

300617

1
2oj



UNIVERSIDAD LA SALLE
ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

**"METODOLOGIA DE DISEÑO
PARA SISTEMAS DE
VENTILACION INDUSTRIAL"**

TRABAJO DE TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO - ELECTRICISTA
(AREA MECANICA)

PRESENTA:

EDUARDO DARRYL ALONZO GASQUE

DIRECTOR DE TESIS:

M. EN I. EZEQUIEL RUIZ MUÑIZ

MEXICO D.F.

1990

FALLA DE ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

<u>Título</u>	<u>Página</u>
INTRODUCCION	1
Justificación	4
Objetivos	5
Marco de Referencia	6
CAPITULO I FUNDAMENTOS TEORICOS DE DISEÑO	
1.1. Principios Básicos	7
1.1.1. Ecuación de Estado para un gas Ideal	7
1.1.2. Ley de Joule	9
1.1.3. Ley de Avogadro	10
1.1.4. Ley de Gibbs-Dalton	11
1.1.5. Primera Ley de la Termodinámica	11
1.1.6. Segunda Ley de la Termodinámica	13
1.2. Propiedades del Aire	16
1.2.1. Composición Química	16
1.2.2. Calor Específico	17
1.2.3. Densidad del Aire	17
1.2.4. La carta Psicrométrica	18
1.2.5. Volumen Específico	18
1.2.6. Densidad del Vapor	18
1.2.7. Humedad Absoluta (Relación de Humedad)	20
1.2.8. Humedad Relativa	20
1.2.9. Relación de Saturación	21
1.2.10. Temperatura de Bulbo Seco	22
1.2.11. Temperatura de Bulbo Húmedo	22
1.2.12. Temperatura de Saturación Adiabática	23
1.2.13. Temperatura de Rocío	24
1.2.14. Entalpía de Mezcla	24
1.3. Mecánica de Fluidos (Análisis Integral)	27
1.3.1. Ley de la Conservación de la Masa	29
1.3.2. Ley de la Conservación de la Cantidad de Movimiento	31
1.3.3. Ecuación de Euler-Bernoulli	33
1.3.4. Primera ley de la Termodinámica (Balance de Energía)	39

I N D I C E (CONT.)

<u>Título</u>	<u>Página</u>
1.4. Flujo de Aire en Ductos	44
1.4.1. Flujo másico y Gasto Volumétrico del Flujo	44
1.4.2. Caída de Presión en un Sistema de Ductos	46
1.4.3. Concepto de Radio Hidráulico	55
1.4.4. Pérdidas Localizadas en Ductos	56
 CAPITULO II ANALISIS DE LOS SISTEMAS DE VENTILACION	
2.1. Los sistemas de Ventilación	64
2.1.1. La característica del Sistema	64
2.1.2. Sistemas con Dos Ventiladores	67
2.1.3. Arreglos en Serie	68
2.1.4. Arreglos en Paralelo	69
2.2. Ventiladores	72
2.2.1. Tipos de Ventiladores	74
2.3. Campos de Aplicación - Tipos de Sistemas	83
2.3.1. Ventilación	83
2.3.2. Ventilación por Dilución	84
2.3.3. Ventilación por Extracción Local	89
2.3.4. Transportadores Neumáticos	98
2.3.5. Cambiadores de Calor Enfriados por Aire	108
2.3.6. Purificación y Limpieza del Aire	109

I N D I C E (CONT.)

<u>Título</u>	<u>Página</u>
CAPITULO III METODOLOGIA DEL DISEÑO	
3.1. Información Básica Requerida para el Diseño	123
3.2. Diagrama de Flujo del Procedimiento de Diseño	126
3.3. El cálculo del Sistema	129
3.2.1. Método por Longitud Equivalente	129
3.2.2. Método por Presión de Velocidad (Energía Cinética)	132
3.2.3. Distribución del Flujo	135
3.2.4. Método Balanceado	135
3.2.5. Método con Ajuste por Compuertas	138
3.2.6. Selección del Método	140
3.3.7. Correcciones para Cambios en la Velocidad	140
3.3.8. Aspectos sobre Información Práctica para el Diseño	142
3.4. Selección de Ventiladores	143
CAPITULO IV EJEMPLO DE DISEÑO	
4.1. Sistema de Recolección para un secador de Piedra Caliza	145
4.1.1. Descripción del Problema	145
4.1.2. Definición del Sistema	147
4.1.3. Desarrollo del Sistema Propuesto	147
CONCLUSIONES	163
BIBLIOGRAFIA	166

INTRODUCCION

El presente trabajo de tesis consiste en desarrollar una metodología que proporcione una secuencia lógica de procedimientos de cálculo y de selección de alternativas, a fin de poder establecer los parámetros y características óptimos de un sistema de ventilación industrial, logrando así, consolidar la satisfacción de una necesidad a través de la actividad ingenieril denominada "Diseño".

La metodología expuesta, contiene una recopilación de información de las variables y parámetros que intervienen en el manejo de aire con fines de ventilación en los diversos procesos industriales. Esta información, en unión con la fundamentación teórica que se trata en este trabajo de tesis profesional, proporcionan al diseñador los fundamentos necesarios para emitir juicios y tomar decisiones con criterio ingenieril que concluyan en un diseño óptimo que satisfaga las necesidades y expectativas del cliente (traducidas a términos operativos en el intento de diseño), a un costo que represente el valor de la solución propuesta. Es decir, lograr la calidad en el diseño.

El trabajo se complementa con herramientas prácticas para el diseñador como son: información práctica tomada de las referencias bibliográficas (tablas y gráficas), hojas de cálculo electrónicas (por computadora), y un ejemplo ilustrativo de los procedimientos expuestos.

La estructuración del trabajo es la siguiente:

Capítulo I. Fundamentos Teóricos de Diseño.

En este capítulo se proporcionan al diseñador, las bases teóricas que fundamentan el comportamiento físico de las variables a manejar en el diseño de sistemas de ventilación. Comprende aspectos tales como:

- Principios físicos básicos
- Propiedades del aire
- Mecánica de fluidos (punto de vista macroscópico)
- Flujo de aire en ductos (Caída de presión)

Capítulo II. Análisis de los Sistemas de Ventilación Industrial.

Este capítulo consiste de la información, también teórica pero sobre aspectos técnicos y prácticos, respecto a la aplicación de los sistemas de ventilación para fines industriales como son: la higiene industrial en procesos de manufactura, el control de condiciones de aire para los procesos que lo requieren, y el reacondicionamiento y limpieza del aire para la preservación del ambiente. Se contemplan aspectos como la definición del sistema de ventilación, información sobre los diferentes tipos de sistemas y aplicaciones; conceptos sobre ventiladores, tipos y aplicaciones; así como de la información técnica, criterios y consideraciones de diseño, que proporcionan al diseñador las herramientas que ha de utilizar para proponer soluciones viables a un problema en particular.

Capítulo III. Metodología del Diseño.

Con base en la información de capítulos anteriores, se proporciona una serie de procedimientos de cálculo que constituyen la herramienta para efectuar el proceso de diseño a partir de la información disponible del problema en particular. Se contemplan además los criterios de utilización de los métodos de cálculo aquí expuestos, con objeto de no caer en la proposición de un procedimiento tipo receta de cocina, sino el de proporcionar las herramientas teóricas y prácticas, criterios de evaluación y aplicación de alternativas; así como procedimientos de cálculo, que al utilizarse en conjunto sistemáticamente, constituyen una "Metodología de Diseño" flexible y práctica que cumple con los objetivos que persiguió su elaboración.

Capítulo IV. Ejemplo de Diseño

Este, que es el último capítulo del trabajo de tesis, no hace sino ilustrar la metodología propuesta ejemplificando su aplicación mediante el diseño de las características de un sistema en particular.

JUSTIFICACION:

El control de las condiciones del ambiente, es un aspecto de mucha importancia para la mayoría de los procesos industriales actuales. En éstos, se requiere de cumplir con las condiciones que el proceso en particular requiera o bien, con las condiciones de aire que permitan tener un ambiente de trabajo seguro en cuanto a la higiene industrial y que permita incluso mejorar los niveles de calidad y productividad. En adición a esto, los sistemas de ventilación también son utilizados para controlar las condiciones del aire y de los contaminantes que se devuelven a la atmósfera después de utilizarse en los procesos industriales. Esto último es de vital importancia en México, debido a la necesidad actual de controlar la contaminación ambiental.

Con motivo en estos puntos, este trabajo pretende aportar una metodología para el desarrollo de sistemas de ventilación industrial. A fin de establecer una guía práctica de diseño que facilite y simplifique el desarrollo de estos sistemas.

OBJETIVOS:

El objetivo general del trabajo es la proposición de una metodología de diseño de sistemas especiales de ventilación industrial.

Existen, además objetivos particulares, como son:

- Proporcionar además del conjunto de procedimientos de diseño de sistemas de ventilación industrial, aquellos fundamentos teóricos que aplican a los criterios utilizados, de modo que la actividad de diseño no sea limitada por los procedimientos expuestos, sino que éstos últimos sean adaptables a cada caso en particular.
 - Establecer los algoritmos de cálculo que permitan simplificar algunas operaciones que intervienen en el diseño de los sistemas a través del empleo de hojas de cálculo por computadora o programas específicos.
 - Ilustrar la aplicación de estos procedimientos mediante el cálculo y diseño de un sistema en particular ejemplificado en un sistema de recolección de polvos.
-

MARCO DE REFERENCIA, LIMITACIONES:

El presente trabajo de tesis se ubica en un enfoque práctico acorde a sus objetivos. Este queda definido por la proposición de una metodología de diseño de los parámetros y características de los sistemas de ventilación de aplicación industrial. Esta metodología es una alternativa más, no es limitativa en los criterios establecidos y se fundamenta en los principios teóricos necesarios para ser compatible con los diversos procedimientos de cálculo que se aplican actualmente; quedando abierta a la inclusión de otros criterios de diseño que sean requeridos para un sistema en particular.

Este trabajo no incluye el estudio de aquellos sistemas de ventilación y acondicionamiento de aire requeridos para proporcionar condiciones de confort en casas habitación, oficinas, auditorios, etc., en donde los parámetros de diseño son diferentes. Es necesario mencionar que el diseño de los elementos físicos y características constructivas de los equipos utilizados en ventilación industrial, quedan fuera del contexto de este trabajo, debido a esto, la metodología propuesta se entenderá como la guía práctica en la definición de los equipos, una vez calculadas las variables y parámetros que intervienen en el proceso de diseño.

Las unidades de medición que se utilizan en este trabajo son dimensionalmente congruentes, por lo que los fundamentos teóricos expuestos pueden aplicarse con cualquier sistema de unidades dimensionalmente homogéneo. En los aspectos prácticos de diseño, se utilizan principalmente unidades del sistema inglés, debido a que la información técnica comercial de que se dispone normalmente, utiliza el sistema inglés; y dado el enfoque práctico y didáctico de este trabajo, es recomendable trabajar con este sistema con el fin facilitar la aplicación de los conceptos prácticos de diseño planteados y de no generar puntos de incompatibilidad con los métodos y conceptos artificiales de diseño que se utilizan en la práctica.

1.1 PRINCIPIOS BASICOS

1.1.1 Ecuación de Estado para un Gas Ideal

La forma más simple de la ecuación de estado para un gas ideal es; utilizando cualquier sistema de unidades que sea dimensionalmente homogéneo:

$$\bar{P}\bar{v} = \bar{R}T$$

Ecc. 1

Donde: P es la presión absoluta del gas
 \bar{v} es el volumen específico molar
 \bar{R} es la constante universal de los gases
 T es la temperatura

Mol es una unidad de cantidad de materia que tiene valor numéricamente igual al peso molecular y se expresa en unidades de masa (p.ej.: Kgmol, lbmol).

Dividiendo la ecuación anterior entre el peso molecular M , obtenemos la ecuación de estado con base al volumen específico.

$$\frac{P_0}{M} = \frac{RT}{M} \quad P_0 = RT$$

Ecc. 2

Donde: v es el volumen específico

R es la constante particular del gas

La ecuación de estado también puede escribirse en términos del volumen total, como sigue:

$$PV = nRT$$

$$PV = mRT$$

Eccs. 3 y 4

Por último, la ecuación de estado puede escribirse relacionando los estados inicial y final de un gas, en esta forma:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

Ecc. 5

El valor numérico de la constante universal de los gases depende de las unidades empleadas en las variables restantes de la ecuación, p.ej.:

$$\bar{R} = 1.986 \text{ kcal/kgmoloK}$$

$$\bar{R} = 1.986 \text{ cal/gmoloK}$$

$$\bar{R} = 1.986 \text{ BTU/lbmoloR}$$

$$\bar{R} = 847.7 \text{ kgf-m/kgmoloK}$$

$$\bar{R} = 1545 \text{ lbf-ft/lbmoloR}$$

De la ecuación de estado derivan las leyes de los gases de Boyle-Mariotte, Gay-Lussac y Charles.

1.1.2 Ley de Joule

Establece que la energía interna de un gas perfecto es función únicamente de su temperatura. Si un gas se expande sin efectuar trabajo, su temperatura permanece inalterable al igual que la energía interna. En 1843, James P. Joule demostró este enunciado al efectuar el experimento que lleva su nombre, sus experimentos contribuyeron a determinar el factor J de proporcionalidad entre trabajo y calor que se establece en la primera ley de la Termodinámica y que en 1929 se estableció por "The International Steam Conference" (Conferencia Internacional del Vapor, como:

$$u = f(T)$$

$$1 \text{ kcal} = 1/860 \text{ kv-h}$$

$$1 \text{ kcal} = 427.1 \text{ kg f-m}$$

$$1 \text{ Btu} = 778.26 \text{ lb f-pie}$$

Ecc. 6

Donde:

U es la energía interna del gas

T es la temperatura del gas

1.1.3 Ley de Avogadro

Establece que iguales volúmenes de cualquier gas, a la misma presión y temperatura absolutas, tienen el mismo número de moléculas, es decir, sus masas son proporcionales a sus respectivos pesos moleculares. Esto se muestra en la Ecuación de Estado (Ecos. 1 a 5) al analizar que la constante particular de cada gas, multiplicada por el peso molecular del gas, nos da la constante universal de los gases.

$$R = \frac{R'}{M}$$

Ecc. 7

1.1.4 Ley de Gibbs-Dalton

Establece que en una mezcla de gases o vapores, cada gas o vapor ejerce la misma presión, que si la ejerciera por sí sólo en el mismo espacio total a la misma temperatura. Por lo que la presión total de la mezcla es igual a la suma de las presiones parciales de los componentes de la mezcla.

$$P_T n_T = P_1 n_1 + P_2 n_2 + \dots + P_k n_k$$

Ecc. 8

Donde:

- P_T es la presión total de la mezcla
 n_T es el número de moles total
 P_1, P_2, P_k son las presiones parciales molares
 n_1, n_2, n_k son los números de moles parciales

1.1.5 Primera Ley de la Termodinámica

La primera ley de la termodinámica establece que la cantidad total de la energía del universo permanece constante, no puede crearse o destruirse y sin embargo, es convertible a través de sus distintas formas (véase la sección de mecánica de fluidos para el análisis de este

principio aplicado a un volumen de control).

$$\int \delta Q = \int \delta W$$

$$\delta Q - \delta W = dE$$

Ecc. 9

Una representación esquemática sencilla de esta ecuación es:

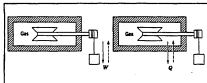


Fig. 1a

Si un sistema sufre un cambio de estado a través de un proceso, la energía puede cruzar el límite en forma de energía de transición (calor o trabajo). Con la primera ley de la termodinámica se introducen las propiedades entalpía y energía interna, que sirven para evaluar el cambio de nivel de energía térmica en un proceso.

1.1.6 Segunda Ley de la Termodinámica

La segunda ley de la termodinámica se fundamenta en las definiciones de Kelvin-Planck y de Clausius. La definición de Kelvin-Planck básicamente establece que es imposible que una máquina térmica que opera en un ciclo reciba una cantidad de calor de un depósito de alta temperatura y que ejecute una cantidad igual de trabajo. La única alternativa es que alguna cantidad de calor se transmita de la sustancia de trabajo a un depósito de baja temperatura; así, el trabajo puede realizarse por la transmisión de calor, sólo si hay dos niveles de temperatura involucrados y el calor es transmitido del depósito de alta temperatura a la máquina térmica y de la máquina térmica al depósito de baja temperatura. Esto significa que es imposible construir una máquina térmica que tenga un 100 % de rendimiento térmico.

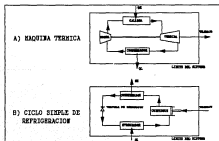


Figura 1b

La definición de Clausius es complementaria y esta asociada con el ciclo de refrigeración, esta establece que es imposible construir un aparato que opere en un ciclo y no produzca otro efecto que la transmisión de calor de un cuerpo frío a uno caliente.

Como corolario a la segunda ley de la termodinámica, se establece la desigualdad de Clausius que dice que la integral cíclica de la relación de la diferencial de calor en los depósitos de temperatura alta y baja a la temperatura de los depósitos es menor o igual a cero. Esto aplica tanto a procesos reversibles como a procesos irreversibles, mientras mayor sea la irreversibilidad tanto más negativo será el valor de la relación.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Ecc. 10

Con la Segunda Ley de la Termodinámica, se introduce la propiedad termodinámica "entropía (s)" que siendo una propiedad de la sustancia pura, se define como la relación del diferencial de calor dQ a la temperatura T y que se evalúa arbitrariamente entre dos estados de un proceso. De acuerdo con la desigualdad de Clausius, para todos los procesos prácticos, el cambio de entropía entre dos estados es positivo por lo que en cada transformación de energía se tiene una generación

de entropía asociada a las pérdidas debidas a la irreversibilidad de los procesos.

Las aplicaciones de la segunda ley de la termodinámica en ventilación industrial son limitadas al manejo de los conceptos de pérdidas por fricción y de calor, por lo que para profundizar en lo referente a estos dos principios termodinámicos se recomienda consultar las referencias de Termodinámica marcadas en la bibliografía de este trabajo.

1.2 PROPIEDADES DEL AIRE:

1.2.1. Composición Química:

El aire es una mezcla de gases cuya composición es la siguiente:

Nitrógeno	78.03%
Oxígeno	20.99%
Argón	0.94%
CO ₂	0.03%
Hidrógeno, Xenón, Kriptón y Otros	0.01%

El aire tiene un peso molecular con valor de 28.96 y se comporta de modo muy aproximado al gas perfecto en condiciones normales, por lo que puede predecirse su comportamiento a través de la ecuación de estado de los gases perfectos.

