ducto}}$$

Para tubería rectangular:

$$m = \frac{a b}{2(a + b)}$$

Para tubería redonda:

$$m = \frac{D}{4}$$



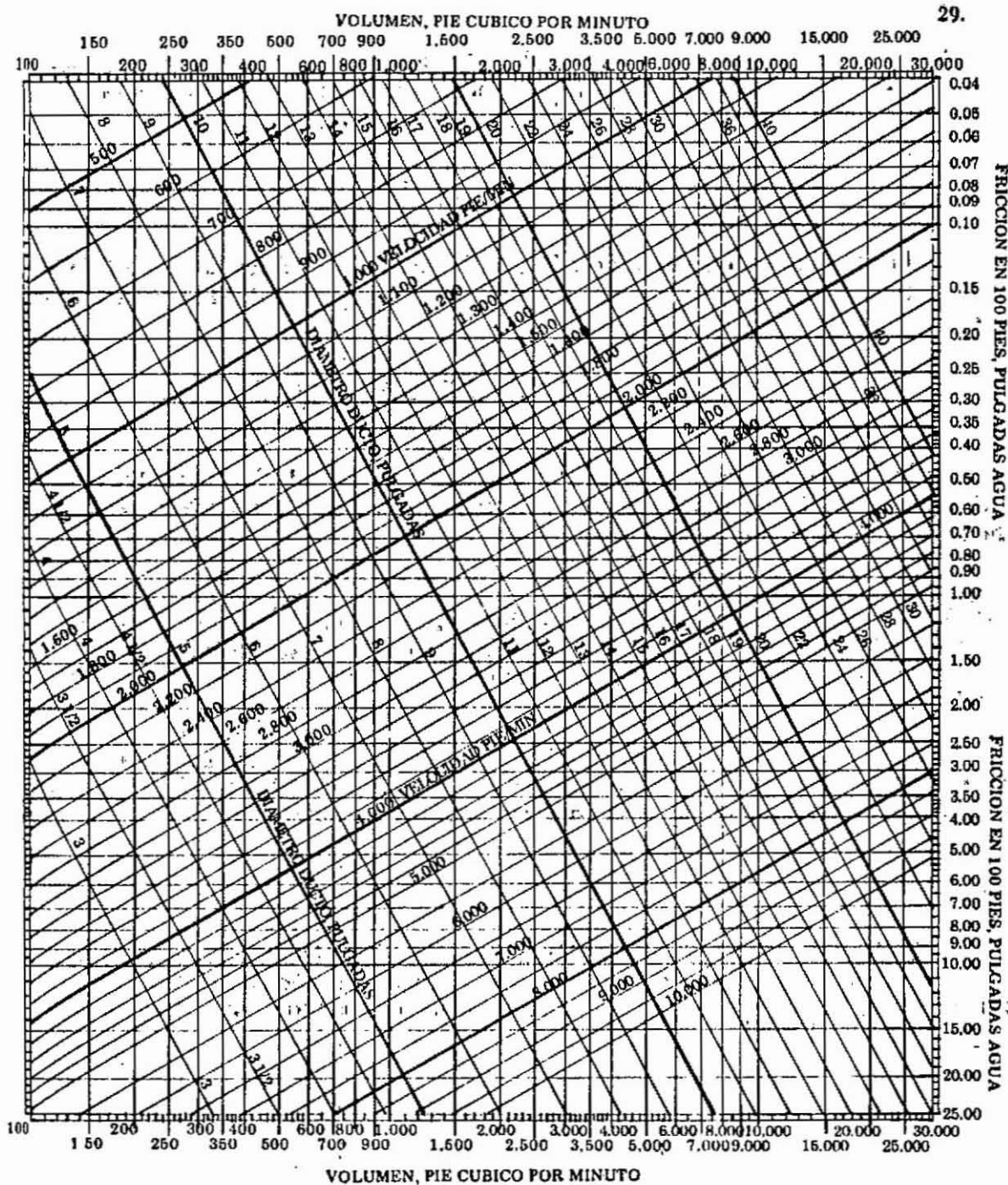


Figura 10. Pérdidas por fricción en ductos redondos

Una tubería rectangular es funcionalmente equivalente a una redonda cuando las velocidades de ambas son iguales y cuando el radio hidráulico es el mismo. Luego, el diámetro de una tubería redonda equivalente a una rectangular es:

$$D = \frac{2ab}{(a+b)}$$

Ej. En un ducto rectangular de 15" x 30", con un caudal de aire de $Q = 10.000$ (pie³/min) tendrá una velocidad de arrastre de $V = 3.200$ (pie/min). El diámetro equivalente es:

$$D = \frac{2 \times 15 \times 30}{15 + 30} = 20 \text{ (pulg.)}$$

En la fig. 10 se puede observar las pérdidas por cada 100 pies de tubería con $D = 20$ pulg. a 3.200 (pie/min) son de 0,74 (pulg. agua). Por lo tanto éste es también la pérdida de la tubería rectangular del ejemplo.

Por concepto mezcla. Las leyes de flujo no homogéneo no son bien conocidas, no obstante los resultados experimentales han conducido a la Fig. 11. Este es razonablemente exacto para velocidades de aire que permitan llevar el material en suspensión. A velocidades menores la relación es mayor.

Para obtener la pérdida de la mezcla se procede de la siguiente manera: la pérdida obtenida (fig. 10) para aire puro es multiplicado por el factor obtenido (fig. 11) correspondiente al peso esperado de material arrastrado por libra de aire.

Pérdida en codos

El cuadro 3 muestra una estimación adecuada de las pérdidas en codos. Este cuadro sólo se refiere a codos de 90°. El cuadro 4 muestra la variación de resistencia según el ángulo del codo. Puede observarse que las pérdidas en codos mayores de 90° son menores que la proporcionalidad directa esperada.

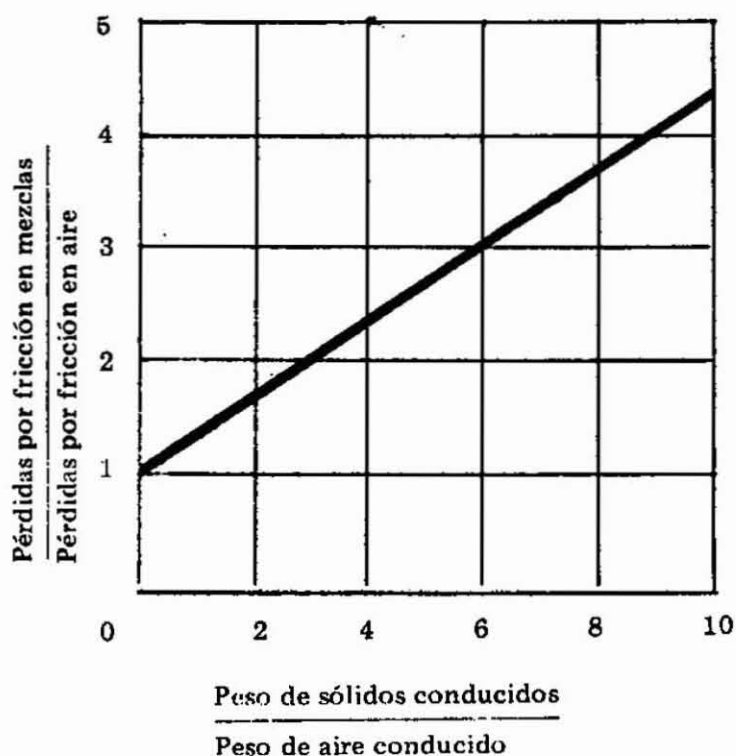


FIG. 11. PERDIDAS POR FRICCIÓN EN MEZCLAS COMO FUNCION DE LAS PERDIDAS EN AIRE PURO.

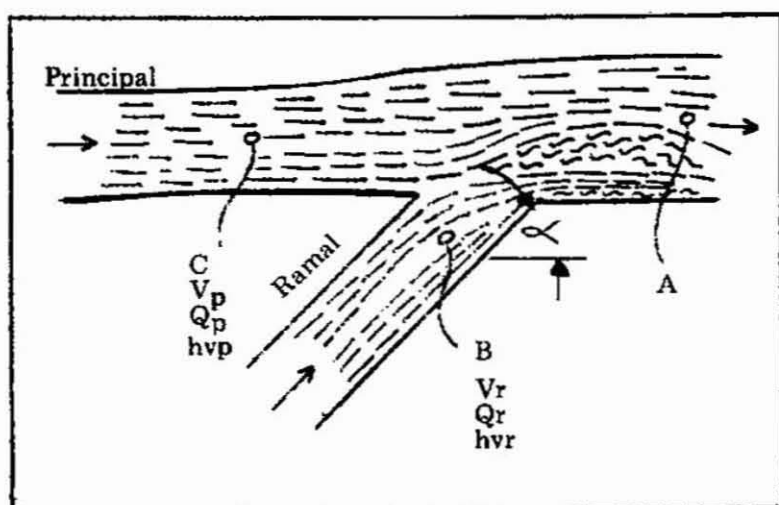


FIG. 12. REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LAS CONDICIONES DE FLUJO EN UN EMPALME.