Además el aire contiene ciertas impurezas como son: Vapores, polvos, humos, cenizas, y microorganismos, que se encuentran en proporciones que dependen de diversos factores. Esto es cuando se habla de aire seco, sin embargo el aire también contiene una cierta cantidad de humedad que es variable y que varía de acuerdo a otras propiedades de la mezcla, ahora llamada: "aire-vapor de agua"; y que se describen gráficamente en una Carta Psicrométrica, o bien, en tablas.

1.2.2. Calor específico:

El calor específico del aire varía con la temperatura, para fines prácticos se toma un valor de:

$$C_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

Cuando se requiere de mayor precisión se le asigna un valor de:

$$C_p = 0.24112 + 0.000009 t \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

y:

$$C_v = 0.1714 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

Donde: C_p es el calor específico a presión constante y C_v es el calor específico a volumen constante. La relación de calores específicos C_p/C_v toma un valor de 1.4 para fines prácticos.

1.2.3. Densidad del aire:

La densidad del aire seco a 70°F y a $29.92'$ Hg tiene el valor de:

$$d_a = 0.07496 \text{ lb/ft}^3$$

1.2.4. La carta psicrométrica:

Las propiedades de la mezcla gaseosa "aire-vapor de agua" se han graficado en las "Cartas Psicrométricas". En la siguiente página se ilustra la carta psicrométrica de Carrier, que es la más conocida y en la que se encuentran graficadas las relaciones entre las diversas propiedades de la mezcla que se definen en los párrafos siguientes.

1.2.5. Volumen específico:

El volumen específico es el recíproco de la densidad, es decir:

$$v = \frac{1}{d_a}$$

Ecc. 11

1.2.6. Densidad del vapor:

La masa del vapor de agua expresada en libras o granos por cada pie cúbico es la densidad del vapor y se expresa "dv" cuando el vapor no está saturado y "dd" cuando sí lo está.

$$d_v = \frac{m_{vapor}}{V_{vapor}}$$

Ecc. 12

La Carta Peicrométrica Carrier

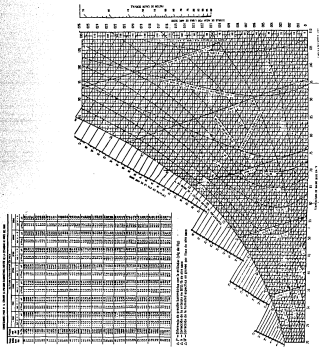


Figura 2

1.2.7. Humedad absoluta o relación de humedad:

La masa de vapor expresada en libras o gramos por libra de aire seco se llama humedad absoluta o relación de humedad y se denota 'Hv'.

$$H_v = \frac{m_{\text{vap}}}{m_{\text{a.a.}}}$$

Ecc. 13

1.2.8. Humedad relativa:

La humedad relativa es la relación que existe entre la presión parcial del vapor de agua en el aire y la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura de la mezcla. También puede considerarse como la razón de la densidad del vapor, a la densidad de saturación para la temperatura correspondiente. La humedad relativa se representará con la letra 'h'.

$$h = \frac{d_v}{d_d} = \frac{P_{\text{vap}}}{P_{\text{sat}}}$$

Ecc. 14

1.2.9. Relación de saturación:

La relación de saturación está definida como la razón de la humedad absoluta de la mezcla de aire-vapor, a la humedad absoluta de esta mezcla en condición de saturación. Se denotará como 'Rsat'.

$$R_{sat} = \frac{H_v}{H_{sat}}$$

Ecc. 15

1.2.9.1. Relación entre la humedad relativa y la relación de saturación:

La figura siguiente muestra curvas de corrección para obtener la relación de saturación a partir de la humedad relativa:

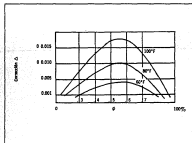


Figura 3

1.2.10. Temperatura de bulbo seco:

A menos que se especifique otra cosa, la temperatura de una mezcla de aire-vapor será aquella temperatura indicada por un termómetro ordinario de bulbo seco. Esta temperatura de bulbo seco es la medida de la energía de calor sensible de la mezcla.

1.2.11. Temperatura de bulbo húmedo:

Es aquella que se lee con un psicrómetro de bulbo húmedo, éste consiste en un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una gasa húmeda y que cuenta con un mecanismo que permite que el bulbo esté sumergido en una corriente de la mezcla de aire-vapor de agua con una velocidad entre 500 y 1000 ft/min. La lectura se obtiene cuando se ha alcanzado el equilibrio y la temperatura así determinada será menor a la de bulbo seco mientras la evaporación continúe. Cuando la mezcla se encuentra en estado de saturación no existe evaporación en el bulbo húmedo y por lo tanto la temperatura de bulbo seco será igual a la de bulbo húmedo.

1.2.12. Temperatura de saturación adiabática:

Este concepto se refiere a la temperatura que una mezcla de gas y vapor mantendría en un saturador ideal en el que no hubiera intercambio de calor con los alrededores.

La temperatura de saturación adiabática para una mezcla de aire-vapor de agua es igual a la de bulbo húmedo. Sin embargo para otras mezclas esta afirmación no se cumple, ya que para la mezcla de aire-vapor de agua existen efectos compensatorios entre las variables que influyen en el proceso de saturación adiabática y en el proceso de bulbo húmedo respectivamente. Estos efectos no se dan de igual forma para otras mezclas gas-vapor y en consecuencia existirá una diferencia apreciable entre la temperatura de saturación adiabática y la de bulbo húmedo. Esta diferencia es debida a una variación en las velocidades de transferencia de calor y de masa en el proceso de bulbo húmedo.

La temperatura de saturación adiabática es un indicador de la cantidad de calor total contenido en la mezcla de la mezcla de aire-vapor de agua.

1.2.13. Temperatura de rocío:

La temperatura de rocío indica la cantidad de humedad que contiene la mezcla. Es aquella temperatura a la cual el aire se satura al enfriarlo sin modificar su humedad absoluta, ya que la temperatura de rocío permanecerá constante mientras que la humedad no cambie. Si se enfría la mezcla por debajo de la temperatura de rocío, comenzará la condensación.

1.2.14. Entalpía de la mezcla:

La entalpía total del aire húmedo es igual a la suma de la entalpía del aire seco mas la entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla.

$$h_t = h_a + h_v$$

Ecc. 16

Donde: h_t es la entalpía total de la mezcla
 h_a es la entalpía del aire seco de la mezcla
 h_v es la entalpía del vapor de agua de la mezcla.

El cambio de la entalpía de una libra de aire seco al variar su temperatura tiene un valor de:

$$h_s = C_p (T_2 - T_1)$$

Ecc. 17

Donde: C_p es el calor específico del aire (0.24 Btu/lboF)
 T_1 es la temperatura del estado inicial
 T_2 es la temperatura del estado final

A la entalpía del aire seco se le llama también calor sensible de la mezcla y suele representarse Q_s . Si se tiene un flujo másico de m' .

A la entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla se le llama calor latente de la mezcla y es calculado de la ecuación:

$$h_L = \frac{W_v}{h_v}$$

Ecc. 18

Donde: h_L es la entalpía del vapor de agua
 W_v es la humedad absoluta en lbv/lba

h_v es la entalpía total del vapor igual a la entalpía del líquido mas la entalpía de evaporación del vapor.

Nota: En muchas tablas psicrométricas se considera la entalpía total de la mezcla como la suma del calor sensible del aire y la entalpía de vaporización del vapor, despreciando la entalpía del líquido ésta última tiene un valor muy pequeño por lo que las diferencias son mínimas.

1.3. MECANICA DE FLUIDOS:

Con objeto de proporcionar la base teórica de algunos conceptos prácticos utilizados en ventilación industrial, se presentan a continuación, algunos principios básicos de mecánica de fluidos con los cuales es posible la solución de problemas de ingeniería, en base al análisis integral de volúmenes de control.

El análisis integral de volúmenes de control se basa en el teorema del transporte de Reynolds, su representación matemática mas general es la siguiente:

$$\frac{d}{dt}(B_{inv}) = \frac{d}{dt} \left(\iiint_{VC} \beta \rho dV \right) + \iint_{SC} \beta \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA$$

Ecc. 19

La demostración de esta ecuación no es incluida para no perder continuidad en el enfoque práctico de esta tesis. De igual manera, no se incluyen demostraciones rigurosas para los principios mencionados en esta sección. Para una mayor información teórica sobre estos principios se recomienda acudir a las referencias relativas a Mecánica de Fluidos de la Bibliografía.

El teorema del transporte de Reynolds establece una relación entre las variaciones con respecto al tiempo de un sistema y las integrales de volumen y superficie de control. Ahora bien, las derivadas temporales del sistema se definen en base a las leyes fundamentales de la mecánica y termodinámica; y la variable muda B tomará el valor de magnitudes de propiedades del sistema. Las siguientes leyes físicas se pueden analizar en base al teorema del transporte de Reynolds y eliminando las derivadas temporales entre ambas relaciones, se tienen las leyes básicas de mecánica de fluidos para el análisis a escala macroscópica de los flujos:

- 1.3.1) Ley de la conservación de la masa
 - 1.3.2) 2ª Ley de Newton (Ley de la conservación de la cantidad de movimiento y del momento cinético).
 - 1.3.3) Ecuación de Euler-Bernoulli (Se demuestra en base a las dos anteriores).
 - 1.3.4) 1ª Ley de la Termodinámica (Ley de la conservación de la energía.)
 - 1.3.5) 2ª Ley de la Termodinámica (Relaciona los cambios de entropía con el calor añadido y la temperatura, ya que su aplicación en mecánica de fluidos es limitada al estudio especializado de pérdidas por fricción, no se desarrollará en esta sección).
-

1.3.1. Ley de la conservación de la Masa:

En el caso de la conservación de la masa, la ecuación del teorema de Reynolds queda:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{ms} = 0 = \frac{d}{dt} \left(\iiint_{V_C} \rho \, dV \right) + \iint_{S_C} \rho(\mathbf{V}_s \cdot \mathbf{n}) \, dA$$

Ecc. 20

Cuando el volumen de control es fijo, los elementos de volumen no variarán con el tiempo por lo que:

$$\iiint_{V_C} \frac{\partial \rho}{\partial t} \, dV + \iint_{S_C} \rho(\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) \, dA = 0$$

Ecc. 21

Ahora bien, si el flujo se considera estacionario dentro del volumen de control la variación de la densidad con respecto al tiempo será cero por lo que:

$$\iint_{S_C} \rho(\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) \, dA = 0$$

Ecc. 22

Cuando el flujo se considera incompresible la simplificación es mayor ya que la densidad puede salir de la integral de superficie después de haber hecho nula la integral de volumen, el resultado es válido tanto para flujos estacionarios como no estacionarios.

$$\iiint_V (\nabla \cdot \mathbf{v}) dV = 0$$

Ecc. 23

Por último, tendremos que si las entradas y salidas son unidimensionales:

$$\sum_i (V_i A_i)_{in} = \sum_j (V_j A_j)_{out}$$

$$\sum Q_{in} = \sum Q_{out}$$

Ecc. 24

Donde Q es el flujo volumétrico o gasto del flujo.

1.3.2. Ley de la Conservación de la Cantidad de Movimiento.

De la segunda ley de Newton, se deriva la propiedad de cantidad de movimiento. La variable muda del teorema de Reynolds será $B = mV$ y $B = mdV/dm = V$; entonces, la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento se expresa de la siguiente manera al aplicar el teorema del transporte de Reynolds:

$$\frac{d}{dt}(mV)_{cv} = \Sigma F = \frac{d}{dt} \left(\iiint_{V_c} v \rho d^3U \right) + \iint_{A_c} v \rho (V_r \cdot n) dA$$

Ecc. 25

Esto para un volumen de control deformable. Cabe hacer mención que esta ecuación es de carácter vectorial, ya que en ambas integrales se contiene la propiedad V . Entonces la ecuación tiene tres términos, para componentes x, y, z . Si sólo queremos la componente x , la ecuación será:

$$\Sigma F_x = \frac{d}{dt} \left(\iiint_{V_c} u \rho d^3U \right) + \iint_{A_c} u \rho (V_r \cdot n) dA$$

Ecc. 26

Otra consideración importante es que el vector V es la velocidad respecto a un sistema de coordenadas inercial, es decir sin aceleración; en otro caso, la segunda ley de Newton deberá ser modificada para incluir los términos de aceleración no inerciales.

Por último, el término suma de fuerzas representa al vector suma de todas las fuerzas que actúan sobre el volumen de control material considerado como cuerpo libre. Para un volumen de control fijo, usando derivadas parciales, tenemos:

$$\Sigma F = \frac{\partial}{\partial t} \left(\iiint_{VC} V \rho \, dV \right) + \iint_{AC} V \rho (V \cdot n) \, dA$$

Ecu. 27

Cuando el flujo es unidimensional y la densidad y velocidad son uniformes, se obtiene una expresión valiosa en análisis de ingeniería. Esta ecuación indica que el vector fuerza resultante sobre un volumen de control fijo, es igual a la variación temporal de la cantidad de movimiento del volumen de control, más el vector suma de los flujos de cantidad de movimiento en las salidas, menos el vector suma en las entradas:

$$\Sigma F = \frac{\partial}{\partial t} \left(\iiint_{VC} V \rho \, dV \right) + \Sigma (\dot{m}_i V_i)_{out} - \Sigma (\dot{m}_i V_i)_{in}$$

Ecu. 28

1.3.3. Ecuación de Euler-Bernoulli.

Quando se analiza el flujo a través de un tubo de corriente infinitesimal, despreciando los efectos viscosos, y el intercambio de calor y de trabajo (excepto el debido a las fuerzas de presión), se obtiene una relación entre presión, velocidad y altura, muy utilizada en problemas de ingeniería y que permite comprender conceptos prácticos posteriores que son utilizados para identificar algunas componentes de la energía total de un fluido. Esta ecuación fue desarrollada en su forma diferencial por Leonhard Euler en el siglo XVIII. Si se supone la densidad como función de la presión o el flujo incompresible, la ecuación puede integrarse dando lugar a una ecuación general del comportamiento de fluidos desarrollada por Daniel Bernoulli en el mismo siglo y que lleva su nombre. Sea la siguiente figura un tubo de corriente infinitesimal.

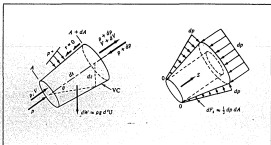


Figura 4

La ecuación de la conservación de la masa para el volumen de control delimitado es:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\iiint_{V_C} \rho \, d^3V \right) + \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \quad \text{o bien,} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} d^3V + d\dot{m} = 0$$

$$\text{Donde:} \quad d^3V \approx (A + \frac{1}{2} dA) ds \approx A ds$$

Ecc. 29

La ecuación No. 29 relaciona los cambios de flujo másico con las variaciones de densidad. Escribamos ahora la ecuación de la cantidad de movimiento en la dirección de la corriente.

$$\Sigma F_x = \frac{\partial}{\partial t} \left(\iiint_{V_C} V_x \, dm \right) + \iint_{A_C} V_x \, d\dot{m}$$

Ecc. 30

Los términos de fuerza se deben a presión y gravedad. El efecto de la gravedad es la componente del peso en la dirección de la corriente, que según nuestro marco de referencia, es negativo. La resultante de las fuerzas debidas a la presión se puede obtener restando la presión uniforme p que actúa sobre las paredes cónicas del tubo, dejando únicamente la correspondiente al incremento diferencial dp a lo largo de la distancia ds .

La fuerza resultante de la presión ejercida sobre las paredes cónicas del tubo se obtiene de la siguiente manera: Se considera que la presión que actúa en las paredes cónicas del tubo aumenta de manera uniforme, se puede considerar también que la presión ejercida en el centroide de la superficie cónica multiplicada por el área proyectada en la dirección de la corriente nos proporciona el valor de la componente en esa dirección. Las componentes en dirección perpendicular a la línea de corriente se anulan; y por último, se resta la componente resultante de la presión en la sección de salida del flujo. La fuerza resultante se aproxima al eliminar los términos de segundo orden diferencial a:

$$dF_{\text{res}} \approx \frac{1}{2} dp dA - dp(A + dA) \approx -A dp$$

Ecc. 31

Los términos integrales de la ecuación de cantidad de movimiento se aproximan despreciando igualmente los términos de segundo orden, para poder reescribir la ecuación de la siguiente manera:

$$-A dp - \rho g A dz = \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) A dz + \dot{m} dV + V d\dot{m}$$

Ecc. 32

Si separamos en dos el término de la derivada temporal y se modifica el último término con base en la ecuación No. 29, se tiene:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) = \rho \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial t} = \rho \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{-d\dot{h}}{A ds}$$

Ecc. 33

Al substituir esto en la ecuación No. 31 nos queda una expresión que al ser dividida por el factor dA y reagrupada proporciona la ecuación de Euler-Bernoulli para flujo no estacionario, sin fricción a lo largo de una línea de corriente.

$$\frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{dp}{\rho} + V dV + g dz = 0$$

Ecc. 34

Esta es una ecuación diferencial que puede ser integrada para conocer la solución general. Sin embargo se necesitaría conocer las variaciones estacionarias del flujo y los cambios de la densidad respecto a la temperatura para poder integrar los dos primeros términos. Consideremos pues, el flujo estacionario e incompresible ($\partial V/\partial t=0$, d=cte.), con lo que al integrar la ecuación se obtiene la solución general, conocida como la ecuación de Bernoulli para flujo estacionario, sin fricción e incompresible a lo largo de una línea de corriente.

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(V_1^2 - V_2^2) + g(z_2 - z_1) = 0$$

Ecc. 35

Si se evalúan dos o más estados a lo largo de la misma línea de corriente, la constante de integración (también llamada constante de Bernoulli) no cambia por lo que:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{1}{2}V_1^2 + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{1}{2}V_2^2 + gz_2 = \text{const}$$

Ecc. 36

La ecuación anterior no es válida para una región en que se comuniquen calor o trabajo motor al fluido, ya que al atravesar esa región, la constante de integración cambia, modificando el nivel de energía que transporta el fluido.

La ecuación de Bernoulli es útil para identificar dos conceptos prácticos mencionados a continuación y que pueden representar los niveles de energía del fluido a través de un conducto cerrado.

1.3.3.1. LNE (Línea de Nivel Energético):

Muestra la altura de la constante de Bernoulli ($h = z + p/g + V^2/2g$) esta es constante en un flujo sin fricción y sin transferencia de calor o trabajo. En un flujo real, la LNE disminuye gradualmente debido a las pérdidas por fricción o bien, disminuye bruscamente debido a pérdidas localizadas (p.ej.: una válvula, o codo). La única forma de aumentar la LNE es adicionando trabajo o calor al fluido. Esta altura es llamada también Carga de Presión Total del fluido y es la altura que se mediría con un tubo pitot inserto en el flujo (Ver Figura No. 5).