CUADRO 3.- RESISTENCIA EN CODOS REDONDOS Y CUADRADOS A 90°

Radio al eje del ducto; en diámetros de tubería	Pérdida en codos; en altura velocidad				Tubería recta equivalente a codo seguido por ducto en diámetros de tubería (2)	
	Codo seguido por ducto (1)		Codo con descarga a la atmósfera (sin ducto)			
	Redondo	Cuadrado	Redondo	Cuadrado	Redondo	Cuadrado
0.5	0.83	1.05	1.54	1.95	37	47
0.625	0.55	0.58	1.18	1.25	25	26
0.75	0.41	0.37	0.96	0.87	18	17
1.0	0.28	0.21	0.72	0.54	13	9
1.5	0.24	0.13	0.65	0.35	11	6
2.0	0.21	0.11	0.55	0.29	9	5
3.0	0.21	0.11	0.42	0.22	9	5

(1) Sólo pérdida en codo, no incluye ducto.

(2) Basado en pérdidas de 1.0 alturas de velocidad en 45 diámetros de tubería recta.

CUADRO 4.- EFECTO DEL ANGULO DE CURVATURA EN LA RESISTENCIA DEL CODO

Angulo de curvatura en grados	Resistencia Relativa	
	Codo seguido por ducto	Codo con descarga a la atmósfera
15	0.18	0.18
30	0.34	0.35
45	0.52	0.53
60	0.68	0.69
75	0.84	0.86
90	1.00	1.00
120	1.27	1.22
150	1.50	1.34
180	1.65	1.42

Aquí la pérdida es el resultado del impacto de dos flujos convergentes. Se produce una caída de presión en el ducto por la perturbación causada en el caudal lateral (fig. 12).

La pérdida entre A y C es función de:

- El ángulo de la unión.
- La velocidad relativa de ambos V_p y V_r .
- La razón de los flujos Q_p y Q_r .

El cuadro 5 muestra los valores para la caída de presión en la tubería principal A --- C, (fig. 12) para 45° cuando las velocidades V_p y V_r son iguales.

CUADRO 5.- PERDIDAS DE EMPALME ENTRE TUBERIA
PRINCIPAL Y RAMAL.

(T. a 45° y velocidades iguales en los ductos)

Relación entre volumen principal después de la unión y ramal Q_p/Q_r	Pérdida en tubería principal en altura velocidad
1	0.20
2	0.17
3	0.15
4	0.14
5	0.13
6	0.12
7	0.11
8	0.10
9	0.10
10	0.10

Para ángulos distintos de 45° , la pérdida es proporcional a $(1-\cos \alpha)$ como se indica en el cuadro 6.

**CUADRO 6.- EFECTO DEL ANGULO DE LA T EN LAS
PERDIDAS DE EMPALME**

Angulo de empalme en grados	Pérdidas relativas
15	0.1
30	0.5
45	1.0
60	1.7
75	2.5
90	3.4

Las ramas que entran al comienzo de la tubería principal, normalmente no se consideran una T, sino más bien, un codo rudimentario cuya pérdida se estima en $0.25 h_v$.

Pérdidas en bifurcaciones

La bifurcación redonda o calzoncillo (fig. 13) es una forma especial de T para el que rigen los cuadros 5 y 6. El calzoncillo rectangular cuyo ángulo es cero (fig. 13), no introduce pérdidas aparte de la fricción en las ramas que lo forman.

DISEÑO TIPICO

Ductos

Para el diseño y cálculo conviene seguir el siguiente procedimiento:

- Dibujar un plano en planta con toda la maquinaria, en lo posible a escala, incluyendo futuras ampliaciones, ya que de omitirse no podrían acoplarse posteriormente sin cambiar parcial o totalmente el sistema.

- Establecer los diámetros en los diferentes tubos ramales, sus largos, largo de los tubos principales y anotar los valores en el plano.

Determinar las diferentes presiones estáticas mínimas (succión) en cada colector de aspiración y junto con sus respectivos coeficientes de entrada.

- Comenzar el cálculo partiendo del colector más alejado del ventilador y siguiendo paso a paso por el tubo principal y los ramales restantes.



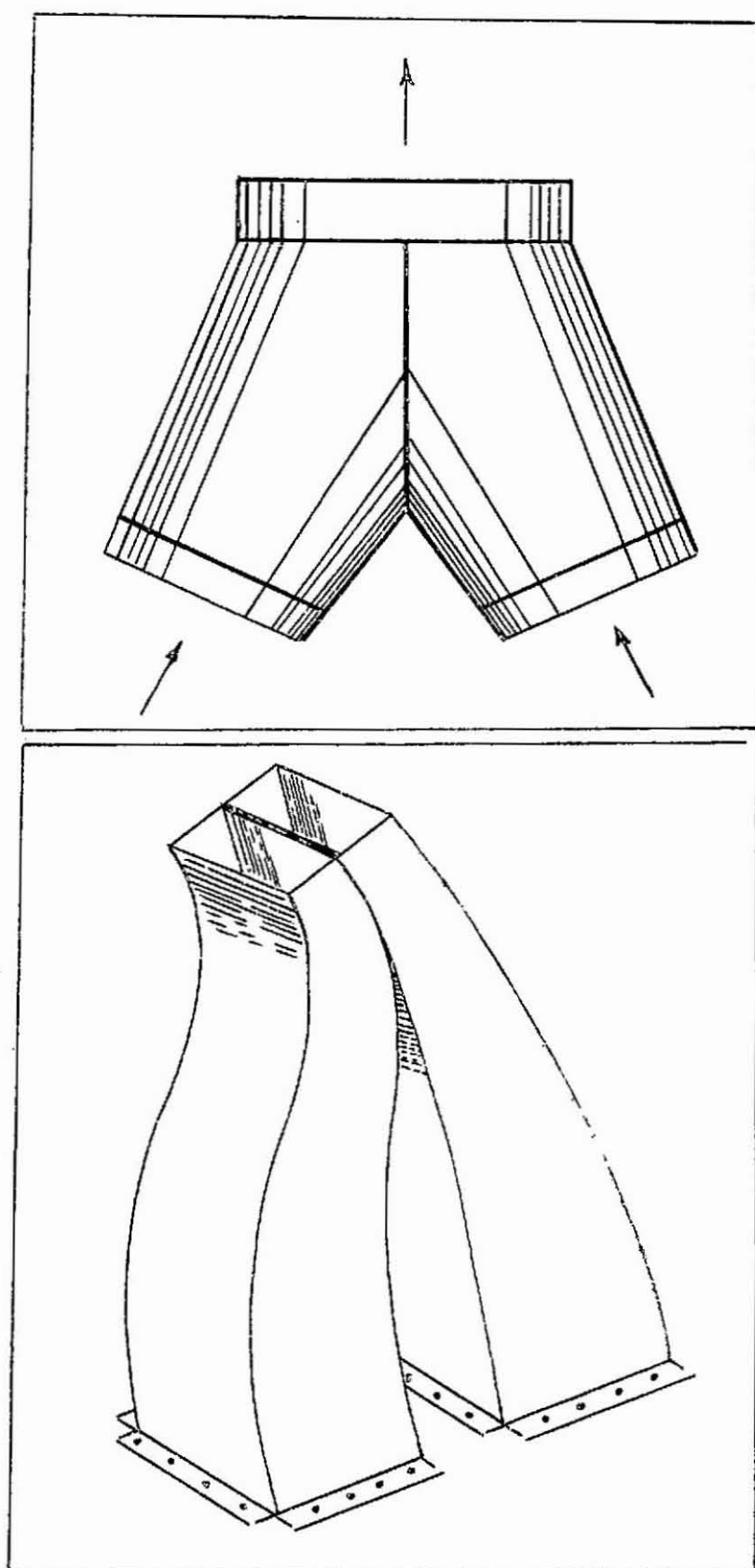


FIG. 18. BIFURCACIONES REDONDAS Y RECTANGULARES

Los cálculos son progresivos y los valores acumulativos.

Para reducir las posibilidades de error es conveniente efectuar los cálculos en forma tabular y anotar los valores obtenidos en el plano.

- Se comprueban los valores obtenidos y se efectúan los cambios de diseño de los tubos en caso que los valores obtenidos mediante cálculo no cumplan las exigencias requeridas (por ejemplo: succión insuficiente en los colectores).

A modo de resumen se desarrolla el siguiente ejemplo.

Diseñar el sistema de extracción para el taller (fig. 14). Las siguientes tablas y gráficos son esenciales.

- Diámetro ductos de entrada y succión en las máquinas (cuadro 1)
- Altura de velocidad y velocidad correspondiente (Fig. 9).
- Coeficiente de entrada (fig. 6, 7 y 8)
- Velocidades mínimas de arrastre (cuadro 2)
- Pérdidas en ductos rectos (fig. 10)
- en codos (cuadros 3 y 4)
- en conexiones T (cuadro 5 y 6)

El cuadro de la fig. 14 se propone como guía de trabajo.

Las columnas 1 – 7 de la fig. 14 indican la máquina a tratar junto con estimaciones preliminares de succión y volumen. Las columnas 3 – 6 se tomaron del Cuadro 1. Las pérdidas de entrada de la columna 5 se derivan de la columna 4 y la fig. 7. El caudal aproximado, columna 7, se tomó del nomograma 1.

Los colectores de piso se omiten de todo cálculo por su uso intermitente. El radio central de los codos se ha supuesto igual a 2.0 veces el diámetro de los ductos.

El cálculo se comienza en la rama A-F, fig. 14.

Esta es la única rama donde la succión se conoce con certeza. De la succión, aérea y coeficiente de entrada se determina el volumen, velocidad y altura de velocidad. La caída de presión A hasta F puede expresarse en alturas de velocidad. La presión en F puede ser entonces convertida en términos generales a valores específicos en pulgadas de agua. Los valores se computan como en el cuadro 7 se recomienda la forma de este cuadro pues permite fácilmente un control de cálculo.

Los datos se transfieren al plano donde las condiciones de flujo se visualizan mejor.

**CUADRO 7.- EJEMPLO DE CALCULO PARA LA EXTRACCION NEUMATICA EN
UNA PLANTA DE ELABORACION**

Col.	1	2	3	4	5	6	7	8
Línea No	Sec: ción	Descripción	Caída de presión estática		Presión estática en ducto princip. (pulg. agua)	Caudal Q pie ³ /min		Observaciones
			alturas de veloc.	pulg. de agua		Ramal	Prin- cipal	
1	Ramal y principal AF	Entrada $C_e = 0.78$, $h_L = 0.63 h_v$	1.63	-1.25				Col 3.- h_g (al comienzo) $= h_v + h_L =$ $(1.0 + 0.63) h_v$
2		Ducto 33' de 5" = 79 diam. $h_L = \frac{79}{45} h_v$	1.76					Col 3.- Ver apéndice de esta tabla
3		Codos 3 @ 0.21 $h_v =$	0.63					Col 3.- de la tabla 3
4		T (terminal inactivo)	0.25					Ver pérdidas en T
5		T en F	0.20					Col 3.- de la tabla 5
6		Pérdida total A — F	4.47					
7		$h_v = \frac{1.25}{1.63} = 0.77"$, $V = 3510$ p.p.m. $A = 0.135$						Col 2.- Velocidad de fig. 9
8		h_g en F $= 4.47 \times 0.77$		-3.44	-3.44			
9		$Q = 0.136 \times 3510$				477		
10	Ramal BF	Entrada $C_e = 0.82$, $h_L = 0.49 h_v$	1.49	-1.41				Col 4.- Línea 10.- Este es el producto
11		Ducto 16' de 4" = 48 diam. $h_L = \frac{48}{40} h_v$	1.20					de las pérdidas de entrada, col 3
12		Codos 3 1/2 @ 0.21	0.74					y h_v en la línea 16, col 2. Ver
13		T en F	0.20					pérdidas en T.*
14		Caída total B - F	3.63					
15		h_g en F			-3.44			Col 5: De la línea 8, col 5.
16		$h_v = \frac{3.44}{3.63} = 0.95"$, $V = 3.900$ p.p.m. $A = 0.087$						
17		$Q = 0.087 \times 3.900$				339		

* La cantidad de la columna 4 de la línea 10 se computa e inserta en la tabla después que los valores de la línea 16 son calculados.

(continúa)

(continuación del cuadro anterior)

Col.	1	2	3	4	5	6	7	8
Línea Nº	Sec- ción	Descripción	Caída de presión estática		Presión estática en ducto princip. (pulg. agua)	Caudal Q pie ³ /min		Observaciones
			alturas de veloc.	pulg. de agua		Ramal	Prin- cipal	
18	Principal FG	Ducto 5' de 7"		0.12			816	Col 4: De la fig.10 col.7, línea 9 + 17 Col.6
19		T en G	0.15	0.09				Col 3: De la tabla 5 col 4*
20		$A = 0.267 \sqrt{V} = \frac{816}{0.267} = 3060 \text{ p.p.m.}$ $h_v = 0.58"$						
21		Caída total F — G		0.21				
22		h_g en G			-3.65			Col 5: Línea 15, col 5 + línea 21 Col 4
23	Ramal CG	Entrada $C_e = 0.70$, $h_L = 1.03 h_v$	2.03	-1.50				
24		Ducto 26' de 4" = 78 diám. $h_L = \frac{78}{40} h_v$	1.95					
25		Codos 3 1/2 @ 0.21 $h_v =$	0.74					
26		T en G	0.20					
27		Caída total C — G	4.92					
28		h_g en G			-3.65			
29		$h_v = \frac{365}{4.92} = 0.74"$; $V = 3.450 \text{ p.p.m.}$ $A = 0.087 \sqrt{Q}$						
30		$Q = 0.087 \times 3.450$				300		
31	Princi- pal GH	Ducto 5' de 8'		0.11			1116	
32		T en H	0.14	0.09				

* La cantidad de la columna 4 de la línea 19 es el producto de la línea 19, col 3 y la altura de velocidad, línea 20, col 2.

(continúa)

(continuación del cuadro anterior)

Col.	1	2	3	4	5	6	7	8
Línea Nº	Sec- ción	Descripción	Caída de presión estática		Presión estática en ducto princip. (pulg. agua)	Caudal Q pie ³ /min		Observaciones
			alturas de veloc.	pulg. de agua		Ramal	Prin- cipal	
33	Principal G H	$A = 0.349 \text{ } \cancel{\text{ }}, V = \frac{1116}{0.349} = 3200 \text{ p.p.m.};$ $h_v = 0.64''$						
34		Caída total G \longrightarrow H		0.20				
35		h_s en H			-3.85			
36	Ramal D H	Entrada $C_e = 0.65; h_L = 1.37 h_v =$	2.37	-1.96				
37		Ducto 19' de 4" = 57 diám, $h_L = \frac{57}{40} h_v =$	1.43					
38		Codos 3 @ 0.21	0.63					
39		T en H	0.20					
40		Caída total D \longrightarrow H	4.63					
41		h_s en H			-3.85			
42		$h_v = \frac{3.85}{4.63} = 0.83''; V = 3.660 \text{ p.p.m.};$ $A = 0.087 \text{ } \cancel{\text{ } }$						
43		$Q = 0.087 \times 3.660$				318		
44	Principal H I	Ducto 12' de 9"		0.23			1434	
45		T en I	0.14	0.09				
46		$A = 0.442 \text{ } \cancel{\text{ }}, V = \frac{1434}{0.442} = 3240 \text{ p.p.m.}$ $h_v = 0.66''$						
47		Caída total H \longrightarrow I		0.32				
48		h_s en I			-4.17			

(continúa)

(continuación del cuadro anterior)

Col.	1	2	3	4	5	6	7	8
Línea Nº	Sec- ción	Descripción	Cafda de presión estática		Presión estática en ducto princip. (pulg. agua)	Caudal Q pie ³ /min		Observaciones
			altura de veloc.	pulg. de agua		Ramal	Prin- cipal	
49	Ramal E I	Entrada $C_e = 0.80$, $h_L = 0.56 h_v$	1.56	-1.76	-4.17	371		
50		Ducto 16' de 4" = 48 diám. $h_L = \frac{48}{40} h_v$	1.20					
51		Codos 3 1/2 @ 0.21 $h_v =$	0.74					
52		T en I	0.20					
53		Cafda total E \rightarrow I	3.70					
53		h_s en I						
55		$h_v = \frac{4.17}{3.70} = 1.13''$; $V = 4.260$ p.p.m; 0.087 ϕ						
56		$Q = 0.087 \times 4.260$						
57	Principal I J	Ducto 8' a 10"		0.14	4.31		1805	Para mover 1805 pie ³ /min, el ventila- dor debe mantener una succión en la entrada de 4.31" de agua
58		Cafda total A \rightarrow J, h_s en J (Succión del ventilador, Volumen)					1805	
59	Ducto de descarga K. L.	Ducto 13' de 10"	0.21	0.23			1805	
60		Codo 1 @ 0.21 $h_v =$		0.14				
61		$A = 0.545 \phi$; $V = \frac{1805}{0.545} = 3310$ p.p.m. $h_v = 0.68''$						
62		Cafda total K \rightarrow L		0.37				

(continúa)

Col.	1	2	3	4	5	6	7	8
Línea Nº	Sec- ción	Descripción	Caída de presión estática		Presión estática en ducto princip. (pulg. agua)	Caudal Q pie ³ /min		Observaciones
			altura de veloc.	pulg. de agua		Ramal	Prin- cipal	
63	Ciclón	Resistencia del ciclón		+0.50				Col 4: Factor basado en experiencia Col 5: Líneas 62 + 63, Col 4 = presión estática en la salida del ventilador.
64		Caída total K \rightarrow atmósfera						
65		h_s en K (Resist. de salida en el ventilador)			+ 0.87			

APENDICE: LARGO DE DUCTO EQUIVALENTE A PERDIDAS DE 1.0 ALTURAS DE VELOCIDAD

Díámetro ducto (pulg.) D	Largo equivalente, (diámetros)
D menor a 5	40
$5 \leq D \leq 9$	45
$D \geq 10$	50

A continuación se calcula la rama B-F. El objetivo es ahora la succión en B, usando la presión conocida en F como base. La presión en F es común para ambas ramas y la caída de presión la misma, ya sea medida desde A o desde B. Si la caída en B-F se expresa en alturas de velocidad e igualada a la caída en A-F, la altura de velocidad puede calcularse:

$$3,63 h_{vBF} = 4,47 h_{vAF} = 3,44$$

$$h_{vBF} = 0,95 \text{ (pulg. agua)}$$

Sucesivamente, la velocidad y el caudal pueden derivarse en BF. La succión en el colector expresada en alturas de velocidad puede calcularse en pulgadas de agua. Las ramas siguientes pueden tratarse en igual forma. Las pérdidas por fricción se leen directamente de la fig. 10, conociendo el diámetro y el caudal de cada ducto.

Inicialmente, la única presión conocida era la succión en A. De aquí se calculó la presión en F, la próxima junta con su rama fue derivada; luego se dedujo la presión en B. Con los flujos de AF y BF se obtuvo la presión en la próxima T, G. De aquí se determinó la succión en C.