1.3.3.2. LAM (Línea de Altura Motriz):

Representa al nivel que corresponde a la altura de presión mas la altura geométrica del fluido ($z + p/g$). Es también llamada la Carga de Presión Estática del Fluido y es igual a la Altura de Presión Total menos la Altura de Velocidad ($V^2/2g$, esta última también es llamada Carga de Presión Dinámica o presión de Velocidad). La LAM es la altura a que subiría el fluido en un tubo piezométrico. La siguiente figura ilustra la relación de estas dos líneas de altura o carga.

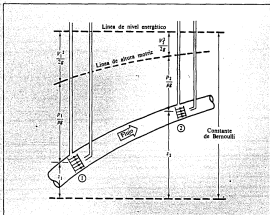


Figura 5

1.3.4. Ecuación de la Energía:

Al aplicar el teorema de Reynolds a la Primera Ley de la Termodinámica, se obtiene la ecuación de la energía que nos permitirá analizar el balance de energía para un volumen de control desde un punto de vista macroscópico. La variable muda B será la energía E y la energía específica (energía por unidad de masa), será $B = dE/dm = e$.

La ecuación de la energía se puede escribir:

$$dQ - dW = dE$$

Ecc. 37

y para un volumen de control, aplicando el teorema de Reynolds:

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dE}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\iiint_{VC} \rho e \, dV \right) + \iint_{SC} \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) e \, dA$$

Ecc. 38

Con objeto de fijar un marco de referencia, se considera que Q positivo significa calor comunicado al sistema y W positivo significa trabajo desarrollado por el sistema.

La energía por unidad de masa puede ser de varias formas: energía cinética, potencial, energía interna y energía referente a cambios de composición química, reacciones nucleares y efectos electromagnéticos, estos últimos no se toman en cuenta para efectos de este análisis.

Los términos de calor y trabajo pueden ser analizados a detalle pero por no ser objeto de esta tesis, se limita a considerar los efectos de estas formas de flujo de energía al balance efectuado. Al considerar al trabajo, se tiene que este se efectúa de cuatro formas:

- Trabajo de las fuerzas gravitatorias (considerado en la energía potencial).
- Trabajo debido a los esfuerzos viscosos.
- Trabajo motor (proporcionado al sistema por partes móviles).
- Trabajo debido a las fuerzas de presión.

Los tres últimos puntos se considerarán como términos separados en la ecuación de la energía que hemos planteado. El término debido a las fuerzas de presión tiene como característica particular, que éste sólo se presenta en la superficie, ya que las fuerzas de presión en el interior del sistema se cancelan por ser iguales y opuestas. El trabajo de las fuerzas de presión sobre un elemento diferencial de área, es igual a la fuerza elemental por la componente normal de la velocidad hacia la superficie de control. El trabajo total por unidad de tiempo es la integral sobre la superficie de control:

$$\dot{W}_p = \iint_{\Sigma} p(\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA$$

Ecc. 39

Si parte de la superficie de control es una máquina, el trabajo de las fuerzas de presión correspondiente se incorporará al término de partes móviles \dot{W}_a , dejando el término \dot{W}_p para representar los efectos del flujo.

El término de trabajo de fuerzas de presión puede incorporarse a los términos de flujo de energía ya que contiene el factor $(V \cdot n)$. La ecuación toma la forma:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - (\dot{W}_s)_{\text{vis}} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\iiint_{\text{CV}} e \rho d^3V \right) + \iint_{\text{CS}} \left(e + \frac{P}{\rho} \right) \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA$$

Ecc. 40

Se puede observar que en la integral de superficie aparece la propiedad de la entalpía por lo que se puede escribir:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_s = \frac{\partial}{\partial t} \left[\iiint_{\text{CV}} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) \rho d^3V \right] + \iint_{\text{CS}} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA$$

Ecc. 41

Ahora bien, cuando el volumen de control tiene entradas y salidas unidimensionales y el flujo es estacionario, el término de superficie se reduce a sumar las energías de los flujos de salida menos las de los flujos de entrada.

$$\iint_{\text{CS}} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA = \Sigma \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{\text{sal}} \dot{m}_{\text{sal}} - \Sigma \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{\text{ent}} \dot{m}_{\text{ent}}$$

Ecc. 42

El término W_s se asocia a las pérdidas debidas a los esfuerzos viscosos, es decir a la fricción. La segunda ley de la termodinámica impone que estas pérdidas sean siempre positivas para un flujo real.

Como se observa en este análisis, la ecuación de la energía tiene relación con la ecuación de Bernoulli, ya que también corresponde al flujo en un tubo de corriente (una entrada y una salida). Sin embargo, la ecuación de la energía es mucho menos restrictiva, aunque la ecuación de la energía para flujo estacionario es sólo una particularización de la ecuación de la energía para un volumen de control fijo. Si se descompone a la entalpía h en $u + p/v$ la ecuación toma la forma:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1}{g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2}{g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right) - h_f + h_s + h_e$$

Ecc. 43

En donde $h_q = q/g$, $h_v = wv/g$ y $h_s = ws/g$ son las variaciones de carga debidas a transferencia de calor y trabajo de esfuerzos viscosos y partes móviles.

1.4. FLUJO DE AIRE EN DUCTOS.

El flujo de aire en ductos se rige por los mismos principios del flujo viscoso en conductos cerrados y es sólo una particularización del mismo para una aplicación práctica en ventilación industrial.

1.4.1. Flujo másico y Gasto volumétrico del flujo:

El flujo de un fluido a través de un ducto es debido a la existencia de una diferencia de energía a la entrada y salida del mismo. La cantidad de fluido que fluye en el ducto en razón al tiempo se denomina flujo másico y se relaciona con el área transversal del ducto y la velocidad del flujo de acuerdo al principio de conservación de la masa con las condiciones de flujo estacionario unidimensional para un volumen de control fijo:

$$\dot{m} = \rho AV$$

Ecu. 44

- Donde: \dot{m} es el flujo másico.
 A es el área de la sección transversal del ducto.
 V es la velocidad promedio del perfil del flujo.
 ρ es la densidad del fluido.

Cuando se tiene la condición de flujo incompresible se puede utilizar el concepto de gasto volumétrico eliminando la variable densidad por lo que:

$$Q = A V$$

Ecc. 45

Donde: Q es el gasto volumérico.
 A es el área de la sección transversal del ducto.
 V es la velocidad promedio del perfil del flujo.

Como se mencionó anteriormente, el flujo a través de un ducto se debe a una diferencia en la altura de la línea de nivel energético del fluido o carga de presión total del fluido referida a dos puntos del ducto, se utilizará este último término para referirse a la cantidad de energía mecánica que transporta el fluido en cuestión, y que es representada por los tres términos de la ecuación de Bernoulli (explicada en la Sección de Mecánica de Fluidos de este capítulo).

Los términos de la ecuación de Bernoulli tienen unidades de energía por unidad de masa, o de velocidad al cuadrado, si se divide a todos ellos entre g (aceleración de la gravedad), cada término se manejará en dimensiones de longitud denominándose altura o carga, que es el

término comúnmente utilizado en la práctica. Sin embargo se encuentran otras terminologías para referirse al mismo concepto, como el de "Presión Total del Fluido" que, aunque no es el más apropiado, por tener un uso muy generalizado en los textos sobre ventilación industrial es utilizado en esta tesis con objeto de conservar un enfoque práctico, aunque conservando la base teórica de los conceptos aplicados y la consistencia dimensional de las unidades empleadas. Así pues, "la carga de presión total del fluido" (en unidades de longitud) se asocia a la altura relativa que el fluido alcanzaría en un tubo de pitot, o bien, a la Línea de Nivel Energético LNE.

1.4.2. Caída de Presión en un Sistema de Ductos:

La energía que requiere el fluido para circular por el ducto está dada por:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{1}{2}V_1^2 + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{1}{2}V_2^2 + gz_2 + sh_f$$

Ec. 46

Tomando la Ecuación No. 43, basada en la Ecuación de Bernoulli como una particularización de la Ecuación de la Energía con flujo unidimensional, incompresible, y estacionario. Donde h_f es la pérdida de carga por efectos de fricción en las paredes del ducto.

Considérese la siguiente figura en donde un fluido circula por un ducto:

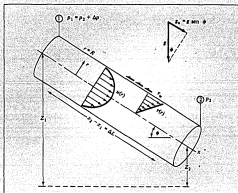


Figura 6

Si el fluido circula con velocidad constante, h_f se define entonces como:

$$h_f = \left(z_1 + \frac{P_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{P_2}{\rho g} \right) = \Delta \left(z + \frac{P}{\rho g} \right) = \Delta z + \frac{\Delta P}{\rho g}$$

Ecc. 47

Esto es, la pérdida de carga entre los dos puntos evaluados es igual a la suma de diferencias de presión y altura, dado que la energía cinética es constante.

Aplicando la ecuación de la cantidad de movimiento al volumen de control ilustrado, considerando las fuerzas debidas a la gravedad y a los esfuerzos viscosos en la pared del conducto se tiene:

$$\Delta p \pi R^2 + \rho g (\pi R^2) \Delta L \sin \phi - \tau_w (2\pi R) \Delta L = \rho (V_1 - V_2) = 0$$

$$\Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{2\tau_w \Delta L}{\rho g R}$$

Ecu. 48

Para poder relacionar τ_w con las condiciones del flujo, se utiliza el análisis dimensional (herramienta matemática que simplifica el análisis de problemas físicos basándose en el principio de homogeneidad dimensional y que disminuye el número de variables introduciendo parámetros adimensionales p.e.j. el número de Reynolds 'Re').

Funcionalmente se tiene que:

$$\tau_w = F(\rho, V, \mu, d, \epsilon)$$

Ecu. 49

Donde e es la altura de la rugosidad de la pared.

Del análisis dimensional, resulta que:

$$\frac{8\tau_w}{\rho V^2} = f = F\left(Rc_p \frac{e}{d}\right)$$

Ecc. 50

Donde f es el parámetro adimensional conocido como "Coeficiente de Fricción de Darcy", en honor a Henry Darcy (1803-1858) Ingeniero francés cuyos trabajos de 1857 sobre flujos, expusieron el efecto de la rugosidad en la fricción. Al combinar las ecuaciones anteriores, se obtiene la ecuación de Darcy-Weisbach, que es válida para flujos tanto laminares, como turbulentos y que fue propuesta por Julius Weisbach, profesor alemán que en 1850 publicó el primer texto moderno sobre hidrodinámica.

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}$$

Ecc. 51

Para calcular el valor de f se deben considerar las condiciones del flujo, éstas se pueden estimar en función al número de Reynolds definido como:

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu}$$

Ecc. 52

Según el valor de Re el flujo puede ser turbulento, laminar o en una etapa intermedia denominada de "transición" en donde los promedios temporales de las propiedades del flujo no se pueden predecir con exactitud. Esto es porque en un flujo laminar, el coeficiente de fricción depende enteramente de la viscosidad, mientras que en flujos completamente turbulentos, éste es dominado por la rugosidad de la pared. En la etapa de transición, las condiciones del flujo dependen de ambas variables por lo que es más complicado estimar el coeficiente de fricción.

El cálculo de el coeficiente de fricción f se basa en relaciones semi-empíricas como por ejemplo la ecuación de Colebrook, que es una ecuación experimental que combina las relaciones de paredes lisas y de flujo dominado por la rugosidad:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re_d f^{1/2}} \right)$$

Ecc. 53

Esta ecuación es graficada junto con las relaciones para flujo laminar en el diagrama de Moody, dibujado por L.F. Moody en 1944. Esta figura es válida si se aceptan errores menores al 15%, puede usarse tanto en conductos circulares como en no circulares y también para canales abiertos. En la zona sombreada correspondiente al rango de transición ($2000 < Re_s < 4000$, donde Re_s es el No. de Reynolds para el diámetro del conducto), no pueden estimarse valores confiables del coeficiente de fricción. A continuación se ilustra el diagrama de Moody, aunque para el cálculo del coeficiente en ductos de aire, se utilizarán tablas empíricas similares especializadas en la aplicación de ventilación.

En las figuras No. 7 y No. 8, se ilustran gráficas utilizadas en la práctica del diseño de sistemas de ventilación, para determinar la caída de presión en pulgadas de agua por cada 100 pies de ducto. Las unidades que manejan estas gráficas son por lo general unidades inglesas. Se manejan estas unidades en virtud de que el enfoque de este trabajo es el de proporcionar herramientas prácticas al diseñador, procurando utilizar los sistemas de unidades que se utilizan con mayor frecuencia en la práctica, siendo que la información técnica comercial para equipos de ventilación de que se dispone usualmente en México, utiliza unidades inglesas. La figura No. 9, proporciona equivalencias dimensionales entre ductos circulares y rectangulares para obtener iguales caídas de presión a iguales capacidades de flujo. Estas gráficas se utilizarán posteriormente en los procedimientos de cálculo.

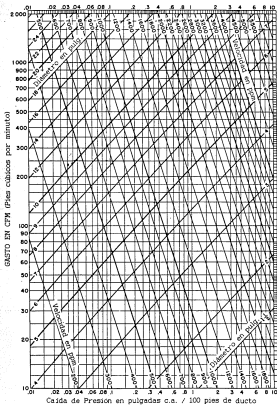


Fig. 7

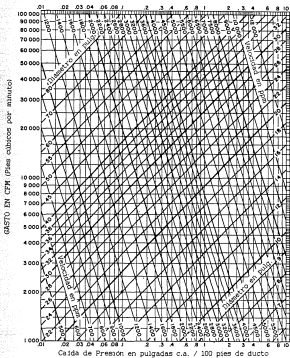


Fig. 8

1.4.3. Concepto de Radio Hidráulico:

Cuando el conducto no tiene sección circular, el análisis del flujo se desarrolla en forma análoga al anterior, se considera ahora que el área no es igual a πr^2 y tampoco el perímetro sometido a esfuerzos de fricción es πd . El concepto de radio hidráulico se introduce al aplicar la ecuación de la cantidad de movimiento al volumen de control de la figura anterior:

$$\Delta p A + \rho g A \Delta L \sin \phi - \tau_w \mathcal{P} \Delta L = 0$$

$$h_f = \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z = \frac{\tau_w}{\rho g} \frac{\Delta L}{A/\mathcal{P}}$$

Ecc. 54

Donde la relación A/\mathcal{P} es denominada el Radio hidráulico R_h . Si se aplica el concepto de radio hidráulico a través de una comparación, al cálculo del coeficiente de fricción, se tiene que:

$$R_h = \frac{A}{\mathcal{P}} = \frac{\text{área transversal}}{\text{perímetro mojado}}$$

Ecc. 55

y:

$$h_f = f \frac{L}{4R_h} \frac{V^2}{2g}$$

Ecc. 56

Con lo que se puede introducir el concepto de diámetro hidráulico como: $D_h = 4R_h = 4A/P$. El coeficiente de fricción es función de la rugosidad relativa y del número de Reynolds, basados en el radio hidráulico.

$$f = F\left(\frac{VD_h}{\nu}, \frac{\epsilon}{D_h}\right)$$

Ecc. 57

Sin embargo, el diagrama de Moody no es ya válido con esta nueva escala de longitud; aunque al aplicarlo se obtienen resultados precisos en un 15% para flujo turbulento y en un 40% para flujo laminar.

1.4.4. Pérdidas Localizadas en Ductos:

En cualquier sistema de ductos, se presentan pérdidas de carga por fricción, adicionales a las ocasionadas por los tramos rectos del ducto, estas pérdidas no tienen que ser pequeñas y deberán calcularse para ser consideradas en la selección de los equipos de manejo de aire.

Estas pérdidas son por lo general ocasionadas por:

- a) Entradas o salidas del ducto
- b) Codos, uniones, tes y otros accesorios
- c) Compuertas, rejillas y difusores
- d) Filtros y equipos de limpieza de aire
- e) Contracciones y expansiones

Debido a que las configuraciones del flujo en estos elementos son muy complejas, la literatura existente es muy limitada y poco práctica. Lo que se suele hacer para evaluar dichas pérdidas es medir experimentalmente la pérdida y correlacionar los valores encontrados con los parámetros del flujo.

Una manera de efectuar esto es por medio de un coeficiente de pérdida "K" que es adimensional y está definido como el cociente de la pérdida de carga $V^2/2g$ a través del elemento y la altura cinética o de velocidad

$$K = \frac{h_m}{V^2/2g}$$

Ecc. 58

Otra forma usual de indicar la pérdida localizada es por medio de un concepto artificial denominado "longitud equivalente", que se suma a la longitud de tramos rectos del ducto, para poder determinar la caída de presión resultante con la correlación de Darcy.

$$h_m = f \frac{L_m}{d} \frac{V^2}{2g} = K \frac{V^2}{2g}$$

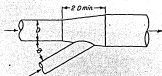
Ecc. 59

En la práctica del diseño de sistemas de ventilación industrial, se acostumbra proporcionar la información sobre pérdidas localizadas como un factor de pérdida, el cual es un concepto muy semejante al del coeficiente de pérdida K . Este factor se multiplica directamente por la presión de velocidad o carga cinética del fluido $V^2/2g$ y así se calcula la pérdida de carga para la entrada o accesorio en particular. Otros accesorios como son filtros y equipo de colección de polvos, operan con una diferencial de presión determinada y no requieren de cálculos adicionales. Las siguientes figuras proporcionan información práctica (obtenida de la bibliografía) para el cálculo de pérdidas en diseño de sistemas de ventilación industrial. Se puede encontrar mayor información en las referencias bibliográficas de este trabajo.