Estos datos, rama por rama, se repiten hasta llegar a la entrada del ventilador.

Ventilador y motor acoplado

Los ventiladores más usados son: el centrífugo y el axial, predominando en distintos campos de acción. El ventilador axial, como su nombre lo indica, es aquel en el cual la dirección del aire fluye paralela al eje del ventilador; en contraste con el flujo radial que tiene lugar en el ventilador centrífugo.

El ventilador axial es a menudo la primera elección cuando grandes volúmenes de aire, humo o vapor, deben extraerse a presiones bajas. El centrífugo se usa sin contrapeso en sistemas de extracción neumática con sólidos en suspensión (aserrín y viruta, por ejemplo).

Para sistemas de baja carga en extracción de polvo y volúmenes y presiones moderadas, la elección está a menudo determinada por consideraciones locales, de mercado, precio, u otra razón no técnica.

Para seleccionar el ventilador es necesario conocer exactamente el trabajo que éste debe realizar. Se expresa en función del flujo de aire y la diferencia de presiones a la entrada y salida del ventilador.

La selección del ventilador no puede efectuarse sin conocer con precisión estos factores.

En la fig. 15 se muestra un ventilador conectado a un sistema de extracción elemental, con sus correspondientes presiones de velocidad, estática y de impacto en las distintas partes de la tubería.

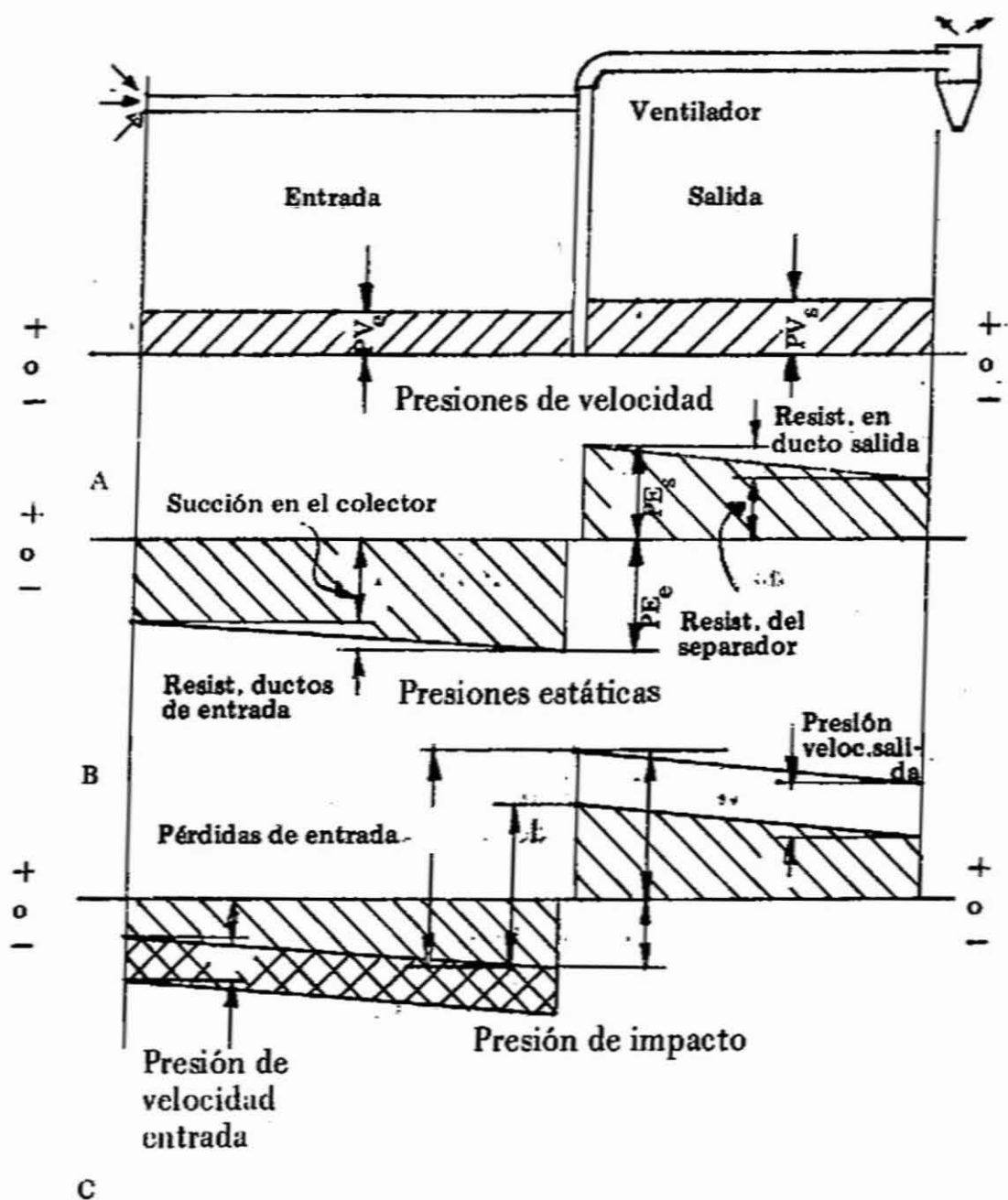


FIG. 15. PRESIONES EN SISTEMAS DE EXTRACCION

La presión de velocidad es positiva en ambos lados del ventilador. La presión estática es negativa en la entrada (succión) y positiva en la salida.

La presión estática en la entrada es la presión negativa necesaria para establecer un flujo determinado. Esta, que finalmente representa un potencial de energía, debe ser suficiente para vencer las pérdidas de entrada más el trabajo necesario para imprimir a los residuos la velocidad requerida.

La caída de presión entre la entrada y el ventilador representa la suma de las pérdidas por fricción en la tubería, más cualquiera otra pérdida por resistencia presente entre estos dos puntos. En forma similar, la presión estática de salida del ventilador está formada por la caída de presión en el ciclón y la pérdida por fricción en la descarga.

La presión de impacto se define como la suma algebraica de la presión estática y de velocidad en una sección cualquiera. En la fig. 15-c se esquematiza esta suma.

La presión total que el ventilador debe producir es la diferencia algebraica de las presiones de impacto en su entrada y salida, o lo que es igual, sin considerar signos, la suma de las presiones de impacto de entrada y salida. Esta es también la presión que se usa para determinar la potencia requerida por el motor que lo acciona. El caudal y la diferencia de presiones encontrada, especifican el ventilador y permiten identificarlo en las tablas proporcionadas por los fabricantes.

Caída de presión en ciclones

La resistencia del ciclón es comúnmente la mayor dentro de todo el sistema de extracción, alcanzando hasta un 80 % de la resistencia total contra la que debe operar el ventilador. Las mediciones efectuadas en la práctica, varían entre 0.25 y 6 veces la altura de velocidad del ducto de entrada.

Teniendo en cuenta que las leyes de la resistencia en ciclones no se desarrollaron en una base general, se recomienda tomar los coeficientes indicados en la fig. 16, para determinar la resistencia que éste introduce al sistema de acuerdo a la siguiente expresión:

$$H = c h_v \quad H = \text{resistencia del ciclón (pulg. agua)}$$

$$h_v = \text{presión de velocidad en la tubería de entrada al ciclón (pulg. agua).}$$

$$c = \text{coeficiente de pérdida}$$

Consumo de potencia

Una presión de 1.0 (pulg. agua) es igual a 5.19 (lb/pie²). Por lo tanto, el trabajo necesario para mover 1 pie³ de aire por minuto contra una presión de impacto de 1.0 (pulg. agua) es de 5.19 (lb-pie/min). De aquí que la potencia necesaria en HP para mantener un flujo determinado se expresa como:

46.

$$HP = \frac{5.19 Q h_1}{33.000} = 0.000157 Q h_1$$

Q = caudal (pie³/min)

h_1 = presión impacto (pulg. agua)