R , No. de Diámetros	Caída, Fracción de VP
2.75 D	0.26
2.50 D	0.22
2.25 D	0.26
2.00 D	0.27
1.75 D	0.32
1.50 D	0.39
1.25 D	0.55

Figura 10

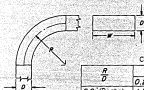


Nota: Se asume que la Pérdida de Carga Ocurre en el Ramal para Efectos de Cálculo

No incluir recuperación por expansión en la transformación

Ángulo Grados	Caída en Fracción de VP en el Ramal
10	0.06
15	0.09
20	0.12
25	0.15
30	0.18
35	0.21
40	0.25
45	0.28
50	0.32
60	0.44
90	1.00

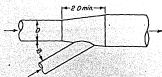
Figura 11



Caída en Fracción de VP

$\frac{R}{D}$	Relación de Lados W/D					
	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0
0.0 (Recto)	1.50	1.32	1.15	1.04	0.92	0.86
0.5	1.36	1.21	1.05	0.95	0.84	0.79
1.0	0.45	0.28	0.21	0.21	0.20	0.19
1.5	0.28	0.18	0.13	0.13	0.12	0.12
2.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10
3.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10

Figura 12

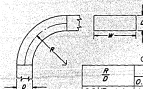


Nota: Se asume que la Pérdida de Carga Ocurre en el Ramal para Efectos de Cálculo

No incluir recuperación por expansión en la transformación

Angulo Grados	Caída en Fracción de VP en el Ramal
10	0.06
15	0.09
20	0.12
25	0.15
30	0.18
35	0.21
40	0.25
45	0.28
50	0.32
60	0.44
90	1.00

Figura 11



Caída en Fracción de VP

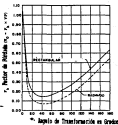
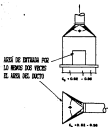
$\frac{R}{D}$	Relación de Lados W/D					
	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0
0.0 (Recto)	1.50	1.32	1.15	1.04	0.92	0.86
0.5	1.36	1.21	1.05	0.95	0.84	0.79
1.0	0.43	0.28	0.21	0.21	0.20	0.19
1.5	0.28	0.18	0.13	0.13	0.12	0.12
2.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10
3.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10

Figura 12



Rectificador de turbulencia, Coeficiente de pérdida

X	Rectificador de turbulencia	
	Redondeo Rect	Redondeo Rect
100	0.15 97	0.25 97
200	0.20 97	0.18 97
300	0.25 97	0.15 97
400	0.30 97	0.12 97
500	0.35 97	0.09 97
1000	0.40 97	0.06 97
1500	0.45 97	0.03 97



$$K_p = \sum_{i=1}^n K_{p_i}$$

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum_{i=1}^n K_{p_i}}}$$



$$K_p = K_{p_1} + K_{p_2}$$

$$Q = 0.05 A C_d \sqrt{2P}$$

CONEXIONES Y CANALES CON TRANSFORMACION

4 REPRODUCIDO DE "INDUSTRIAL VENTILATION (a Manual of Recommended Practices)" Publicado por la "American Conference of Governmental Industrial Hygienists".

Figura 13

PERDIDA COMO LONGITUD EQUIVALENTE EN PIES					
					
Ducto D	Codo de 90° *			Angulo de Entrada	
	Radio a Linea central			30°	45°
3"	5	3	3	2	3
4"	6	4	4	3	5
5"	9	6	5	4	6
6"	12	7	6	5	7
7"	13	9	7	6	9
8"	15	10	8	7	11
10"	20	14	11	9	14
12"	25	17	14	11	17
14"	30	21	17	13	21
16"	36	24	20	16	25
18"	41	28	23	18	28
20"	46	32	26	20	32
24"	57	40	32		
30"	74	51	41		
36"	93	64	52		
40"	105	72	59		
48"	130	89	73		

* Para Codos de 60° — 0.67 de la Long. Eq. para 90°
 Para Codos de 45° — 0.50 de la Long. Eq. para 90°
 Para Codos de 30° — 0.33 de la Long. Eq. para 90°

Figura 14

Pérdidas debidas a Contracciones y Expansiones del Ducto:

Algunas veces es necesario que exista una contracción del ducto, ya sea por limitaciones de espacio o para ajustar el tamaño de la ducteria a un equipo, o bien para obtener una velocidad alta en la descarga de un sistema de extracción. Las expansiones no son recomendables en los sistemas de ventilación por extracción local, ya que la velocidad del fluido disminuye por debajo de la velocidad mínima de transporte y en consecuencia se producen asentamientos y acumulaciones en el sistema.

La recuperación de la carga de presión estática en un sistema es posible debido a que las energías de presión y velocidad son mutuamente convertibles de acuerdo con la ecuación de Bernoulli (Ecc. 35). Sin embargo, esta conversión implica una pérdida de carga ocasionada por turbulencias y reflujos que son irreversibles. La magnitud de esta pérdida depende básicamente de la geometría de la contracción (mientras más abrupta sea ésta, más grande es la pérdida). La pérdida puede expresarse como un porcentaje de la diferencia existente entre las presiones de velocidad a la entrada y salida de la transición, mientras que uno menos la pérdida representa la eficiencia de la conversión de energía o "recuperación".

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{1}{2}V_1^2 + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{1}{2}V_2^2 + gz_2 = \text{const}$$

Ecc. 60

La siguiente figura proporciona información práctica para el cálculo de contracciones o expansiones en ductos.



En el Ducto

Angulo Grados	Relación de Diám D_2/D_1				
	1.25:1	1.5:1	1.75:1	2:1	2.5:1
3 1/2	0.92	0.89	0.84	0.81	0.75
5	0.88	0.84	0.80	0.76	0.68
10	0.85	0.76	0.70	0.63	0.53
15	0.83	0.70	0.62	0.55	0.43
20	0.81	0.67	0.57	0.48	0.43
25	0.80	0.65	0.53	0.44	0.28
30	0.79	0.63	0.51	0.41	0.25
Abrupto	0.77	0.62	0.50	0.40	0.25

Donde: $SP = SP_1 + R(V_1^2 - V_2^2)$

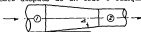
Al Final del Ducto

Longitud/ Diámetro	Relación de Diámetros D_2/D_1					
	1.2:1	1.3:1	1.4:1	1.5:1	1.6:1	1.7:1
10:1	0.37	0.39	0.38	0.35	0.31	0.27
1.5:1	0.39	0.46	0.47	0.46	0.44	0.41
2.0:1	0.42	0.49	0.52	0.52	0.51	0.49
3.0:1	0.44	0.52	0.57	0.59	0.60	0.59
4.0:1	0.45	0.55	0.60	0.63	0.63	0.64
5.0:1	0.47	0.56	0.62	0.65	0.66	0.68
7.5:1	0.48	0.58	0.64	0.68	0.70	0.72

Donde: $SP = SP_2 - R(V_2^2 - V_1^2)$

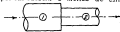
* Cuando $SP = 0$ (Atm), SP_1 será (-)

La recuperación (R) será solo del 70% del valor tabulado cuando la expansión esté después de un codo o cualquier otra perturbación, a menos de cinco D.



Contracción Gradual
 $SP_2 = SP_1 - (V_2^2 - V_1^2) - L(V_2^2 - V_1^2)$

Angulo Grados	Pérdida L
5	0.05
10	0.06
15	0.08
20	0.10
25	0.11
30	0.13
45	0.20
60	0.30
más de 60°	abrupta



Contracción Abrupta
 $SP_2 = SP_1 - (V_2^2 - V_1^2) - K(V_2^2)$

Relación λ_2/λ_1 , K	
0.1	0.48
0.2	0.46
0.3	0.42
0.4	0.37
0.5	0.32
0.6	0.26
0.7	0.20

A = área en pie²

Figura 15

2.1. LOS SISTEMAS DE VENTILACION:

Un sistema de ventilación consiste en un arreglo de equipos cuyo objeto es el de manejar y/o procesar un gas para obtener un beneficio secundario, como por ejemplo: diluir otros gases, impurezas, manejar polvos y materiales, transferir energía de calor, secar, etc. Este sistema estará constituido por uno o varios ventiladores que a través de una red de ductos y de diversos accesorios como son: purificadores, separadores, plenos, codos, cambiadores de calor y otros, manejan un gas determinado.

Los sistemas pueden ser abiertos o cerrados. Un sistema abierto es aquel que tiene al menos una abertura de descarga o de succión, el sistema cerrado es aquel que forma un ciclo y carece de dichas aberturas.

2.1.1. La característica del sistema:

La resistencia total al flujo a través del sistema es una función del gasto o capacidad del mismo. Esta función es la característica del sistema y puede representarse con el siguiente modelo:

$$\Delta P = C_1 q^2 + C_2 q^1 + C_3$$

Ecc. 61

Esta ecuación divide la caída de presión en tres términos básicos desde un punto de vista general. Los coeficientes C1, C2 y C3 dependen de las propiedades de cada sistema, como son: diámetro, rugosidad, longitud, densidad y viscosidad del fluido manejado; por otro lado, estas constantes tomarán valores finitos de acuerdo a las condiciones de flujo en el sistema y tendrán valores individuales al mismo tiempo, cuando estas condiciones de flujo están combinadas.

El primer término se asocia a flujos completamente turbulentos y dominados por la rugosidad en los cuales la pérdida de carga varía en razón cuadrática con la velocidad.

Esto se basa en la ecuación de Darcy-Weisbach, publicada por el profesor alemán Julius Weisbach en 1850 (Ecc. 51).

El segundo término es lineal y se asocia a las pérdidas de carga para flujos laminares en los cuales la ecuación de Darcy-Weisbach se simplifica, pues el factor de fricción varía en razón inversamente proporcional a la velocidad mientras que no se entre a la etapa de transición.

El tercer término es independiente del gasto y se asocia a resistencias de la misma naturaleza, por ejemplo: la presión estática que se requiere vencer para hacer fluir un gas por una red de ductos es

independiente del gasto, también la resistencia de diversos aparatos de burbujeo se puede considerar independiente del gasto. Una resistencia no puede ser negativa, pero el concepto puede manejarse para ciertos aparatos en los cuales el ventilador es asistido por alguna reacción que mantiene una presión positiva en la entrada o un vacío a la descarga. La siguiente figura ilustra curvas características típicas.

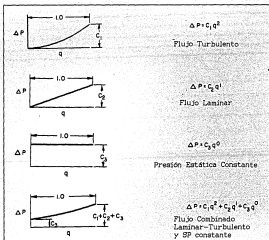


Figura 16

2.1.2. Sistemas con dos ventiladores:

Existen diversas razones por las que es conveniente el empleo de dos ventiladores para un mismo sistema, por ejemplo:

- En ventilación se utiliza generalmente un ventilador de inyección y otro de extracción para no crear una diferencia de presiones entre el espacio ventilado y su entorno.
 - En sistemas de tiro mecánico se utilizan ventiladores para forzar y para inducir al mismo tiempo de tal manera que se mantiene el tiro especificado.
 - Dos ventiladores por lo general, ocupan menor espacio que uno de tamaño mayor.
 - El control de la capacidad de un sistema por medio de la combinación de arreglos de varios ventiladores es mas económica que otros medios de control.
 - Cuando la capacidad requerida por el sistema es mayor que la proporcionada por un solo ventilador, los arreglos de varias etapas son una solución alternativa.
-

- En ciertos sistemas es necesario contar con un ventilador de reserva (stand by) para asegurar la operación continua del sistema.

Cuando se usan dos ventiladores en un mismo sistema pueden estar a considerable distancia uno de otro, o bien pueden estar tan cerca que hasta compartan la misma carcasa y flecha.

2.1.3. Arreglo en serie:

Los ventiladores en serie manejan el mismo flujo másico, asumiendo que no existan pérdidas o entradas entre los diferentes pasos. La energía total combinada será la suma de las energías totales de ambos ventiladores.

La energía de velocidad total se define como la energía de velocidad a la salida del último paso.

La energía de presión o presión estática de la combinación es la diferencia de la energía total con la energía de velocidad. Esta no es igual a la suma de las energías de presión de cada ventilador.

Los gastos volumétricos son diferentes, si la densidad varía de modo sensible de un paso a otro. Es decir, si hay compresión, el volumen será menor en el segundo paso a menos que haya una expansión previa.

Como en cualquier otro ventilador, en un arreglo en serie, la capacidad de presión también se ve afectada por la densidad.

Las características combinadas de la capacidad de presión total para dos ventiladores en serie, pueden ser trazadas usando las capacidades volumétricas del primer paso como abscisas y la suma de presiones totales correspondientes como ordenadas. Las presiones totales individuales, deben ser calculadas antes de poder ser combinadas. Si se considera que la compresión no es representativa, se pueden leer las presiones correspondientes a los dos pasos a la misma capacidad. La siguiente figura ilustrará las características combinadas tanto para un arreglo en serie como para un arreglo en paralelo.

2.1.4. Arreglo en Paralelo:

En un arreglo en paralelo, los ventiladores deben desarrollar suficiente presión para vencer las pérdidas en cualquier ductería individual así como las pérdidas en los tramos comunes a ambos ventiladores. En el caso de que los ventiladores no tengan una ductería individual, sino que descarguen en un plano común, sus presiones individuales desaparecen y los ventiladores deberán ser seleccionados para alcanzar la misma presión estática, si las presiones de velocidad son iguales en ambos ventiladores, las presiones totales también serán iguales.

Cuando los ventiladores tienen ducterías individuales con resistencias

iguales y se juntan a velocidades iguales, ambos ventiladores deberán seleccionarse para la misma presión total.

Si los dos flujos de aire se juntan a velocidades diferentes, existirá una transferencia del flujo de mayor velocidad al de menor velocidad. El ventilador que suministra al ramal de menor velocidad puede ser seleccionado para una presión total menor correspondiente. El otro ventilador deberá seleccionarse para una presión total mayor, que la que hubiese requerido si las velocidades fueran iguales.

Las curvas características para el arreglo de dos ventiladores en paralelo pueden ser trazadas usando las presiones como ordenadas y la suma de las capacidades correspondientes como abscisas.

Tanto estas curvas como las de los arreglos en serie sólo tienen significado cuando se comparan con una curva del sistema de ductos, como se representa en la siguiente figura. En esta, se ilustran las características combinadas de dos ventiladores con una ligera diferencia en sus características individuales (curvas A-A y B-B). Las características combinadas se muestran tanto para el arreglo en serie (C-C) como para el arreglo en paralelo (D-D). Sólo se muestra la presión total. Dos curvas de sistemas diferentes (E-E y F-F) se muestran en la figura dando lugar a los puntos de operación correspondientes para cada sistema, pudiendo comparar ahora los resultados de cada arreglo.

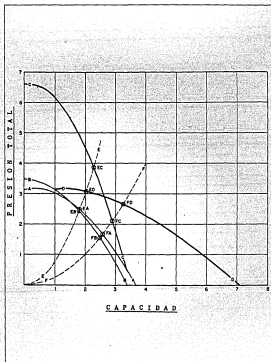


Figura 17

2.2. VENTILADORES

El ventilador es una máquina a la que se le puede considerar el principal componente de un sistema de ventilación. Es por esto que a continuación se exponen las características principales del mismo.

Un ventilador es una máquina de fluido clasificada dentro del grupo de las turbomáquinas hidráulicas generatrices. Se entiende por máquina de fluido aquella que intercambia energía mecánica con un fluido de trabajo, ya sea adicionando energía al fluido o extrayendo energía de él. Si la máquina absorbe energía del fluido y la transforma en energía mecánica, hablamos entonces de una máquina motriz. Por el contrario si dicha máquina transforma energía mecánica en energía de fluido, entonces se trata de una máquina generatriz.

Ahora bien, una máquina hidráulica es aquella en que el fluido de trabajo no experimenta un cambio representativo en su densidad al pasar a través de la misma y por tanto, tampoco en su volumen específico. Por otro lado máquina térmica es aquella en que el fluido que intercambia energía si experimenta cambios representativos en su densidad y volumen específico.

Pudiera pensarse que una máquina hidráulica sería aquella en que el fluido de trabajo fuese líquido por lo que pudiera considerarse incorrecto el término, mas es por la característica de dicho fluido de

ser prácticamente incompresible en fase líquida, que se adopta el término para clasificar al tipo de máquinas en las cuales no se presentan cambios importantes de densidad del fluido. Esta clasificación, bien comprendida es suficientemente rigurosa.

Un ventilador es una máquina hidráulica debido a que el gas que este maneja experimenta un cambio en su volumen específico pequeño y por tanto los efectos de compresibilidad pueden ignorarse.

Los códigos de pruebas ASME especifican la diferencia entre un ventilador y un compresor de acuerdo al cambio de densidad que experimente el fluido de trabajo. Se consideran ventiladores aquellas máquinas en las cuales el cambio en la densidad del fluido de trabajo inferior a un 7.0 % lo que corresponde aproximadamente a una relación de compresión isoentrópica de 1.1. Las máquinas que provoquen cambios de densidad mayores son consideradas compresores y por tanto, máquinas térmicas.

Los ventiladores funcionan análogamente a las bombas hidráulicas rotodinámicas, sólo que éstos operan con un gas al que se considera incompresible en lugar de un líquido. Por tanto, al igual que para otras turbomáquinas su principio de operación se basa en la ecuación de Euler.

2.2.1. Tipos de Ventiladores:

En la actualidad se cuenta con diversas clases de ventiladores cada una con características definidas que le permiten satisfacer las necesidades de una aplicación determinada.

Con objeto de poder seleccionar y especificar correctamente un ventilador al diseñar sistemas de ventilación industrial, se exponen a continuación las diferentes variantes que existen para estas máquinas así como una breve explicación de sus aplicaciones más comunes en la industria.

Primeramente podemos clasificar a los ventiladores en tres grupos según la presión de aparecen que desarrollan:

- 1.- Ventiladores de baja presión: Son aquellos que desarrollan hasta 100mm C.A.
- 2.- Ventiladores de presión media: Cuando la presión desarrollada esta entre 100mm y 300mm C.A.
- 3.- Ventiladores de alta presión: Si la presión desarrollada es superior a 300mm C.A. y menor a 1000mm C.A. o a la equivalente a una relación de compresión isentrópica de 1.1.

Ahora bien, existen distintos tipos de ventiladores, cada uno con características definidas y por ende aplicaciones específicas. Dichos tipos se agrupan de la siguiente manera, según la clasificación de la Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales.

2.2.1.1. Ventiladores Axiales:

a) Ventiladores de hélice: Son utilizados para mover grandes cantidades de aire contra presiones estáticas bajas, por lo general en instalaciones de ventilación por dilución y en sistemas de ventilación en general.

b) Ventilador con aspas de disco o propela: Se utiliza para mover aire limpio y cuando no existen ductos.

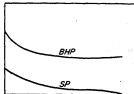


Figura 18 Gasto (CFM)

c) Ventilador de aspas delgadas o de hélice: Se utiliza para manejar aire cuando las presiones estáticas son bajas. Por ejemplo para la extracción de aire en cabinas de aspersión, o bien para inducir el tiro de algunas torres de enfriamiento.

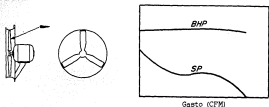


Figura 19

d) Ventilador Tubooxal: Es muy similar al anterior sólo que se encuentra montado en el interior de un tramo de ducto. Es muy apropiado para usarse con nieblas condensables, pigmentos y otros materiales que pudieran depositarse en las aspas, ya que debido a la fuerza centrífuga y a la forma de las aspas, se evita que estos materiales se acumulen. Sin embargo, debido a que tienen niveles de ruido relativamente elevados, es aconsejable utilizar ventiladores grandes que operen a menores velocidades en lugar de ventiladores pequeños que operarían a mayor velocidad.