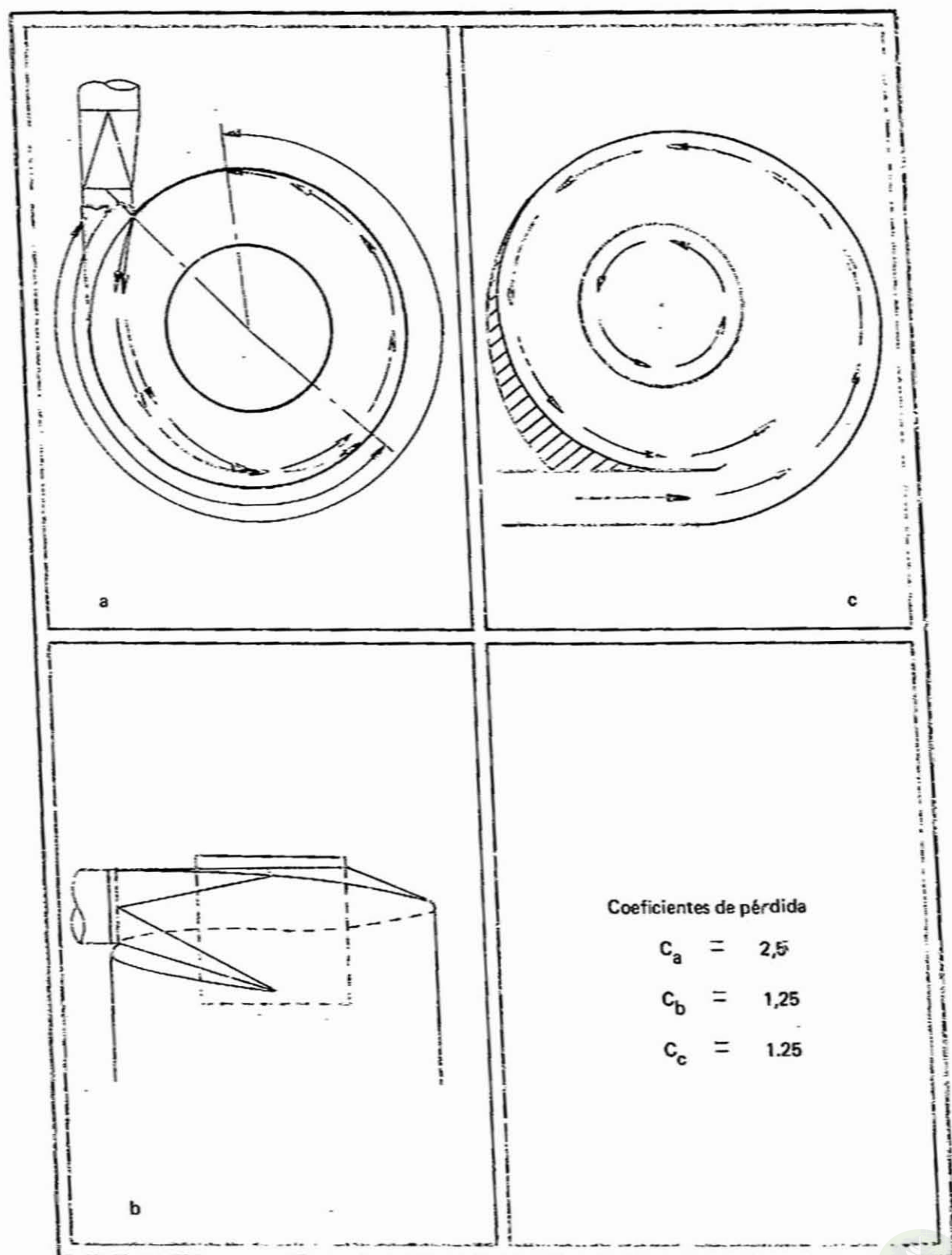


FIGURA 16. COEFICIENTES DE PERDIDA EN CICLONES

- BIBLIOGRAFÍA

ALDEN, John L. Design of industrial exhaust systems. 3rd. ed.
New York, The Industrial Press, 1959.

STREETER, Victor L. Mecánica de los fluídos. New York,
Mc Graw-Hill Book Company, 1963.

ACADEMIA HÜTTE DE BERLIN. Hütte Manual del Ingeniero.
28a. ed., Barcelona, Gustavo Gili, 1968. 2 vol.

——— Transportes hidro-neumáticos. Concepción, Chile,
Universidad de Concepción, Escuela de Ingeniería, 1967.
(Apuntes de clase).



ANEXOS

ANEXO 1: CONSTRUCCION DE CICLONES DE GRAN DIAMETRO

Los ciclones son implementos destinados a separar el exceso de aire de las partículas que éste trae en suspensión. Se instalan por lo general a la salida del sistema neumático, constituyendo el último implemento del equipo.

Su instalación puede omitirse en aquellos casos en que la descarga se hace a la atmósfera o en grandes depósitos abiertos, donde el efecto soplante del sistema no introduce perturbaciones.

Los más usados para este tipo de instalaciones son los ciclones de gran diámetro.

En esta categoría se encuentra el común de los ciclones y corresponde a aquéllos cuyos diámetros fluctúan entre 3 1/2 y 6 veces el diámetro de la tubería de entrada.

Son apropiados para manejar grandes cantidades de aire con moderada eficiencia. Incluye la separación de partículas de madera (aserrín, viruta, despunte), polvo de esmeril y partículas mayores de 50 micrones.

Ciclones tradicionales

El tipo tradicional mayormente usado se indica en el plano y cuadro A1 adjuntos. La caída de presión para esta construcción puede estimarse en 2.5 alturas de velocidad del ducto de entrada.

La boca de entrada al ciclón deberá ser tangencial para facilitar la rápida llegada de las partículas a la cara del ciclón, disminuyendo así su trayectoria y aumentando su eficiencia. Por esta misma razón, el ducto circular de llegada se transforma en un ducto de entrega rectangular de pequeño ancho.

Se mejora la pérdida de presión del ciclón tradicional modificando la entrada al manto como se indica en detalle de plano adjunto, la pérdida se estima aquí en 1.7 alturas de velocidad.

Ciclones de baja pérdida

Las pérdidas son causadas en su mayor parte por la turbulencia producida en la entrada al chocar dos flujos convergentes (fig. 12). Los dos diseños mostrados en la fig. 16 b y c, solucionan este problema reduciendo la pérdida a 1.25 alturas de velocidad del ducto de entrada.

El primero de ellos logra que los dos flujos converjan al mismo punto. Para ello se construye el techo del ciclón en forma helicoidal, de modo que la entrada de aire sea paralela y en un plano superior al retorno. El cuadro 2 entrega las dimensiones y capacidades del ciclón de techo helicoidal.

**CUADRO 2.- DIMENSIONES PARA CICLONES DE ENTRADA
TIPO HELICOIDAL**

Capacidad pie ³ /min	Pulgadas									
	a	b	c	d ¹	e	f	g	h	i ²	j ³
500	37	15	33	5	10	12	8	7	8	3
1.000	44	21	40	7	14	16	11	10	11	5
2.000	54	30	49	10	20	19	15	14	15	6
3.000	63	36	57	12	25	22	18	18	19	7
5.000	75	48	68	16	32	28	24	22	24	10
7.500	87	60	78	20	39	34	30	27	30	10
10.000	97	68	87	23	45	38	34	32	34	12
12.500	105	75	95	25	50	42	38	35	38	12
15.000	114	82	103	27	55	45	41	38	42	12
20.000	127	94	114	32	63	51	47	44	48	13
25.000	139	105	125	35	70	57	53	49	54	13
30.000	151	116	136	39	77	62	58	54	59	14
35.000	163	126	147	42	84	67	63	59	64	14
40.000	173	135	156	45	90	72	68	63	69	15

1.- Diámetro interior nominal

2.- Ajustable

3.- Opcional, puede reducirse si está conectado a un ventilador de salida

El segundo diseño evita la pérdida haciendo que la convergencia se realice en forma paralela mediante una aleta deflectora.

ANEXO 2: INCINERADORES MC. CASHNEY

Este tipo de incinerador se desarrolló en Australia y permite quemar desperdicios de aserrín y viruta en forma eficiente. Su construcción es sencilla, principalmente en base a albañilería de ladrillos corrientes y refractarios.

Los cuadros 3 y 4 permiten dimensionarlo en base a una producción de desperdicios estimada según diferentes contenidos de humedad. Se adjuntan los planos A2 y A3 de construcción.

La fig. 1 muestra un modo de controlar la alimentación del incinerador para producir condiciones óptimas de combustión para uno o dos quemadores, o para un quemador y horno. En caso de no contar con un sistema regulador de alimentación, se recomienda dimensionarlo al tamaño inmediatamente superior para absorber los excesos de carga momentáneos.

La fig. 2 indica dos alternativas para la entrada de aire por la parte inferior para reforzar la convección natural.

Cuando se queman desperdicios con un contenido de humedad muy alto (por sobre 120 %), se recomienda agrandar el ángulo de pared (medido desde la vertical), con el objeto de reflejar más calor hacia la cámara y aumentar la temperatura interior. En tales casos un ángulo de 18-19° se puede usar en lugar de los indicados en el cuadro 3. Si el ángulo se incrementa, también debe incrementarse la altura para compensar el tronco cónico que se acorta.



CUADRO 3.- DIMENSIONES DE INCINERADORES MC. CASHNEY

Dimen- sión	T A M A Ñ O										
	00	0	1	2	3	4	5	6	6A	7	9
A	4'6"	6'0"	7'0"	8'0"	9'0"	10'0"	11'0"	12'0"	12'0"	14'0"	15'6"
B	6'9"	8'3"	9'3"	10'3"	11'3"	13'0"	14'0"	15'0"	15'0"	17'0"	18'6"
C	6'6"	7'0"	7'1"	7'6"	8'3"	8'10"	9'3"	9'7"	13'0"	12'6"	13'3"
D	6'9"	9'3"	10'5"	10'10"	10'9"	11'2"	11'9"	12'5"	10'3"	12'0"	12'9"
E	2'9"	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	4'3"	3'3"	3'0"
F	16'0"	17'3"	18'6"	19'4"	20'0"	21'0"	22'0"	23'0"	27'6"	27'9"	29'0"
G	4'6"	5'3"	5'6"	6'11/2"	6'10"	7'8"	8'2"	8'7"	9'9"	10'11"	11'10"
H	2'3"	3'0"	3'3"	3'10 1/2"	4'7"	5'5"	5'11"	6'4"	7'6"	8'8"	9'7"
J	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	1'0"	1'3"	1'6"	1'9"
K	5'6"	6'0"	6'1"	6'5"	7'0"	7'11"	8'3"	8'7"	11'11"	11'4"	12'0"
L	2'9"	3'6"	3'6"	3'6"	3'6"	3'6"	3'6"	3'6"	3'6"	3'6"	3'6"
M	0'4"	0'5"	0'6"	0'7"	0'9"	0'10"	0'11"	1'0"	1'2"	1'4"	1'6"
N (pie ³ /min)	370	750	1.000	1.330	2.000	2.720	3.300	3.800	5.300	7.000	8.700
O (pie ³ /min)	4.200	5.500	5.100	5.000	4.500	5.000	5.000	4.800	5.000	5.000	4.900
P	—	—	—	—	—	1'11"	2'1"	2'3"	2'6"	3'0"	3'6"
Q	—	—	—	—	—	0'5"	0'5 1/2"	0'6"	0'7"	0'7 1/2"	0'8"
R	—	—	—	—	—	1'4"	1'5 1/2"	1'6 1/2"	1'10"	2'0 1/2"	2'2"