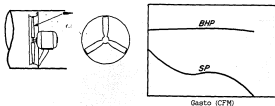


Figura 20

e) Ventilador axial tipo turbina: Este ventilador se utiliza para desarrollar mayores presiones ya que tiene mayor grado de reacción. Solo debe manejar aire limpio. Es mas eficiente que el resto de los ventiladores axiales, sin embargo, es una máquina mas complicada y por tanto se utiliza cuando por limitaciones de espacio no se puede optar por otra alternativa.

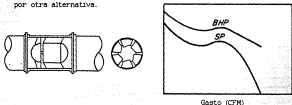


Figura 21

2.2.1.2. Ventiladores Centrifugos:

a) Ventilador de aspas curvadas hacia el frente: Estos ventiladores, se conocen también como 'multiaspas' o de "jaula de ardilla" y se emplean con frecuencia en instalaciones de aire acondicionado y calefacción por su característica de operar silenciosamente y con bajas velocidades críticas. No se recomiendan para manejar polvos y humos ya que acumulan depósitos que son difíciles de limpiar por la forma de las aspas. No requieren de grandes espacios y operan con presiones estáticas bajas, ya que en rangos medios su operación se vuelve inestable.

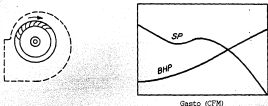


Figura 22

b) Ventilador de aspas radiales o de paletas: Este es el ventilador ideal para la mayoría de los sistemas de extracción en donde se manejan polvos pesados, como por ejemplo en operaciones de trabajo de madera, pulimentado y en general aquellas en donde el material que atraviesa el ventilador pudiera atascar u obstaculizar el rotor.

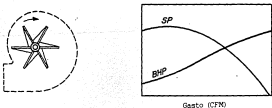


Figura 23

c) Ventilador de aspas curvadas hacia atrás: Este tipo de ventilador tiene alta eficiencia y opera con altas velocidades críticas. La forma en que se arreglan las aspas contribuye a la acumulación de depósitos por lo que no se recomienda para manejar aire que contenga nieblas o vapores condensables.

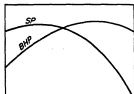


Figura 24 Gasto (CFM)

2.2.1.3.- Tipos Especiales:

a) Tipo "perfil aerodinámico" centrífugo: Este ventilador consta de alabes con perfil aerodinámico y curvados hacia atrás. Sus características varían de acuerdo con el fabricante y dependen del perfil del alabe. En realidad son los de mayor eficiencia y funcionan suavemente en todo el rango de operación.



Figura 25

b) Centrifugos de flujo en línea: Se trata de ventiladores centrifugos con álabes curvados hacia atrás, con una construcción especial que les permite ahorrar espacio por estar ensamblados dentro de un tramo de ducto conservando las características de un ventilador centrifugo.



Figura 26

c) Extractores de Techo: Estos ventiladores pueden ser centrifugos o axiales y en realidad son unidades paquete de extracción diseñadas para operar a la intemperie. El arreglo de la descarga puede ser de dos formas: Con un chorro hacia arriba, o bien con deflectores que dirijan el flujo hacia abajo.



Figura 27

3.4.- Equipos "Paquete" o Manejadoras: Existen en el mercado diversos equipos que combinan ventiladores, recolectores de polvo, serpentines, filtros, compuertas, y otros accesorios en un solo paquete. Al contemplarse la posibilidad de empleo de uno de estos equipos, deber consultarse al fabricante sobre las características de aparecen y la correcta aplicación del mismo.

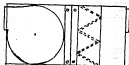


Figura 28

4.- Eyectores de Aire: En ciertas instalaciones de ventilación industrial no es conveniente que el fluido de trabajo pase a través del ventilador, tal es el caso de cuando se manejan gases corrosivos, inflamables o extremadamente calientes. Los sistemas eyectores se pueden utilizar en estos casos con la desventaja de que tienen con muy baja eficiencia (usualmente del 5 al 12 %) y operan con presiones bajas (de hasta 1" de agua). Son utilizados también en algunos sistemas de transporte de materiales por vía neumática. A continuación se ilustran cuatro tipos de eyectores.

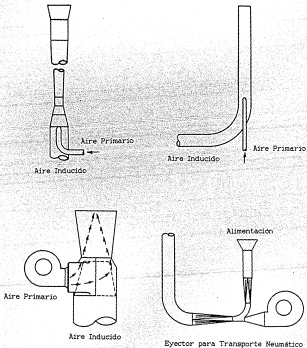


Figura 29

2.3 CAMPOS DE APLICACION, TIPOS DE SISTEMAS:

2.3.1. Ventilación:

Un sistema de ventilación es aquel cuyo objetivo es el de preservar la salud y el confort de los ocupantes de un recinto, el de conservar en buen estado materiales almacenados o bien, el proporcionar las condiciones requeridas para efectuar determinado proceso. Este objetivo se logra mediante el control de las propiedades del aire y de la cantidad de contaminantes que existan o se generen en dicho recinto. Existen otros tipos de sistemas de ventilación con objetivos distintos como pueden ser la transferencia de calor, de materiales y otros, estos son considerados sistemas especiales y se analizan en subsecuentes capítulos.

El hombre mismo produce el envenenamiento del aire, mediante la generación de calor sensible, calor latente, olores y microorganismos.

Además de esto, muchos procesos y actividades industriales producen contaminantes, así como condiciones inadecuadas para el trabajo. Es por estas razones que la mayoría de los lugares en donde se realizarán operaciones industriales o en donde habite un cierto número de personas se requiere de algún sistema de ventilación. Existen dos tipos de sistemas de ventilación a saber y que se tratan a continuación:

2.3.2. Ventilación por Dilución:

El diseño de este tipo de sistemas se basa en el hecho de que el ser humano presenta una determinada tolerancia a la presencia de cierto contaminante. Debido a esto, este tipo de sistemas se aplica con frecuencia para controlar olores, temperatura, contaminación bacteriana y muchas sustancias contaminantes como solventes y otras.

Siempre que se diseñe un sistema de ventilación por dilución se debe considerar que no todos los seres humanos tienen la misma resistencia a la presencia de un contaminante en el aire que respiran. Un ingeniero de aire acondicionado pretende satisfacer a la mayoría de los ocupantes de un recinto y sólo tendrá quejas respecto a incomodidad por haber demasiado frío o calor. El higienista industrial requiere de prevenir enfermedades laborales en cualquier trabajador. Sin embargo, al igual que en el caso anterior, puede darse el caso de que una persona no tolere pequeñas cantidades de un contaminante mientras que otra ni siquiera lo perciba.

Es fácil de comprender el cálculo de sistemas de ventilación basados en diluir un contaminante, si consideramos que, para el cálculo de la cantidad de aire fresco que se requiere suministrar, bastará dividir la relación de generación del contaminante (GCR) entre la máxima concentración permitida (MAC), trabajando en unidades consistentes. Es decir que se proporcionará la cantidad de aire necesaria para diluir

una cantidad de contaminante en una proporción igual a la máxima tolerancia que un ser humano resiste. Esto se expresa en la siguiente fórmula:

$$CFM = \frac{CGR \text{ (unidades/min)}}{MAC \text{ (unidades/pie}^3)}$$

Ecc. 62

En materia de ventilación se suele referir una pequeña cantidad de contaminante diluida en grandes volúmenes de aire con unidades que expresen la relación de concentración. Tenemos entonces partes de contaminante (en lb mol) por millón de partes de disolvente (10^6 lb mol de aire). La máxima concentración tolerable se expresa en estas unidades, es decir: MAC = ppm. La ecuación 62 se escribe entonces:

$$CFM = \frac{386.7 \text{ CGR(lb/min)} \times 10^6}{PM_{\text{aire}} \times MAC(\text{ppm})} \times K$$

Ecc. 63

En donde:

386.7 es el factor de conversión de 1 lbmol de aire a pie^3 a condiciones estándar de presión y temperatura (70°F y 760mm Hg).

El factor de seguridad (K) se aplica debido a la posibilidad de que existan mayores concentraciones originadas por tiros, obstrucciones o cualquier imperfección en la ventilación.

Además de diseñar por medio de la máxima concentración tolerable (MAC), se debe revisar el diseño para satisfacer el límite mínimo de concentración explosiva denominado (LEL). Por lo general, los valores del (LEL) son mayores que los del (MAC) por lo que el diseño a través del (MAC) es más crítico. Sin embargo, deberá calcularse el gasto requerido siempre que se trabaje con gases explosivos o inflamables por medio de una fórmula análoga a la anterior. Por ejemplo:

$$CFM = \frac{366.7 \text{ CGR(lb/min)} \times 102}{PM_{\text{solv.}} \times \text{LEL}(\%)} \times K$$

Ecc. 64

Gracias a la investigación y experiencia de muchos ingenieros e higienistas industriales, se cuenta en la actualidad con suficiente información acerca de los valores del (MAC) y del (LEL) para un gran número de contaminantes industriales. A continuación se ilustra una tabla con algunos de los más importantes y una figura con recomendaciones prácticas para la correcta ubicación de tomas y extracciones de aire en estos sistemas.

VENTILACION POR DILUACION PARA DIVERSOS VAPORES

Líquido	MAC ppm	CFM/lb. _{mas.} para el valor de MAC*	LEL % Vol.	Temp ° F
Acetona	1,000	6,650	2.55	15
Amil acetato	100	29,800	1.10	60
Iso-amil alcohol	100	43,900	1.20	115
Benzol	25	No se recomienda	-	(12)
n-Butanol	100	52,200	1.45	110
n-Butil acetato	150	22,200	1.39	90
Butil celosolve	50	65,600	-	168
Disulfuro de carbono	20	No se recomienda	1.25	-22
Tetracloruro de carbono	25	No se recomienda	-	-
Cellosolve	200	21,500	2.60	120
Cellosolve acetato	100	29,300	1.71	135
Cloroformo	50	No se recomienda	-	-
1-2 Diclroacetano	100	No se recomienda	6.20	65
1-2 Diclroetileno	200	20,000	9.70	(43)
Dioxano	100	43,900	-	54
Acetato etílico	400	11,000	2.18	30
Alcohol etílico	1,000	8,400	3.28	(55)
Eter etílico	400	13,100	-	-
Gasolina	Requiere	consideración especial	1.30	(-50)
Alcohol metílico	200	60,500	6.72	60
Acetato metílico	200	26,100	3.15	20
Metil butil cetona	100	38,700	-	-
Metil celosolve	25	No se recomienda	-	115
Metil celosolve acetat	25	No se recomienda	-	140
Metil etil cetona	200	26,900	-	(30)
Metil isobutil cetona	100	38,700	-	(73)
Metil propil cetona	200	22,400	-	60
Nafta (alquitrán)	100	40,000 - 50,000	-	(100)
Nafta (petróleo)	500	8,000 - 10,000	-	-
Nitrobenzeno	1	No se recomienda	1.80	190
Alcohol isopropílico	400	16,100	2.02	60
Acetato propílico	200	18,900	1.78	60
Eter isopropílico	500	7,570	-	-15
Solvente de Stoddard	500	8,000 - 10,000	-	-
Tetracloroetano	5	No se recomienda	-	-
Tetracloroetileno	100	23,400	-	-
Toluol (tolueno)	200	21,000	1.27	45
Tricloroetileno	100	29,400	-	-
Xilol (xileno)	100	36,400	1.00	75

* Deberá multiplicarse por el correspondiente valor K.

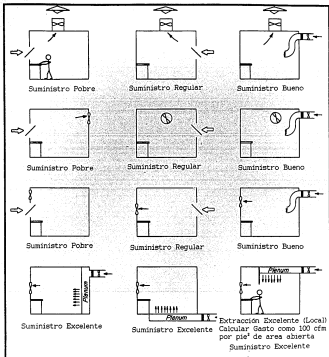


Figura 31

2.3.3. Ventilación por Extracción Local:

Estos sistemas funcionan extrayendo el contaminante en el lugar y momento en que éste es producido, arrastrándolo con una corriente de aire en cierta forma controlada.

La evaluación de alternativas de diseño para seleccionar entre un sistema de ventilación por extracción local y uno por dilución dependerá básicamente de aspectos económicos; cuando se considere que ambos tipos de sistemas sean aptos para cubrir las necesidades de suministro y calidad de aire.

El volumen de aire que maneje la instalación es la variable que más influye en el costo del sistema, ya que básicamente ambos sistemas utilizan ventiladores y algún tipo de filtro. Por lo general, el ahorro que se obtiene al manejar menores cantidades de aire con un sistema de extracción local se compensa con el gasto adicional que implica el tener que utilizar una instalación de ductos mayor.

Por otro lado se puede obtener mayor control sobre una substancia contaminante mediante un sistema de extracción local ya que éste funciona atrapando al contaminante en una corriente de aire que fluye sobre la fuente generadora del contaminante y así ser después procesada para su limpieza y devolución a la atmósfera.

La decisión final entre la opción de utilizar un sistema de ventilación por dilución o por extracción local dependerá del análisis de diversos aspectos como son: El grado de peligrosidad de manejo del contaminante, aspectos funcionales y de mantenimiento y aspectos económicos.

Durante años se ha venido recopilando información práctica para obtener relaciones entre la cantidad de aire requerido y las dimensiones de una máquina en cuestión, o bien, de la cubierta o caseta utilizada para dicha máquina. Información de este tipo es empleada comúnmente para procesos y operaciones que generan polvos, nieblas y humos diversos, ésta proviene de investigaciones empíricas y se presenta en tablas como las que se ilustran a continuación:

Tablas A. y B. Gasto Másico Requerido para Diversas Operaciones

A. Casetas para Máquinas			
Elemento activo	Máquina típica	CFM/in(Dia.)	CFM/in(ancho)
Banda	Pulidora, lijadora	-	50-100
Disco o Rueda	Sierra, rectificadora	20-30	150-200
Tambor	Lijadora, Cepilladora	-	20-40

Figura 32a

B. Casetas de aspersión, Gabinetes (Capacidades en CFM por pie cuadrado de abertura de caseta)				
Operación	Operario Fuera	Operario Dentro	Extra grande	Gabinete
Pintura, soldadura	150	100	75	-
Metalizado	200	125	-	-
Blasting abrasivo	-	-	-	500
Corte de granito	-	200	-	500

Nota: Deberá proveerse de una corriente con velocidad de 80 pie/mín (decedente) o 100 pie/mín (cruzada) una vez pasado el operario, aunque este utilice un respirador.

Figura 32b

En otros casos, donde los contaminantes son gases, vapores y nieblas, se ha desarrollado un método más general que consiste en determinar el potencial de peligro y la velocidad de evolución de un gas de acuerdo a criterios basados en algunas propiedades físicas del contaminante. Estos se ilustran en la tabla C. Posteriormente se puede determinar de la tabla D., una velocidad de control y la superficie de control en la cual esta velocidad será efectiva; el caudal necesario es entonces calculado como el producto de ambas.

Tabla C. Criterios para el Potencial de Peligro y la Velocidad de Evolución

Potencial de Peligro	Gas-Vapor (ppm)	Niebla (g/a. co.)	Flujo (cf)	Relección de la fuente	Temp. de Líquido	ef. abajo de estabilidad	Exp. Relativa	Intensificación
A	0-100	0-100	< 100	1	> 200	0-20	Baja	Baja
B	100-500	100-500	100-200	2	150-200	20-50	Medio	Medio
C	> 500	> 500	> 200	3	90-140	50-100	Alta	Alta
-	-	-	-	4	< 90	> 100	Muy Alta	Muy Alta

Figura 33a

Relación	Descripción	Exposición Completa a 70' o'	Ejemplos de relación de Ventilación
1	Rápida	0 - 3 horas	Cruzadas
2	Medio	3 - 12 horas	
3	Lenta	12 - 50 horas	Estadías
4	Mala	> 50 horas	Cobertizo

Figura 33b

Tabla D. Velocidades de Control Mínimas para Ubicaciones no Perturbadas

Potencial de Peligro y Relación de Ventilación	Cobiertas laterales	Carpas y cubiertas			
		1 lado abierto	2 lados abiertos	3 lados abiertos	4 lados abiertos
B-1, B-2, B-3	100	75	100	125	175
B-3, C-2, C-3	75	65	90	100	150
B-3, C-2	50	50	75	75	125
B-4, B-4, C-3 & 4	Se requiere una ventilación general adecuada del cuarto				

En caso de que se tengan corrientes cruzadas que no puedan controlarse con deflectores, adicione el valor de éstas corrientes al de arriba, considerando tanto el efecto de la dirección como su magnitud.

Figura 34

J.M. Della Valle ha determinado la velocidad en las proximidades de diversas aberturas de extracción. Aunque para fines prácticos, los cálculos se simplifican, según plantea Buffalo Forge Co. en su manual de ventilación: *"These findings can be simplified by noting that the flow of air or any fluid towards a restricted opening tends to be equal from all directions."*⁽¹⁾ (Estos hallazgos se pueden simplificar al notar que el flujo de aire o cualquier fluido hacia una abertura restringida tiende a ser igual desde todas direcciones).

(1) Della Valle J.M. "Exhaust Hood", Industrial Press, N.Y. (1968)

Con base en esto se plantea entonces una superficie de control como la formada por el área de una esfera si se trata de aberturas cuadradas o circulares y para aberturas de ranura se considera el área de un cilindro. Para ambos casos el radio de estas superficies de control es definido como la distancia existente entre la abertura y el punto más lejano de generación del contaminante.

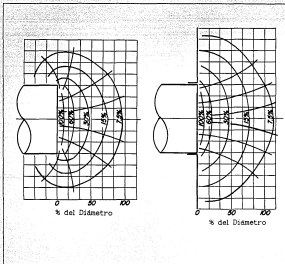


Figura 35

En general el diseño de estos sistemas se basa en cubrir en lo posible la fuente del contaminante, cuando se puede construir una caseta alrededor de la fuente, la superficie de control se podrá definir como el área plana de las aberturas de la caseta.

Las campanas de extracción, así como aquellas cabinas que no encierran por completo la fuente del contaminante deberán utilizarse sólo como último recurso; ya que su operación eficaz es fácilmente perturbada por corrientes cruzadas y requerirían por tanto, mayores volúmenes de aire. Una buena aplicación de las campanas de extracción es para controlar aquellas operaciones en las cuales se liberen grandes cantidades de calor, vapor o gases calientes, mas no deben usarse cuando tengan que trabajar operarios directamente sobre la operación.

Cuando no es posible utilizar casetas o campanas se localizan aberturas laterales a la fuente del contaminante, éstas pueden ser circulares, cuadradas o en forma de ranura según sea lo más apropiado. Siempre será aconsejable el uso de deflectores con objeto de reducir corrientes cruzadas y de evitar el flujo de aire en zonas inefectivas donde no está presente el contaminante. Al utilizar deflectores adecuadamente, se podrán reducir hasta en un 25% los requerimientos de aire.

Uno de los factores que más afecta al funcionamiento correcto de los sistemas de extracción local es la existencia de corrientes cruzadas, ya

sean ocasionadas por la operación misma, los movimientos del operador, infiltraciones y ventilación natural o cualquier otra causa. La velocidad de generación de un contaminante tiene relación con la magnitud de las corrientes de aire que pudieran interferir con la corriente de extracción. La información de la tabla (E) sirve para determinar un rango de valores, dentro de los cuales se seleccionará un valor específico de acuerdo con los datos obtenidos de las tablas (C y D). En lo posible, las corrientes de aire deberán ser medidas y su valor, sumarse directamente a la velocidad de control calculada según la nota de la tabla (D).

Tabla E. Rangos para la Velocidad de Control

Desplazamiento del Contaminante	Caso Típico	Velocidad de Control
Velocidad despreciable	Para la mayoría de operaciones en tanques	50-100 pie/min
Baja velocidad	Aspersiones de baja presión, transportadores con velocidades menores a 200 pie/min. Carga, descarga, ascensos, etc.	100-200 pie/min
Media velocidad	Transportadores con velocidades mayores a 200 pie/min, revolventes, cribadoras, hornos para fundición, etc.	200-500 pie/min
Alta velocidad	Rectificadoras, pulidoras, molinos, lixivia abrasiva	500-2000 pie/min

Figura 36

Al utilizar la información contenida en la tabla (C) se deberá observar que, para determinar el potencial de peligro se debe evaluar para la máxima concentración permisible según los estándares de higiene industrial, ya sea en partes por millón para gases y vapores o en microgramos por metro cúbico para nieblas. Así mismo, las condiciones de peligro de explosión se determinan de acuerdo al valor del "flash point" o punto de inflamación.

Tanto para la determinación del potencial de peligro como para la de la velocidad de evolución, se utilizará el valor que a través de los diferentes criterios que marca la tabla resulte el más crítico. De la misma manera, aunque esta tabla se ha desarrollado para operaciones con tanques abiertos en los cuales se involucra una sola sustancia contaminante, cuando se trabaje con dos o más sustancias se usará el criterio de aquella que demande una mayor capacidad de ventilación.

La siguiente figura ilustra diferentes aberturas de extracción y el modo de calcular el volumen de extracción requerido. Adicionalmente, en las referencias bibliográficas pueden consultarse criterios prácticos de diseño para aplicaciones especiales.







Tipo de Cubierta	Descripción	Relación de Lados	Gasto
	Ranura	W/L 0.2 ó menos	$Q = 3.7LVX$ ⁽³⁾
	Ranura c/Deflectores	0.2 ó menos	$Q = 2.8LVX$ ⁽³⁾
	Abertura Sencilla	0.2 ó más y redondas	$Q = V(10X^2 + A)$ ⁽²⁾
	Abertura con Deflectores	0.2 ó más y redondas	$Q = 0.75V(10X^2 + A)$ ⁽²⁾
	Cabina	Ajustado a la Operación	$Q = VA = VWH$
	Campana	Ajustado a la Operación	$Q = 1.4PDV$ P = Perímetro D = Altura

Figura 37

En donde: X es la distancia del punto más lejano de generación del contaminante.

V es la velocidad de captura o control del contaminante.

2) Dalla Valle, J.M. "Exhaust Hoods". Industrial Press, N.Y. (1946)

3) Silverman, L. "Velocity Characteristics of Narrow Exhaust Slots" Journal of Industrial Hygiene and Toxicology, 24, 267. (Nov. 1942).

2.3.4. Transportadores neumáticos:

Cuando se requiere de mover un material de un lugar a otro, se puede elegir entre varias alternativas ya que existen muchos sistemas para transportar materiales. La decisión de utilizar un sistema de bandas, rodillos, canchales, cadenas y otros depende de la evaluación económica y funcional de las diferentes alternativas. El aire es un buen medio de transporte cuando las condiciones del material son apropiadas.

Al seleccionar entre un sistema mecánico y uno que utiliza aire como medio de transporte (sistema neumático), por lo general se observa que los sistemas mecánicos consumen una menor cantidad de energía para su operación, pero su mayor costo inicial por involucrar más equipo, así como el mayor requerimiento de espacio y mantenimiento, son factores que podrían hacer mas viable el empleo de estos sistemas cuando es posible. También es posible considerar la posibilidad de efectuar procesos paralelos al transporte como el secado, limpieza, enfriamiento, calentamiento y otros.

El sistema de transporte neumático requiere de energía para sustentar y acelerar las partículas del material. Esta energía debe además vencer las pérdidas por fricción del material con las paredes de ductos y accesorios así como de aquellas que se deben a las caídas de presión del aire mismo por fluir a través de la red de distribución.

Al diseñar un sistema de transporte neumático se debe considerar que existen muchas soluciones para un determinado problema de diseño, pero solo una es la más adecuada. Por ello un buen diseño se caracteriza por analizar diferentes alternativas para seleccionar la mejor.

Un transportador neumático consta de tres elementos básicos a saber: El ventilador, un alimentador y un separador. Son tres también, los tipos de arreglos para estos sistemas:

- a) Cuando el ventilador se encuentra corriente arriba respecto al alimentador. Representa la ventaja de que el ventilador no puede dañar el material y a su vez de que se eliminan los efectos de corrosión y formación de depósitos e incrustaciones. Debe considerarse que este tipo de sistema opera con presión positiva respecto a la atmosférica y por lo tanto cualquier falla de hermeticidad en el sistema provocará fugas cuando se manejen polvos y materiales similares.

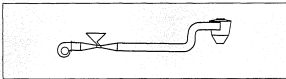


Figura 38

- b) Cuando el ventilador se encuentra corriente abajo respecto al separador. Este sistema opera con presión inferior a la atmosférica, con lo que se evita el problema de que existan fugas hacia el exterior y además de que el ventilador dañe al material transportado. Ahora bien, dado el hecho de que el separador no es perfecto, algunas partículas podrán escapar y pudiera a su vez existir corrosión e incrustaciones. Otro punto importante es que si las cargas son pesadas o el recorrido muy largo, la diferencial de presión entre la entrada y salida del separador ser grande con lo que pudiese incrementarse el costo inicial del equipo al tener que utilizar un separador diseñado para funcionar al alto vacío.

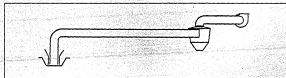


Figura 39

- c) En caso de que el ventilador se encuentre entre el alimentador y el separador, todo el material transportado pasará a través del mismo. Lo que puede ocasionar daños al material o un deterioro prematuro del ventilador debido a incrustaciones o corrosión. Sin

embargo este arreglo es empleado cuando el material así lo permite ya que entonces es posible el uso de alimentadores y separadores mas sencillos.

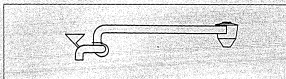


Figura 40

Ahora bien, existen diferentes tipos de alimentadores que se utilizan en los sistemas de transporte neumático. A continuación se ilustra el funcionamiento de alguno:

- a) Alimentador de tornillo sin fin: Este fuerza al material hacia el interior del sistema que por lo general se encuentra a presión superior a la atmosférica. Requiere de energía propia y está sujeto a corrosión y desgaste en sus partes móviles.

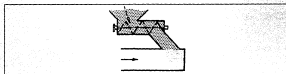


Figura 41

- b) Alimentador de válvula rotatoria: Al igual que el de tornillo sin fin, se utiliza para alimentar material en sistemas de presión positiva y esta sujeto a desgaste, requiere de su propia fuente de energía y puede dañar ciertos materiales.

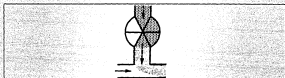


Figura 42

- c) Al hacer pasar el aire por una restricción o venturi, su velocidad aumenta y su presión disminuye por debajo de la atmosférica lo que permite usar un alimentador mas sencillo, sin embargo el impacto a alta velocidad dañarías ciertos materiales. Este sistema no se recomienda para recorridos largos o cargas pesadas ya que la presión recuperada después del venturi debe superar las caídas de presión corriente abajo.

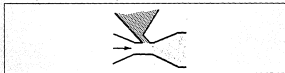


Figura 43

d) Sistemas alimentadores por succión. A continuación se ilustran tres alimentadores sencillos que pueden usarse cuando el sistema tiene presión inferior a la atmosférica y el material puede ser succionado a través de ellos.

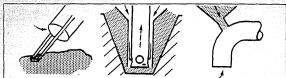


Figura 44

Para poder transportar un determinado material por medio de una corriente de aire, esta deberá proporcionar la suficiente cantidad de energía para sustentarlo y transportarlo, evitando en lo posible que se asiente o amontone, atascando la instalación. Desde un punto de vista aerodinámico, se puede calcular la velocidad requerida para sustentar una partícula de cualquier forma en una corriente de aire vertical con la siguiente fórmula: ⁴⁾

$$V_{\text{min}} = \frac{(2g)(dm)(\text{volumen})}{(fd)(da)(\text{área frontal})}$$

Ecc. 65

4) Buffalo Forge Co. "Fan Engineering". Buffalo Forge Co. N.Y. 1970. pp. 485 y 486.

Donde :

(V_{flot}) = velocidad de flotación en pie/seg

g = aceleración gravitacional en pie/seg²

fd = coeficiente adimensional de arrastre

dm y da = densidades del material y aire resp.

Para el caso particular de una esfera: ⁴⁰

$$V_{flot} = \frac{(4) (g) (dm)}{(3) (fd) (da)} (\text{diam})$$

Ecc. 66

Donde: diam es el diámetro de la esfera

Para la aplicación práctica de estas fórmulas se pueden asumir los valores dados para los coeficientes de arrastre según Buffalo Forge Co.: *"The coefficient of drag for a particle with sharp edges is comparatively independent of Reynolds number in the range usually encountered and for most shapes from thin flakes to cubes the value is close to 1.0. The drag coefficient for round bodies such as spheres and long cylinders varies with Reynolds number, but for the typical conveying application a value of 0.5 for spheres and 1.0 for cylinders may be usually justified. There is substantial experimental agreement with the above formula."* ⁴¹ (El coeficiente de arrastre para una

4) Buffalo Forge Co. "Fan Engineering". Buffalo Forge Co. N.Y. 1970. pp. 485 y 486.

partícula con bordes vivos es comparativamente independiente del número de Reynolds en el rango usualmente encontrado y para la mayoría de las formas desde hojuelas delgadas hasta cubos el valor es cercano a uno. El coeficiente de arrastre para cuerpos redondos como esferas y cilindros largos varía con el número de Reynolds, pero para las aplicaciones típicas de transporte se justifica usualmente un valor de 0.5 para esferas y de uno para cilindros. Existe suficiente verificación experimental con la fórmula anterior).

La velocidad de flotación se aplica a corrientes verticales en un sentido estricto y por lo que la velocidad relativa entre el aire y la partícula de material viene a ser igual a la velocidad de flotación.

Esta igualdad no es aplicable en corrientes horizontales, donde según datos experimentales de M. Gasterstadt:

$$V_{rel} = V_{flot} (0.18 + (0.65 \times 10^{-4} V_{air}^2))$$

Ecc. 67

Donde: V_{rel} es la velocidad relativa del material y el aire
 V_{flot} es la velocidad de flotación vertical
 V_{air} es la velocidad del aire.

5) M. Gasterstadt, "Experimental Investigation of Pneumatic Conveying Process", Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, vol 68, No 24, June 14, 1924.

La velocidad del material es igual a la velocidad del aire menos la velocidad relativa. Esta es algo menor en una tubería vertical que en una horizontal. Probablemente no exista una expresión matemática que permita calcular la velocidad óptima para cualquier material. El criterio aplicado es manejar una velocidad de material suficientemente alta para evitar la aglomeración o amontonamiento del material, aunque en algunas aplicaciones no es posible evitar completamente dicha aglomeración.

Algunos materiales como el carbón tienen un contenido de humedad crítico arriba del cual comienza la aglomeración de las partículas, en estos casos el diseñador tiene que conformarse con permitir un cierto grado de acumulación en el sistema siempre que ésta no ocasione atascamientos, o bien, controlar la humedad para transportar satisfactoriamente el material.

A continuación se ilustra la tabla F (Fig. 45) con algunas velocidades de diseño para transportar diferentes materiales. Estas incluyen un margen de seguridad para prevenir atascamientos. Además, como regla general, aquellos materiales con peso a granel entre 25 y 75 lb por pie cúbico pueden transportarse eficientemente con una velocidad de aire de 5000 pies/min. Madison desarrolló una tabla (Fig. 46) que relaciona el peso a granel con la velocidad de transporte recomendada. ⁴⁴

6) Buffalo Forge Co., Fan Engineering, New York, 1970. pp.487.

Tabla F. Velocidades de Transporte (en pies/min)	
Algodón	4,500
Arena	7,000
Aserrín Seco	3,000
Avena	4,500
Cemento	7,000
Corcho Molido	3,000
Hule	4,500
Lana	5,000
Mazs	5,600
Oxido de Hierro	6,500
Papel	5,000
Polvo de Piedra Caliza	5,000
Polvo de Carbón	4,000
Pulpa Vegetal Seca	4,500
Sal	5,500
Semillas de Ricino	5,000
Tropos	4,500
Trigo	5,600
Virutas	3,500

Figura 45



Figura 46

6) Buffalo Forge Co., Fan Engineering, New York, 1970, pp.487.

2.3.5. Cambiadores de calor enfriados con aire:

Estos sistemas se utilizan para acondicionar fluidos o para utilizar un calor que de otra manera sería desperdiciado. Su funcionamiento se basa en la transmisión de calor de un fluido determinado al aire que se maneja. Este calor puede ser latente, como es el caso de los aparatos evaporativos en los cuales, la humedad evaporada puede provenir del fluido mas caliente para los sistemas de contacto directo, o de una suspensión separada de agua en los sistemas de contacto indirecto. En los sistemas secos, el calor que se trasmite es únicamente sensible.

El aire utilizado puede descargarse a la atmósfera o utilizarse para procesos de secado o para combustión.

Estos sistemas se utilizan para enfriar diversos aceites, salmueras o agua que se utilicen a su vez como refrigerantes de motores u otras máquinas, pueden ser tanto secos como evaporativos. También los condensadores utilizados en trabajos de bombeo de calor y refrigeración están enfriados por aire, así mismo pueden condensarse solventes con equipos enfriados con aire para posteriormente volverse a utilizar. Existen aplicaciones muy diversas para estos equipos. El cálculo de los mismos requiere de aplicar conocimientos especializados de transferencia de calor. Sería impráctico desarrollar estos cálculos para cada sistema de ventilación a diseñar, ya que los fabricantes de los equipos proporcionan la información técnica requerida para seleccionar los equipos adecuados a cada caso en particular.

2.3.6. Purificación y Limpieza del Aire:

La limpieza del aire es un proceso típico de los sistemas de ventilación industrial, su objetivo es el de remover un material contaminante disperso en una corriente de gas o aire, con el fin de proteger a personas o propiedades expuestas a ella. En adición a esto cabe hacer notar que el proteger el medio ambiente y los recursos naturales de la contaminación es una obligación moral para cualquier persona que opere un proceso industrial en el cual se generen contaminantes.

Las reglamentaciones legales para la emisión de contaminantes dependen de cada lugar en particular y no se discutirán en este trabajo, ya que el principio ético fundamental de preservar el medio ambiente que nos rodea, aplicará en el diseño de estos sistemas por encima de cualquier reglamentación para la emisión de contaminantes. Es decir, el hecho de que no existan reglamentaciones, o no sean suficientemente estrictas, no libera al diseñador de la obligación moral que implica el desarrollar sistemas de ventilación que protejan a las personas y al medio ambiente expuestos. La limpieza del aire implica por lo regular un costo adicional tanto en la inversión inicial de la planta o proceso, como en el de operación, es por esto que el diseño de los sistemas de ventilación deberá realizarse preferentemente como parte del diseño del proceso, a fin de optimizar desde el principio y no convertir al sistema de ventilación en un gasto adicional no previsto.

Los equipos de limpieza de aire se clasifican en dos grupos:

- Filtros de Aire y
- Colectores de Polvos.

Los filtros de aire se utilizan para remover contaminantes del aire exterior para las tomas de aire fresco en sistemas de ventilación, aire acondicionado o calefacción; en donde las concentraciones rara vez exceden de cuatro granos (0.26 gramos por cada 1000 pie³ de aire.

Los colectores de polvos estan diseñados para cargas mayores, resultado de procesos industriales en donde el aire a ser limpiado proviene de sistemas de extracción local y será devuelto a la atmósfera. Las concentraciones que se manejan son del orden de 0.1 a 20 granos (0.006 a 1.29 gramos) por pie³.

2.3.6.1. Selección del Equipo:

Los equipos de colección de polvos existen en una gran variedad de diseños con diversos principios de operación y con diferentes grados de eficiencia, costo inicial, costo de operación y mantenimiento, tamaño y espacio requerido, así como de materiales de construcción. Es por ello que si no se tiene una amplia experiencia en la selección de estos equipos para una planta o proceso en particular, lo más recomendable es consultar al fabricante. Los factores que más influyen en la selección del equipo son los siguientes:

- a) Concentración y tamaño de partícula del contaminante: Como se mencionó anteriormente, las concentraciones y tamaños de partícula que se obtienen de los diversos procesos industriales varía en un rango muy amplio. En la figura 47 se proporciona una tabla general con información al respecto.
- b) Grado de colección requerido: El grado de colección requerido depende de diversos factores como son la ubicación de la planta, la comparación de los grados de colección con diferentes sistemas, la naturaleza del contaminante y el peligro que representa para la salud pública o para las propiedades expuestas. Una regla práctica es el seleccionar el colector de mayor eficiencia posible de modo que el costo inicial y de mantenimiento siga siendo razonable y que cumpla con todas las reglamentaciones aplicables. Se sacrificará aún más el costo, si es necesario prevenir daños a las personas o propiedades expuestas.

Como dato adicional, se menciona que la visibilidad de la columna formada por la descarga de un contaminante a la atmósfera, depende del área reflejante del material descargado; siendo que el área reflejante por libra varía inversamente al cuadrado del tamaño de la partícula. Esto implica que se puede remover el 80 o 90% de la carga contaminante, eliminando las partículas grandes, sin que cambie la apariencia de la columna de descarga.