Dimensiones aplicables al plano A2

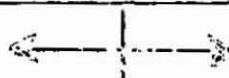
Dimensiones aplicables al plano A3

(continúa)

(continuación del cuadro anterior)

Dimen- sión	T A M A Ñ O										
	00	0	1	2	3	4	5	6	6A	7	9
S	1'3"	1'6"	1'6"	1'6"	1'6"	1'6"	1'6"	1'6"	2'0"	2'6"	2'6"
T	2'6"	3'0"	3'0"	3'0"	3'0"	3'0"	3'0"	3'0"	3'0"	3'6"	3'6"
U (referencia)	9 1/2°	9 1/4°	10 1/4°	10 3/4°	11 1/2°	13 1/2°	14°	14 1/2°	14 1/2°	14 1/4°	14 3/4°

Dimensiones aplicables al plano A2



Dimensiones aplicables al plano A3

**CUADRO 4.- CARGA RECOMENDADA PARA INCINERADORES MC. CASHNEY
EN FUNCION DEL CONTENIDO DE HUMEDAD DE LOS DESPERDICIOS**

	Tamaño	Carga recomendada (lb/hr)		Carga máxima por períodos cortos (lb/hr)
(a)	Desperdicios a 12 % contenido de humedad - Poder calorífico 7,300 BTU/lb			
	00	120	145	180
	0	235	280	350
	1	320	385	480
	2	450	540	670
	3	630	760	945
	4	840	1.010	1.265
	5	1.075	1.290	1.610
	6	1.330	1.600	1.995
	6A	1.820	2.185	2.735
	7	2.320	2.785	3.485
	9	2.970	3.565	4.460
(b)	Desperdicios a 20 % contenido de humedad - Poder calorífico 6,745 BTU/lb			
	00	130	155	195
	0	250	300	375
	1	345	415	520
	2	485	580	725
	3	685	820	1.025
	4	910	1.095	1.370
	5	1.165	1.395	1.745
	6	1.440	1.730	2.160
	6A	1.970	2.365	2.960
	7	2.510	3.015	3.770
	9	3.220	3.860	4.825
(c)	Desperdicios a 30 % contenido de humedad - Poder calorífico 6,145 BTU/lb			
	00	140	170	215
	0	275	330	415
	1	380	455	570
	2	530	640	800
	3	750	900	1.125
	4	1.000	1.200	1.500

(continúa)

	Tamaño	Carga recomendada (lb/hr)		Carga máxima por períodos cortos (lb/hr)
(c)	(continuación)			
	5	1.275	1.530	1.915
	6	1.580	1.900	2.370
	6A	2.165	2.595	3.245
	7	2.760	3.310	4.135
	9	3.530	4.235	5.295
(d)	Desperdicios a 40 % contenido de humedad - Poder calorífico 5,630 BTU/lb			
	00	155	185	235
	0	300	360	455
	1	415	500	620
	2	580	695	870
	3	820	980	1.230
	4	1.090	1.310	1.640
	5	1.390	1.670	2.090
	6	1.725	2.070	2.590
	6A	2.360	2.835	3.540
	7	3.010	3.610	4.515
	9	3.855	4.625	5.780
(e)	Desperdicios a 50 % contenido de humedad - Poder calorífico 5,190 BTU/lb			
	00	170	200	255
	0	330	390	490
	1	450	540	675
	2	630	755	945
	3	890	1.065	1.335
	4	1.185	1.425	1.780
	5	1.510	1.815	2.265
	6	1.875	2.250	2.810
	6A	2.565	3.075	3.845
	7	3.265	3.920	4.900
	9	4.185	5.020	6.275

(continúa)

(continuación del cuadro anterior)

Tamaño	Carga recomendada (lb/hr)		Carga máxima por períodos cortos (bl/hr)
(f) Desperdicios a 60 % contenido de humedad - Poder calorífico 4,795 BTU/lb			
00	180	220	275
0	355	425	530
1	490	585	730
2	680	820	1.020
3	960	1.155	1.440
4	1.280	1.540	1.920
5	1.635	1.960	2.450
6	2.025	2.430	3.035
6A	2.770	3.325	4.160
7	3.530	4.240	5.300
9	4.520	5.425	6.780
(g) Desperdicios a 70 % contenido de humedad - Poder calorífico 4,455 BTU/lb			
00	195	235	295
0	380	460	570
1	525	630	790
2	735	880	1.100
3	1.035	1.240	1.550
4	1.380	1.655	2.070
5	1.760	2.110	2.640
6	2.180	2.620	3.270
6A	2.985	3.580	4.480
7	3.805	4.565	5.710
9	4.870	5.845	7.305
(h) Desperdicios a 80 % contenido de humedad - Poder calorífico 4,150 BTU/lb			
00	210	255	315
0	410	490	615
1	565	675	845
2	790	945	1.180
3	1.110	1.335	1.665
4	1.480	1.775	2.225
5	1.890	2.265	2.835
6	2.340	2.810	3.510

(continúa)

	Tamaño	Carga recomendada (lb/hr)		Carga máxima por períodos cortos (lb/hr)
(h)	(continuación)			
	6A	3.205	3.845	4.805
	7	4.085	4.900	6.125
	9	5.230	6.275	7.840
(i)	Desperdicios a 90 % contenido de humedad - Poder calorífico 3,875 BTU/lb			
	00	225	270	340
	0	440	525	660
	1	605	725	905
	2	840	1.010	1.265
	3	1.190	1.425	1.785
	4	1.585	1.905	2.380
	5	2.020	2.425	3.030
	6	2.505	3.005	3.760
	6A	3.430	4.115	5.145
	7	4.370	5.245	6.560
	9	5.595	6.715	8.395
(j)	Desperdicios a 100% contenido de humedad-Poder calorífico 3,630 BTU/lb			
	00	240	290	360
	0	465	560	700
	1	645	770	965
	2	900	1.080	1.350
	3	1.270	1.525	1.905
	4	1.695	2.030	2.540
	5	2.160	2.590	3.240
	6	2.675	3.210	4.015
	6A	3.660	4.395	5.495
	7	4.670	5.600	7.000
	9	5.975	7.170	8.965
(k)	Desperdicios a 110% contenido de humedad-Poder calorífico 3,410 BTU/lb			
	00	255	310	385
	0	500	600	750

(continúa)

(continuación del cuadro anterior)

	Tamaño	Carga recomendada (lb/hr)		Carga máxima por períodos cortos (lb/hr)
(k)	(continuación)			
	1	685	825	1.030
	2	960	1.150	1.440
	3	1.350	1.625	2.030
	4	1.800	2.165	2.705
	5	2.300	2.760	3.450
	6	2.850	3.420	4.275
	6A	3.900	4.680	5.850
	7	4.970	5.960	7.460
	9	6.365	7.640	9.550
(l)	Desperdicios a 120% contenido de humedad-Poder calorífico 3,200 BTU/lb			
	00	275	326	410
	0	530	635	795
	1	730	875	1.095
	2	1.020	1.225	1.530
	3	1.435	1.725	2.155
	4	1.920	2.300	2.875
	5	2.445	2.935	3.665
	6A	3.030	3.635	4.545
	7	5.285	6.345	7.925
	9	6.765	8.120	10.150
(m)	Desperdicios a 130% contenido de humedad-Poder calorífico 3,020 BTU/lb			
	00	290	345	435
	0	560	675	845
	1	775	930	1.160
	2	1.080	1.295	1.625
	3	1.525	1.830	2.290
	4	2.035	2.440	3.050
	5	2.595	3.115	3.890
	6	3.215	3.860	4.825
	6A	4.400	5.280	6.600
	7	5.605	6.730	8.415
	9	7.180	8.615	10.770

(continúa)

	Tamaño	Carga recomendada (lb/hr)		Carga máxima por períodos cortos (lb/hr)
(n)	Desperdicios a 140º/o contenido de humedad-Poder calorífico 2,850 BTU/lb			
	00	305	370	460
	0	595	715	895
	1	820	985	1.230
	2	1.145	1.375	1.720
	3	1.615	1.940	2.425
	4	2.155	2.585	3.230
	5	2.750	3.295	4.120
	6	3.405	4.085	5.110
	6A	4.660	5.595	6.990
	7	5.940	7.130	8.910
	9	7.605	9.125	11.410
(o)	Desperdicios a 150º/o contenido de humedad-Poder calorífico 2,730 BTU/lb			
	00	320	385	480
	0	620	745	935
	1	855	1.030	1.285
	2	1.200	1.435	1.795
	3	1.685	2.025	2.530
	4	2.250	2.700	3.375
	5	2.870	3.445	4.305
	6	3.560	4.270	5.340
	6A	4.870	5.845	7.305
	7	6.205	7.445	9.310
	9	7.945	9.535	11.920