- c) Características de la corriente de aire y del gas o material contaminante: Por ejemplo, temperaturas por encima de los 60°C impiden el uso de algodón como medio filtrante en colectores estándar. Un exceso de humedad provoca atascamientos en medios filtrantes de fibra de vidrio o bien la disolución de gases en agua produce condiciones corrosivas que influyen en la selección de los materiales y equipos de limpieza de aire.

- d) Desecho del material contaminante: La forma de disponer del material recolectado deberá preverse para no ocasionar un problema secundario por mal manejo del mismo.

2.3.6.2. Tipos de Equipos de Limpieza de Aire:

Se presenta a continuación un sumario de los equipos usualmente utilizados para la purificación y limpieza de aire con descripciones generales para cada tipo mencionado y posteriormente ilustraciones que ejemplifiquen los principios de operación de cada uno.

1) Absorbedores de olores de cana angosta: constan de canas de carbón activado por donde circula el aire.

2) Lavadoras de aire con cámaras de rocío: estas tienen uno o dos cabezales con rociadores de aspersión gruesa, seguidos de placas dobladas que eliminan la humedad.

3) Lavadoras de celda húmeda: formadas por celdas de fibra de vidrio sobre las cuales se rocía el agua, seguidas por eliminadores de placas dobladas.

4) Precipitadores electrostáticos de dos etapas con placas (bajo voltaje): constan de alambres ionizadores (+) seguidos de placas colectoras (-).

5) Precipitadores electrostáticos de dos etapas con filtros (bajo voltaje): constan de alambres ionizadores (+) seguidos de celdas filtrantes (-).

6) Filtros de aire con cubierta viscosa, desechables (6a) o lavables (6b): estan constituidos por una cama filtrante impregnada de aceite u otro medio viscoso, los hay desechables de fibra de vidrio o lavables de fibra metálica.

7) Filtros de aire secos de 5 a 10 ó de 2 a 5 micras: material poroso de fibra de vidrio o fibras sintéticas dispuesto en celdas.

8) Filtros absolutos: son filtros secos de papel hecho de fibras de vidrio, cerámicas u otros con porosidad menor a una micra.

9) Filtros industriales auto-limpiables (relación aire/tela baja): constituidos por bolsas filtrantes que se limpian con un mecanismo vibrador.

10) Filtros industriales auto-limpiables (relación aire/tela alta): estos están formados por tubos filtrantes que se limpian con pulsos de aire a alta presión inyectados al interior del tubo a contra flujo del aire.

11) Precipitadores electrostáticos de una etapa (alto voltaje): constan de alambres ionizadores (-) dispuestos entre placas colectoras (+) (11a) o dentro de tubos colectores concéntricos (+) (11b).

12) Colectores inerciales secos: se basan en la disminución de la velocidad de la corriente de aire para dar lugar al asentamiento de las partículas. Dentro de este grupo se encuentran las cámaras de sedimentación (12a) que son simples cajas en donde se asientan las partículas pesadas, las hay también equipadas con deflectores (12b) que al cambiar la dirección de la corriente favorecen la separación de las partículas, también existen cámaras en espiral y deslizantes (12c) las cuales tienen ranuras periféricas que permiten la salida del material que se desliza por las paredes. Los ciclones (12d) son quizá los colectores más utilizados en este grupo, son cámaras que obligan al flujo en una trayectoria espiral, centrifugando las partículas pesadas en las paredes del equipo, mientras que el aire limpio sale por un tubo

central; existen colectores múltiples, que son básicamente arreglos en paralelo de muchos ciclones pequeños. Por último, se consideran en este grupo, a los colectores de impacto (12e), formados por etapas alternadas de boquillas y deflectores y a los colectores dinámicos (12f) que son ventiladores centrífugos con ranuras periféricas para permitir la salida del material proyectado a las paredes del colector.

13) Colectores inerciales húmedos: este grupo de colectores se basa en precipitar dinámicamente las partículas hacia una aspersión de agua o una película húmeda que las captura. Un ciclón equipado con aspersores radiales (13a) es un colector de este tipo, también se tiene a los colectores de impacto con deflectores mojados (13b) que precipitan las partículas, existen también colectores dinámicos con aspersores (13c) o ciclones de niebla (13d), los cuales tienen aspersiones tangenciales muy finas. Adicionalmente existen torres empacadas (13e) con guijarros mojados con una aspersión a contraflujo. El colector húmedo multidinámico (13f) consta de dos etapas de ventiladores con sentidos de giro normal y a contraflujo edicionado con aspersiones de agua. El colector venturí (13g) de alta eficiencia acelera la corriente de aire en una garganta para hacerla pasar a través de una fuerte aspersión de agua. Por último podemos considerar también a los colectores de boquilla sumergida (13h) y a los colectores de ejetor activado con agua (13i) que funcionan bajo el mismo principio de operación.

14) **Incineradores de gases:** están constituidos por cámaras de combustión equipadas con combustible propio adicional. Pueden contar con convertidores catalíticos que aumenten la eficiencia de la purificación, completando la combustión químicamente a través de un catalizador.

15) **Absorbedores de gases:** Dentro de este grupo se encuentran las torres de aspersión vertical (15a) que son torres de flujo hacia arriba y con aspersiones hacia abajo, también existen **absorbedores de columna empacada (15b)** que son torres de aspersión empacadas con anillos de Rashig u otros materiales similares. Por último los **absorbedores de lecho profunda (15c)** que son equipos de absorción con carbón activado en equipos de regeneración y recuperación.

Las siguientes figuras ilustran los principios de operación de los diferentes equipos de limpieza de aire.



Figura 46

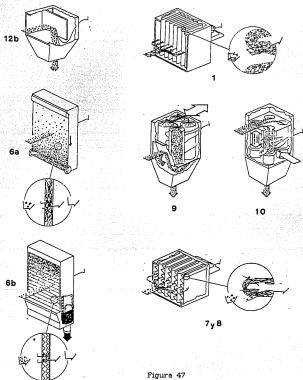


Figura 47

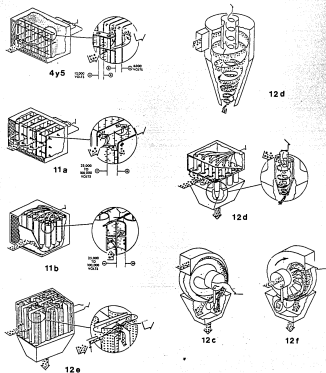


Figura 48

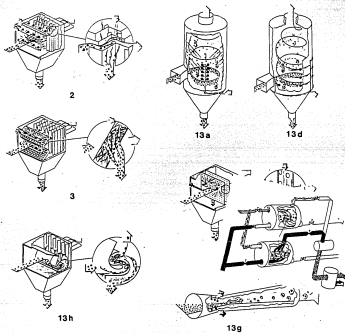


Figura 49

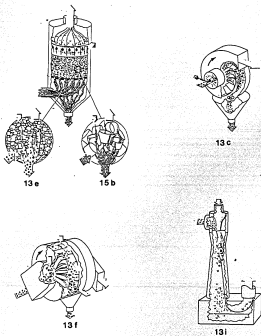


Figura 50

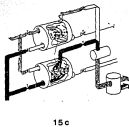
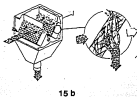


Figura 51

La figura 52 ilustra una tabla de informacion técnica de los diversos equipos de limpieza de aire.

Características de los equipos de limpieza de gases y aire

Modelos del equipo		Equipo más apropiado para	Eliminación de contaminantes	Tamaño típico de partícula en μm	Límite de temperatura del gas °F	Conc. máx. por peso ^a	Límite de temperatura del gas °F
Clas. general	Tipo específico						
Absorbentes de sólidos	Luchas poco presionadas		Carbón, máculas óleas	0.1-100	0-300	<1.0	150-110
Lavadores de aire	Cámaras de roscas Celdas húmedas			>20 >0	40-700	<8.5	170-600
Presop. electro. de alto voltaje	Placa, dos etapas Fibra, dos etapas	Limpieza de aire avanzada		<1 <1	0-350	<1.0	150-180
Filtros de aire, cultura húmeda	Dispositivo Lavable			>1 >1	1-100	<1.0	150-150
Filtros de aire, fibra seca	2-4 μm			>0.1 >0.1	0-100	<1.0	150-150
Filtros absorbentes	Papel		Especial ^b	<1	0-100	<1.0	150-170
Filtros industriales	Batas de tela Sedres de tela			>0.1 >0.1	0-100	>100	170-150 170-150
Presop. electro. de alto voltaje	Placa, una sola etapa Tubo, una sola etapa			<2 <2	0-700	>100	150-600 150-600
Colectores industriales (HPS)	Cámara de sedimentación Cámara de detención Cámara de espuma Ciclón Celdas múltiples De choque Dinámico	Limpieza de gas de alta presión		>10 >10 >20 >10 >1 >10 >10	0-700	>8.130 >8.130 >1.901 >1.901 >1.901 >1.901 >1.901	150-600 150-600 150-600 150-600 150-600 150-600 150-600
Lavadores ^b (Scrubbers)	Círculo De choque Dinámico Bolsa Lecho de perlas Multidimensional Venturi Tobaca sumergida Chorro			>10 >1 >10 <1 >1 <1 >1 <1	0-700	>1.901 >1.901 >1.901 >1.901 >1.901 >1.901 >1.901 >1.901	150-600 150-600 150-600 150-600 150-600 150-600 150-600 150-600
Incrustadores Pacquetadores	Disco Casalido		Carbón, vapores, máculas óleas	Cualquier (disolventes)	1000	Combustible	100
Absorbentes de gas	Torre de lavadores Cámaras empacadas Celdas de fibra			0.1-100 0.1-100 0.1-100	0-100	>1.0	170-111 170-111 170-111
Absorbentes de gas	Lecho profundo			0.1-100	0-100	>1.0	170-111

FUENTE: Argonne, Gas Engineering, Buffalo Forge Co. Unifab
^aBasado en una muestra de 0.071 litro (2.52 gal) de gas.

Figura 52

3.1. INFORMACION BASICA REQUERIDA PARA EL DISEÑO:

Para iniciar el diseño de cualquier sistema de ventilación industrial se debe contar con cierta cantidad de información, la cual es indispensable para definir los parámetros o variables básicas que han de regir nuestro diseño. A continuación se listan los aspectos de mayor importancia que han de conocerse para poder así definir las características básicas del sistema.

a) Tipo de Sistema: Este se define de acuerdo al objetivo del mismo sistema y depende de lo que el proceso industrial requiera. Así pues, se habla de operaciones de secado, de purificación de aire, de ventilación, tiro mecánico, transporte neumático, etc.

b) Limitaciones de Espacio: Se debe contar con planos arquitectónicos, estructurales y de instalaciones, a fin de poder evaluar las diferentes alternativas de diseño en cuanto a espacio se refiera. Por ejemplo: ubicación de equipos, trazado de redes de ductos, modos de instalación y otras.

c) Características del fluido de trabajo: Es necesario conocer de antemano que tipo de fluido manejará el sistema con objeto de tomar las precauciones necesarias. Las limitaciones son las siguientes:

c-1) Material transportado por el fluido de trabajo: El hecho de que el fluido de trabajo contenga materiales fibrosos o cargas pesadas de polvo se deberá tomar en consideración. Cuando se manejan polvos abrasivos se originan situaciones que exigen tomar precauciones adicionales. Información al respecto se proporciona en capítulos subsiguientes.

c-2) Si el fluido de trabajo es inflamable o transporta materiales inflamables deberá diseñarse un sistema especial a prueba de explosión y con equipo contra incendio.

c-3) Cuando se manejan gases corrosivos o cuando existen vapores que al condensarse se depositan en los elementos que constituyen el sistema deberán utilizarse materiales y recubrimientos especiales para prevenir el daño prematuro de la instalación.

c-4) Condiciones del fluido de trabajo: Se deben conocer los estados inicial y final del fluido de trabajo definidos por propiedades como temperatura, presión, densidad, humedad, contenido de impurezas y otras. Esto repercute en distintas variables del sistema como son consumo de energía o frecuencia de los periodos de mantenimiento. Aquí se consideran las características de calidad del aire que ha de ser devuelto a la atmósfera o que ha de suministrarse a un espacio cerrado o proceso.

c-5) Capacidad requerida: Tanto el flujo volumétrico como las cargas técnicas que el sistema intercambie son parámetros de diseño que deberán ser calculados en primera instancia, o al menos estimados, pues éstos datos dan una idea clara del tamaño y tipo de instalación que se está diseñando. En adición se deben considerar, las cargas máximas de generación y manejo de los contaminantes a controlar.

d) Otros tipos de limitaciones o restricciones que tenga el sistema como son niveles de ruido y vibración permisibles deben considerarse.

e) Información sobre disposiciones legales: Se debe contar con las reglamentaciones locales para la emisión de contaminantes, así como con información acerca de reglamentos de higiene industrial, permisos, aprobaciones requeridas y demás similares.

f) Información técnica comercial de equipos: Se debe contar con la información técnica de los equipos disponibles comercialmente, no deberán seleccionarse equipos o sistemas que después no se puedan conseguir, pues esto trae como consecuencia cambios posteriores al diseño que representan riesgos para la operación adecuada del sistema.

g) Información referente a costo de equipo y materiales: Esta es esencial para la toma de decisiones referentes al diseño de equipos y sistemas para ofrecer la solución más funcional al mejor precio.

3.2. DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCEDIMIENTO DE DISEÑO:

El siguiente diagrama de flujo (Figura No. 53) esquematiza el procedimiento de diseño para sistemas de ventilación industrial, desde un punto de vista general. No se trata en este punto la secuencia de cálculo de un sistema en particular, a fin de no obstaculizar la actividad creativa del diseñador para desarrollar soluciones alternas cada vez más funcionales y más económicas. Los procedimientos de cálculo para sistemas en particular se tratan en el siguiente punto de este capítulo, y se ilustra posteriormente su aplicación en un ejemplo de diseño que conforma el cuarto capítulo de este trabajo.

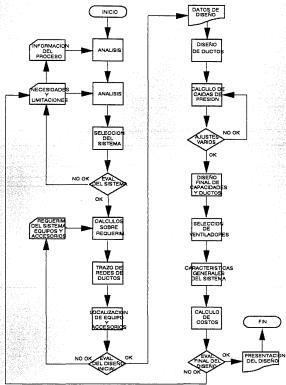
La actividad de diseño comienza con la identificación de la existencia de un problema, necesidad o expectativa del cliente, que se traduce posteriormente a términos de ingeniería denominados especificaciones y limitaciones del diseño o bien, requerimientos; éstos constituyen las entradas iniciales al proceso de diseño (véase la primera etapa del diagrama de flujo).

Las entradas pasan por un proceso de análisis de información, con el cual se da marcha a la síntesis de una solución o alternativa de diseño (en nuestro diagrama de flujo es la selección de un sistema en particular). La solución propuesta es entonces evaluada para decidir si se continúa con el desarrollo, o es necesario efectuar un procedimiento de optimización, regresando al análisis de las entradas del proceso.

Si la decisión es aceptar la solución propuesta, se procede al análisis de entradas secundarias al proceso en forma de requerimientos del sistema-solución propuesto para poder satisfacer las necesidades del problema (véanse en el diagrama de flujo los puntos " requerimientos del sistema y cálculos sobre requerim."

El proceso continúa con el desarrollo del sistema-solución a través de los siguientes puntos del diagrama de flujo, éstos incluyen evaluaciones adicionales de las alternativas propuestas para las diferentes etapas del desarrollo.

Una vez que la síntesis de soluciones de diseño ha sido completada a través de las diferentes evaluaciones y optimizaciones, se consolida la solución final determinando todas sus características generales de operación, listados de partes y equipo, así como sus características y especificaciones de construcción. Posteriormente se desarrollará el cálculo de la cotización del diseño propuesto, que en conjunto con su información técnica funcional, permitirá hacer la evaluación final y conclusión del diseño del sistema.



3.3. CALCULO DEL SISTEMA:

Los siguientes procedimientos de cálculo son las herramientas que nos permitirán determinar los tamaños de ducto a utilizar en el sistema, así como su caída de presión. Esta información nos servirá para poder seleccionar las características del equipo ventilador a utilizar como son velocidad y potencia, o tamaño y clase. En este punto se describen los procedimientos, para después ejemplificarse en el Capítulo IV.

Existen diversos procedimientos de cálculo que actualmente son utilizados en la práctica y que satisfacen las necesidades de un diseño en particular, los procedimientos que se exponen a continuación NO son únicos ni limitativos para el ingeniero de diseño, pero proporcionan una base para el cálculo de cualquier sistema de ventilación en general, que podrá ser adaptada para satisfacer las necesidades de un diseño particular.

3.3.1. Método por Longitud Equivalente:

Los sistemas de ventilación, ya sean simples o complejos, tienen en común el uso de equipos y accesorios como son: campanas de extracción, ductería y accesorios especiales que conducen a un ventilador. Los sistemas más complejos no son más que arreglos de varios sistemas sencillos conectados a un rama principal mayor. Al calcular un sistema de ventilación por extracción, comience por la campana de extracción y proceda corriente abajo hasta el ventilador y la atmósfera. Si el

sistema es de provisión de aire fresco el procedimiento aplica de igual manera, aunque puede efectuarse a la inversa si no hay la necesidad de calcular un sistema balanceado.

El procedimiento puede enunciarse en los siguientes pasos:

- 1 - Seleccione o diseñe la campana o cubierta que se adecue a la operación que será controlada (Véase la sección 2.3.3. Ventilación por extracción local, pág. 89).
 - 2 - Determinese la velocidad mínima y el volumen de aire requerido, con lo que se podrán definir las dimensiones del ducto a utilizar (idem punto anterior).
 - 3 - Determinese la longitud real de la ductería junto con la de tuberías y la longitud equivalente de accesorios utilizados. A la longitud real (que es la longitud de una línea central a lo largo de toda la ductería incluyendo codos y accesorios), se le suman las longitudes equivalentes de los accesorios (Ver sección 1.4.4., figs. 10 a 13, pág. 56), con lo que se obtiene la longitud total.
 - 4 - Utilizando una hoja de cálculo (se anexa muestra a continuación) y basándose en la información de tablas y gráficas adecuadas (véanse las secciones 1.4.2., figs. 7 a 9, pág. 46 y 1.4.4., figs. 10
-

3.3.2. Método por Energía Cinética o Presión de Velocidad:

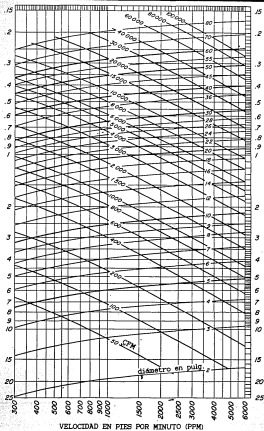
Este es un método alternativo para el cálculo de sistemas de ventilación, está basado en el hecho de que las pérdidas por fricción en campanas y ductos son proporcionales a la energía cinética o presión de velocidad del sistema. Los factores de pérdida de campanas, ductos rectos, codos y entradas, así como de otros accesorios, se encuentran disponibles en la literatura en términos de presión de velocidad.