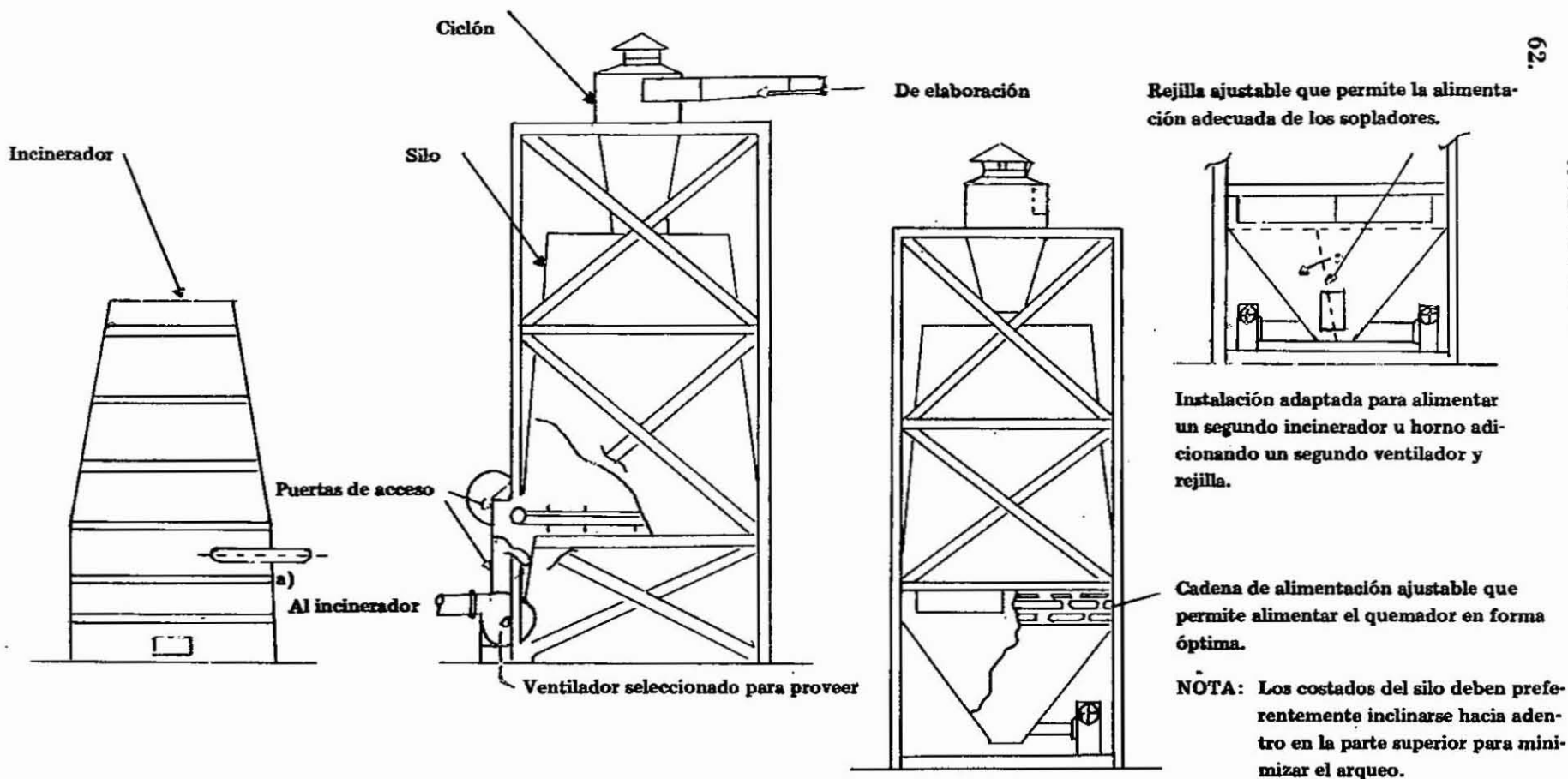


FIG. 1. METODO PROPUESTO PARA CONTROLAR LA ALIMENTACION DESDE EL SILO AL INCINERADOR

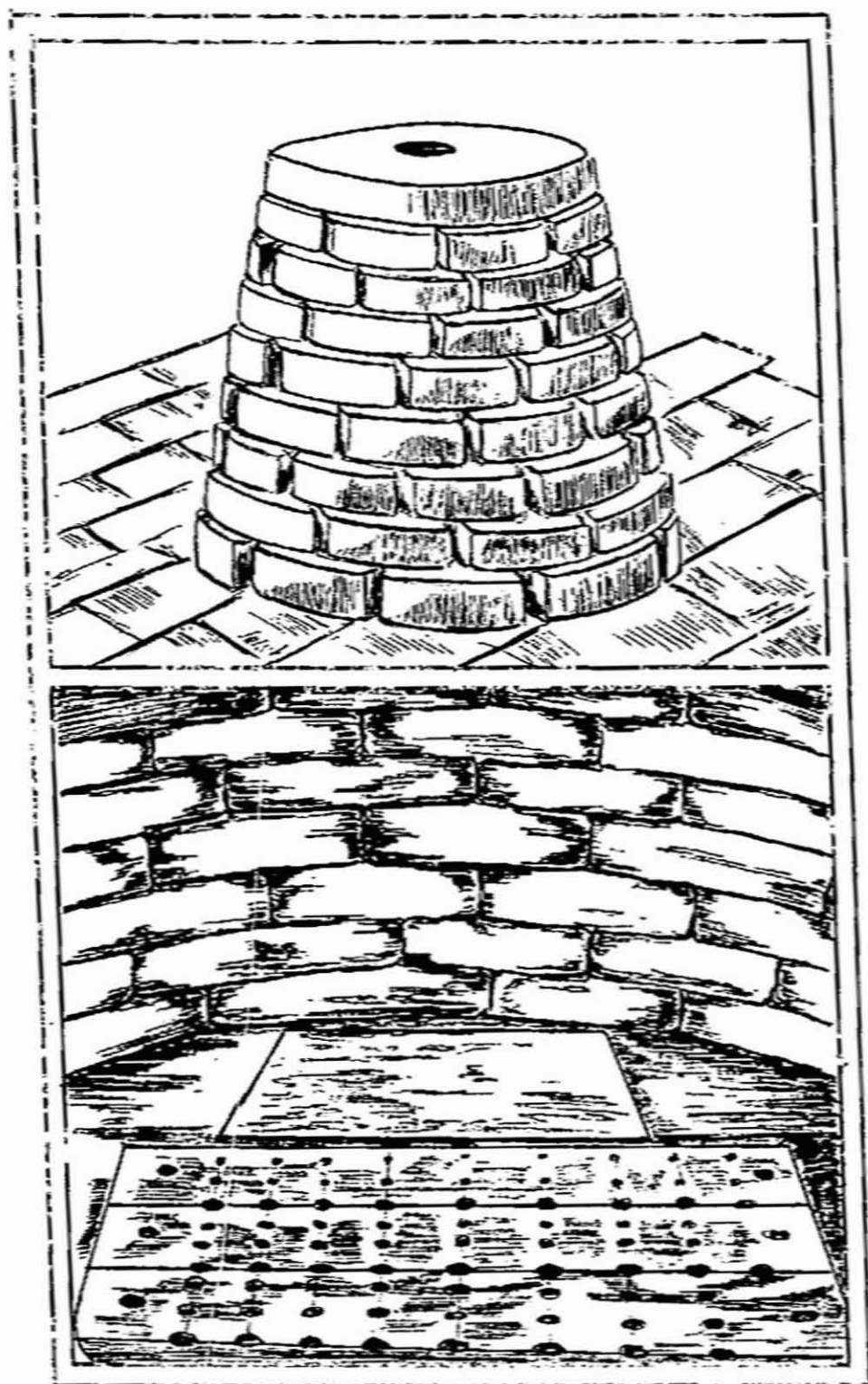
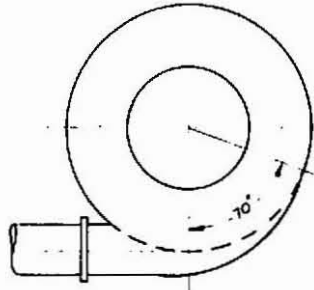
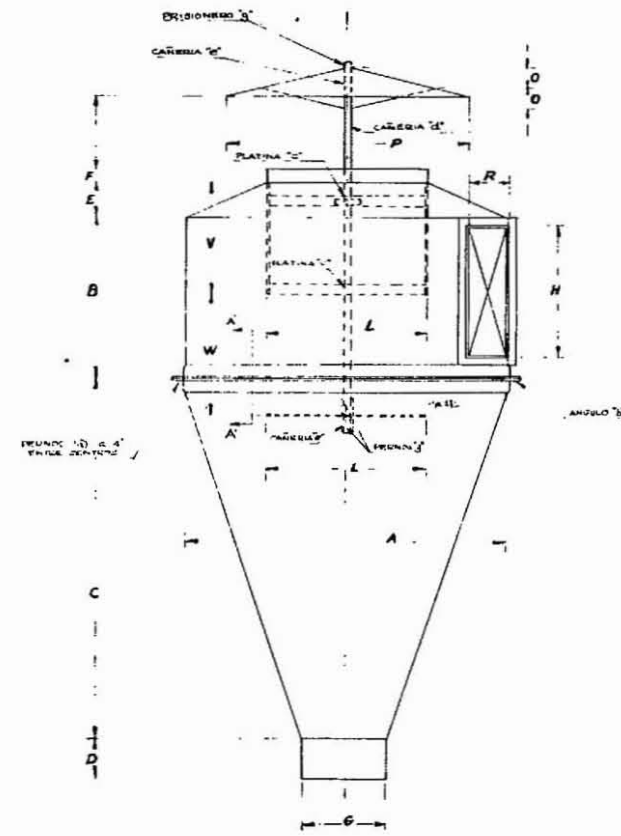
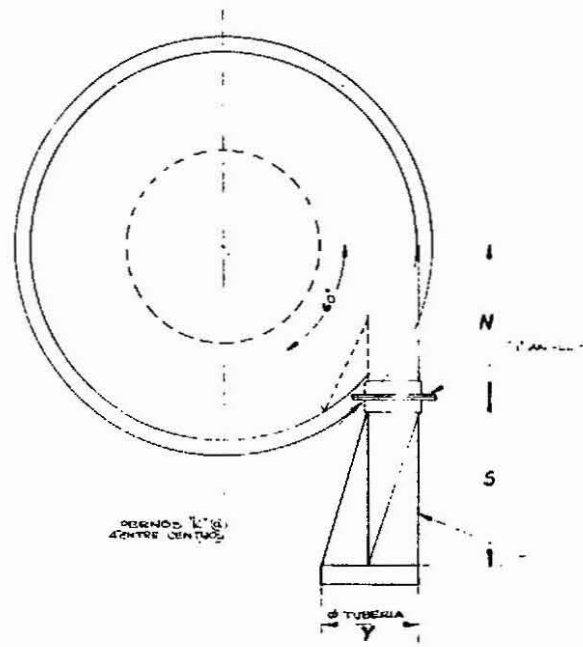


FIG. 2. ENTRADA DE AIRE SECUNDARIO



ENTRADA AL MANTO MODIFICADA.
PERDIDA DE PRESION: 1,7 kg

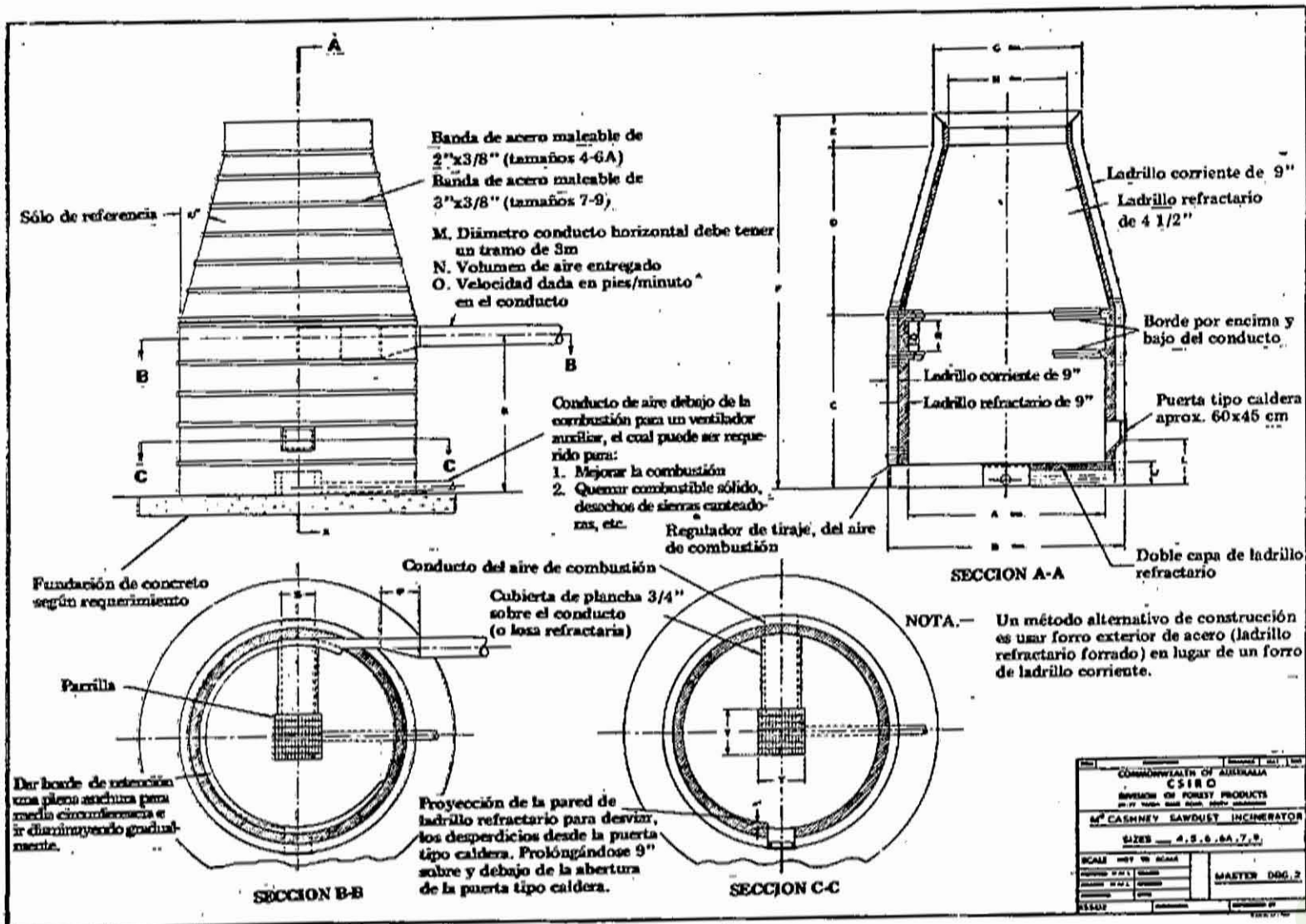


BIBLIOTECA
INSTITUTO FORESTAL

DIMENSIONES EN PULGADAS

[illegible]

* Despreendendo en la tubería de entrada una velocidade inicial de: 3.000 (gpc/min); 166 ml/seg.



PLANO A-3

TERMINOLOGÍA

Caudal.-	Volumen por unidad de tiempo.
Ciclón.-	Implemento destinado a separar el exceso de aire de las partículas que éste trae en suspensión.
Coefficiente de entrada.-	Cuociente entre el flujo real que entra a un ducto y el calculado teóricamente.
Colector.-	También llamado boca-toma; parte del sistema más cercano a la herramienta cortante.
Desechos.-	Se entenderá por tal al aserrín y viruta, secos y húmedos producidos en plantas de elaboración.
Diámetro equivalente.-	Es el diámetro de un ducto no circular funcionalmente equivalente al de un ducto circular.
Pérdidas.-	Se ha dado en llamar pérdidas a la compensación necesaria, en términos de presión, producto de la resistencia que el flujo encuentra a su paso.
Presión estática.-	Presión medida en un orificio perpendicular a la dirección del flujo.
Presión de impacto.-	Suma algebraica de la presión estática y presión de velocidad en una sección cualquiera de un ducto.
Presión de velocidad.-	Es la presión que se produce debido a la velocidad de un fluido en un ducto. Se mide a contracorriente.
Radio hidráulico.-	Es el cuociente entre la sección transversal y el perímetro de un ducto.
Velocidad de arrastre.-	Velocidad que permite a un flujo de aire llevar sólidos en suspensión.



**Impreso en los talleres del Instituto Forestal
Valenzuela Llanos.1061 - Casilla 3085
Santiago, Chile Marzo 1974**



INFOR

ROJO, Rigoberto

Extracción neumática de residuos de elaboración de maderas.
Santiago, Chile, Instituto Forestal, 1973.

40 p., illus. (Informe Técnico N° 43).

Esta publicación está dirigida a solucionar el problema de la extracción de residuos en plantas de elaboración de maderas mediante sistemas neumáticos.

Se explica cómo diseñar o comprar un sistema de extracción que se adecúe eficiente y económicamente a las necesidades de una planta de elaboración.

En forma de anexo se entrega la información necesaria para el dimensionamiento y construcción de ciclones e incineradores apropiados para estos sistemas.

ROJO, Rigoberto

Extracción neumática de residuos de elaboración de maderas.
Santiago, Chile, Instituto Forestal, 1973.

40 p., illus. (Informe Técnico N° 43).

Esta publicación está dirigida a solucionar el problema de la extracción de residuos en plantas de elaboración de maderas mediante sistemas neumáticos.

Se explica cómo diseñar o comprar un sistema de extracción que se adecúe eficiente y económicamente a las necesidades de una planta de elaboración.

En forma de anexo se entrega la información necesaria para el dimensionamiento y construcción de ciclones e incineradores apropiados para estos sistemas.

ROJO, Rigoberto

Pneumatic extraction of wasting material in wood elaboration.
Santiago, Chile, Instituto Forestal, 1972.

40 p., illus. (Technical Report N° 43).

This publication is intended to solve the problem of extracting the wood-waste in wood-working plants by means of pneumatic systems.

It deals with the designing or buying of pneumatic exhaust systems that meets properly and economically the needs of wood-working plants.

A document with the necessary information, providing measures and manufacturing of cyclons and burners suitable for these systems, is added.

ROJO, Rigoberto

Pneumatic extraction of wasting material in wood elaboration.
Santiago, Chile, Instituto Forestal, 1972.

40 p., illus. (Technical Report N° 43).

This publication is intended to solve the problem of extracting the wood-waste in wood-working plants by means of pneumatic systems.

It deals with the designing or buying of pneumatic exhaust systems that meets properly and economically the needs of wood-working plants.

A document with the necessary information, providing measures and manufacturing of cyclons and burners suitable for these systems, is added.

INSTITUTO FORESTAL