Este método tiene algunas ventajas sobre el método anterior, como el de ser más rápido y el de poder recalcular fácilmente el tamaño de ductos en sistemas balanceados.

Este método requiere del uso de una carta de caída de presión de velocidad por cada 100 pies de ducto, a través de esta carta es posible obtener la pérdida por fricción en fracciones de la carga de velocidad VP por cada 100 pies de ducto, la velocidad y el tamaño del ducto para un volumen determinado (Se anexa una muestra en la figura 55).

El procedimiento de diseño es básicamente el mismo que para el método anterior, ya que este método se basa en los mismos principios de mecánica de fluidos que el otro procedimiento. El cambio está solamente en el procedimiento de cálculo, que es diferente según se ilustra en la siguiente hoja de cálculo (Figura 56).

Figura 55 PERÍODOS POR FRICCION, NUMERO DE VP / 100 PIES DE DUCTO



3.3.3. Distribución de Flujo:

En un sistema de varios ramales, es necesario el asegurar que el flujo de aire se dé en la realidad de acuerdo con el intento de diseño. Esto se puede lograr de una de dos maneras, ya sea por medio de compuertas o que el sistema esté balanceado desde el diseño.

De estas dos opciones se derivan dos métodos de diseño para sistemas, que pueden utilizarse indistintamente con los procedimientos de cálculo citados anteriormente, debiendo escogerse el que mejor se adapte a nuestras necesidades de diseño.

3.3.4. Método Balanceado:

Es un procedimiento de diseño que nos permite alcanzar el flujo de aire deseado sin el uso de compuertas o deflectores. En este tipo de diseño, se comienza por el ramal de mayor resistencia y se continúa de derivación en derivación hacia el ramal, y de sección del ramal a sección del ramal, hasta el ventilador. En cada punto de unión de dos ramales, la presión estática para tener el flujo deseado en la corriente de aire debe de igualar a la presión estática del ramal con el que intersecta. Esta condición se dará en la realidad, pero si no se diseña el sistema de modo que esté balanceado con las condiciones de flujo deseadas, no se logrará la distribución requerida en la práctica (véase la columna correspondiente a CFM corregidos en las hojas de cálculo).

El procedimiento de balance es el siguiente:

Se calcula la resistencia de cada tramo de ducto desde la campana hasta la intersección con el siguiente tramo, basándose en la información de diseño. En cada intersección, la presión estática de ambos tramos deberá ser la misma. Cuando la diferencia excede el 20%, el tramo de menor presión estática deberá rediseñarse para una mayor resistencia, lo usual es usar un ducto más pequeño de modo que el aumento en la velocidad ocasione un aumento en la caída de presión de ese tramo. Si la diferencia de las pérdidas por fricción entre ambos ductos no excede al 20%, se puede incrementar el flujo de aire del ramal de menor presión para obtener el balance. El aumento de volumen requerido puede calcularse rápidamente, ya que las pérdidas de presión estática aumentan en relación cuadrática con el gasto manejado.

$$CFM_{\text{corrección}} = CFM_{\text{diseño}} \sqrt{\frac{\text{Presión Estática mayor}}{\text{Presión estática menor}}}$$

Ecc. 68

Quando la diferencia es menor al 5% por lo general, ésta se puede despreciar, considerando que las pérdidas de presión estática son iguales (estos procedimientos se ejemplifican en el siguiente capítulo).

Este método tiene las siguientes características:

- Los volúmenes de diseño no pueden cambiarse por los operarios, esto brinda mayor seguridad.
 - No hay mucha flexibilidad del sistema para admitir cambios en el futuro, ya que este está especialmente diseñado para el trabajo a efectuar.
 - La elección de los volúmenes para una nueva extracción pueden ser incorrectos, será necesario revisar todo el sistema.
 - Los problemas de erosión y de acumulación se minimizan.
 - El tiempo de diseño es mayor que con el otro método.
 - Los volúmenes totales son ligeramente mayores, debido al aumento del aire manejado para alcanzar el balance.
 - Si no se escoge el ramal de mayor resistencia al principio de los cálculos, se verificará durante el desarrollo de los mismos.
 - Se debe contar con planos de distribución y elevación de ductos definitivos, y la instalación debe apearse estrictamente a éstos.
-

3.3.5. Método con ajuste por compuertas:

Este método se basa en el uso de compuertas para proporcionar la distribución de flujo requerida, el procedimiento de cálculo también comienza con el ramal de mayor resistencia, siguiendo a través de los diferentes tramos y de sección, en sección del ramal, hasta el ventilador. En la unión de dos tramos, no se efectuará ningún balance y el gasto de aire será la suma de los gastos de ambas corrientes del fluido. Los ductos se dimensionan únicamente para cumplir con las velocidades requeridas del sistema.

Con este método se deberá tener cuidado al seleccionar el ramal de mayor resistencia, ya que si éste se selecciona mal, no se alcanzará el flujo deseado en el verdadero ramal de mayor resistencia aunque la compuerta se abra totalmente. En caso de duda se recomienda calcular distintos ramales para estar seguro de cual es el de mayor resistencia.

Las características de este método son las siguientes:

- Los volúmenes de aire en el sistema pueden ajustarse fácilmente tomando las precauciones adecuadas, de acuerdo a necesidades no esperadas en el proceso.
 - Se tiene mayor flexibilidad para efectuar cambios futuros.
-

-
- La corrección de gastos inpropriadamente estimados es posible dentro de ciertos rangos.
 - Las compuertas parcialmente cerradas pueden causar erosión y acumulación de material. Los ductos pueden obstruirse si se efectúa un ajuste impropio.
 - Los cálculos de diseño son relativamente mas rápidos que con el otro método.
 - El balance de presiones estáticas puede obtenerse con el volumen de diseño.
 - Si se selecciona inapropiadamente el ramal de mayor resistencia, esto no se descubrirá, si no cuando en las pruebas, el ramal de mayor resistencia no llegue al volumen deseado.
 - No se requiere de tanta precisión en los dibujos de ruta y elevación de ductos como con el método anterior y está permitido tener ciertas variaciones en el trazado de la red, con el fin de evitar obstrucciones y obstáculos no considerados.
-

3.3.6. Selección del Método:

La selección del método dependerá de las necesidades del sistema y deberá hacerse evaluando para cada sistema en particular las características, ventajas y desventajas de cada uno de los métodos explicados.

El método balanceado es por lo general utilizado en donde se manejan materiales de elevada toxicidad, a fin de evitar que se modifique impropriamente la distribución del flujo. Es mandatorio utilizar este método en donde se manejan polvos explosivos (p. ej. magnesio) o radioactivos, para eliminar la posibilidad de acumulación debida a obstrucciones en las compuertas.

Las características del método balanceado por compuertas sugieren que puede ser utilizado en cualquier sistema en el que no se presenten las condiciones citadas arriba.

3.3.7. Correcciones para Cambios en la Velocidad:

Al diseñar un sistema de ductos, las limitaciones inherentes a los tamaños comerciales, o los tamaños seleccionados para lograr el balance, ocasionan que se presenten cambios en la velocidad del fluido manejado. Estos cambios implican aceleraciones y desaceleraciones que si son

pequeñas se compensan por sí solas en los sistemas bien diseñados.

Sin embargo, en ciertas ocasiones estas variaciones son grandes, y el ingeniero de diseño deberá calcular las pérdidas o recuperaciones de presión estática involucradas, para saber si éstas actúan en ventaja o en desventaja para el comportamiento final del sistema diseñado.

El caso quizá de mayor frecuencia se presenta en entradas de tramos de ducto a un ramal principal, cuando la velocidad final del ramal excede a la mayor de las velocidades de los tramos que se unen. Si la diferencia es grande (usualmente una diferencia igual o mayor a 0.10' entre la Presión de Velocidad del ramal y la VP resultante de los dos tramos componentes deberá ser corregida), se requiere de una presión estática adicional para producir el aumento de velocidad.

La corrección se efectúa, mediante el cálculo de la Presión de Velocidad resultante con la suma de los gastos y áreas de los tramos componentes (VPr):

$$VPr = \frac{Q1 + Q2}{4005 (A1 + A2)}$$

Ecc. 69

Se asume que los tramos 1 y 2 están balanceados en el punto de unión por lo que $PS1 = PS2$ (Ver el Capítulo IV para ilustrar este punto).

Si VP_3 es mayor que VPr , la diferencia absoluta entre ambas es la presión estática requerida para el incremento de la velocidad. La corrección se efectúa con la siguiente ecuación:

$$PSS = SP1 + (VP_3 - VPr)$$

Ecc. 70

Información Práctica para el Diseño:

El diseñador de un sistema de ventilación siempre tendrá limitaciones inherentes al uso del equipo que comercialmente se encuentre disponible y de los recursos con los que cuenta. El contar con tablas, nomogramas, gráficas y otros auxiliares elaborados por los fabricantes de equipo, es de mucho valor para el diseñador del sistema, pero deberán tenerse en cuenta las consideraciones empleadas en el desarrollo de estas herramientas (que aunque se obtienen experimentalmente, utilizan un marco de referencia bien definido y esto hace que no sean de uso universal, para asegurar su correcta aplicación. El dominio y conocimiento de las bases teóricas de diseño es la herramienta más poderosa que el diseñador utilizará al evaluar con criterio las diversas situaciones reales que se presentan durante el diseño de un sistema de ventilación.

3.4. SELECCION DE VENTILADORES:

La selección del tamaño y velocidad de un ventilador se hace normalmente de una tabla de valores publicada por el fabricante de los equipos. La tabla más útil es la que proporciona valores múltiples de las variables que maneja el ventilador en el rango de operación para cada tamaño y tipo de ventilador. En la figura 57 se ilustra un ejemplo de este tipo de tablas. La selección del tipo de ventilador depende en gran parte del sistema mismo (véase la Sección 2.2.1. Tipos de Ventiladores, pág 74).

Un tipo de ventilador en particular puede estar disponible en varios tamaños o construcciones que el fabricante puede clasificar en modelos, clases, tipos, etc. El ventilador debe ser capaz de operar con seguridad en cualquier punto dentro de los límites de su clase tabulados por el fabricante.

Las variables que tabuladas con mayor frecuencia son la presión estática del ventilador y la capacidad o gasto volumétrico del ventilador, en función de la velocidad del ventilador en rpm. Se proporcionan además los valores de la potencia al freno (potencia requerida por el ventilador para cumplir la condición dada) o bien, de la eficiencia mecánica. La velocidad de salida del ventilador (que está en función de la capacidad y la geometría de la boca de descarga) y la velocidad tangencial máxima del ventilador también son tabuladas en la

mayoría de las tablas de selección comerciales. En algunas tablas se indican los valores de mayor eficiencia. En algunas tablas de selección, suele proporcionarse la relación de la PRESION TOTAL a la capacidad en lugar de la presión estática por lo que ha de prestarse atención al manejo que se da a la información que se está utilizando.

La presión estática del ventilador se define como el incremento de presión estática desarrollado a través del ventilador, menos la presión de velocidad a la entrada del ventilador.

$$SP_v = SP_{sal} - SP_{ent} - VP_{ent}$$

Ecc. 71

333

Diámetro de Entrada 20"

Irra de Salida 4.11 ft²

Diámetro del Motor 33"

Circunferencia del Motor 8.44 ft

Potencia Máx. 5.11 $\left(\frac{CFM}{1000}\right)^3$

CFM	QV	20"SP		22"SP		24"SP		26"SP		28"SP		30"SP		32"SP		34"SP		36"SP		40"SP			
		SPM	ESP	SPM	ESP	SPM	ESP	SPM	ESP	SPM	ESP	SPM	ESP	SPM	ESP	SPM	ESP	SPM	ESP	SPM	ESP		
3640	4000	2057	66.4	2126	73.2	2217	80.4	2294	87.7	2375	95.4	2448	103										
3802	4100	2128	73.2	2203	80.1	2296	87.5	2370	94.8	2450	103	2473	111	2502	118	2612	127	2685	136	2754	145		
3978	4200	2172	81.1	2248	88.3	2357	95.6	2436	103	2519	111	2586	119	2673	127	2648	135	2736	145	2812	154	2837	163
4172	4300	2243	88.9	2327	97.4	2420	105	2491	113	2565	121	2657	129	2699	138	2688	146	2741	155	2802	164	2864	174
4386	4400	2317	98.4	2409	108	2498	115	2567	123	2638	131	2698	140	2744	149	2732	158	2788	167	2844	176	2902	185
4620	4500	2396	118	2497	119	2593	127	2679	135	2766	144	2829	152	2794	161	2795	171	2844	180	2897	189	2951	198
4884	4600	2477	122	2587	121	2690	129	2768	148	2868	157	2933	166	2896	175	2854	184	2910	194	2957	203	3008	213
5168	4800	2561	134	2679	143	2794	150	2875	161	2979	171	2827	180	2876	190	2818	200	2876	209				
5472	4900	2647	148	2773	157	2907	167	2988	177	3057	186	2938	196	2956	205	2865	216						
5796	5000	2736	162	2868	172	3007	182	3091	193	3159	203	2987	211										

Figura 58

4.1 SISTEMA DE RECOLECCION PARA UN SECADOR DE PIEDRA CALIZA:

El siguiente ejemplo de diseño tiene por objeto ilustrar los procedimientos de cálculo que fueron expuestos en el capítulo anterior. Este fue escogido en virtud de que es un ejemplo práctico e ilustrativo del cálculo de sistemas de ventilación industrial.

No se pretende abarcar todos los conceptos de diseño de ventilación que han sido tratados a lo largo de este trabajo, a modo de un procedimiento tipo "receta de cocina"; la actividad de diseño debe de ser flexible y por tanto, el desarrollo es llevado de modo sistemático, ilustrando la aplicación de los conceptos expuestos a medida que se requiere en cada paso. Así mismo, el desarrollo ilustra principalmente la aplicación de los procedimientos de cálculo sin poder ejemplificar los diferentes criterios de evaluación que se efectúan en la realidad debido a que el ejemplo propuesto es hipotético, aunque no por ello deja de ser práctico e interesante, ya que se aplican diferentes conceptos de psicrometría en el desarrollo del mismo.

4.1.1. Descripción del Problema:

Se requiere de un sistema de extracción para un secador de piedra caliza. Este sistema debe proveer los medios para remover la humedad liberada y evitar la descarga de polvos de cal, así como de los productos de la combustión del quemador a la atmósfera.

Las características de operación del proceso son las siguientes:

- Secador rotativo con dimensiones de 60' x 25', con Capacidad de descarga de 40 ton (cortas)/hr de material seco, removiendo el 5% del peso total como humedad. El secador requiere a la entrada de un gasto de aire de 12,000 scfm, (condiciones estándar de 70°F y 29.92" Hg) incluyendo el suministro requerido para el quemador diesel utilizado, este último, calienta el aire de entrada a una temperatura de extracción de 500°F. Para suministrar el aire requerido a través del secador se requiere vencer una presión estática de 2.5' de agua.
 - El secador consta de transportadores periféricos para el material seco, ha de proveerse extracción local a estos para evitar la dispersión de polvos irritantes y corrosivos en el ambiente de la planta.
 - Debido a las características del material transportado, se requiere proveer una velocidad de arrastre en los ductos de 3500 a 4000 ppm en el ducto principal y de 4000 a 4500 ppm en los ranales de extracción local de los sistemas periféricos de manejo del material.
-

4.1.2. Definición del Sistema:

De acuerdo con las características del proceso, se define a continuación el equipo de ventilación que se utilizará en el sistema de extracción y limpieza de aire:

a) Recuperación de sólidos gruesos:

- Dos ciclones de alta eficiencia en paralelo, con capacidades de 17,500 scfm a 5" c.a.

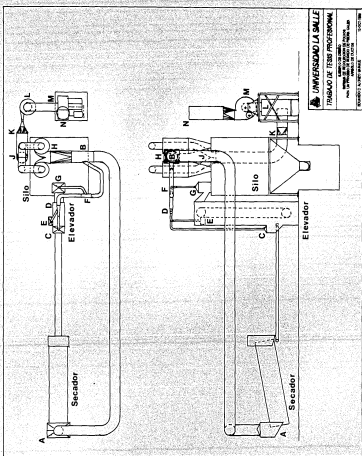
b) Eliminación de polvos finos y humos del quemador:

- Colector húmedo tipo venturi (Wet Scrubber) de alta energía, con caída de presión a través del venturi regulada a 18" c.a. para una operación eficiente. Humectación del 90% humedad relativa.

c) Extractor de aspas inclinadas hacia atrás.

4.1.3. Desarrollo del Sistema de Ventilación Propuesto:

El sistema propuesto se basa en el diagrama esquemático que se presenta a continuación. Los cálculos se desarrollarán en la hoja de cálculo anexa, siguiendo un método balanceado por longitud equivalente. En seguida de la hoja de cálculo utilizada, se exponen los diversos pasos del desarrollo del sistema, a fin de ilustrar así, el procedimiento de cálculo.




UNIVERSIDAD LA SALLE
 TRABAJO DE TESIS PROFESIONAL
 LABORIO DE DISEÑO
 TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN DE MATERIAL
 PARA UN PROYECTO DE INGENIERÍA
 AUTOR: EDUARDO ALBERTO BARRAL
 FECHA: 2007-2008

HOJA DE CÁLCULO PARA EL EJEMPLO DE DISEÑO

Base/ Dico/ Área o Ducto/Ducto (cm²/pulg²) (pie²)	Capacidad CFM	Vel ppm	Longitud Total en pies		Pres. está/	VP	Caida/Caida/	Pérd./	Resistencia	CFM
			Recta/ No.	No. / Long/ Long/	por / total/	total/	total/	total/	Total/Total/Pres/	
			Codos/Ent.	Equip/Total	100ft/	agua	100ft.	100ft.	(VP) / (Resis)/Dev.	
	2400								2.5	
A-B	32 15.34	2400	4207	40 14-90	388	346 10.45	12.30		16.53	11.25 13.70
C-D	8 10.34	1400	4810	25 13-90	10	35	3 11.05	11.00 18.25	11.25	11.25 12.30
E-F	9 10.44	1800	4874	8 13-90 11-30	16	24	3.6 10.63	11.03 18.25	11.25	11.25 11.91 2.3 1190
RANALOS CD Y ED ESTÁN DENTRO DEL 30% DE BALANCE. $q_{ed} = 1800 \cdot \text{SQRT}(2.3/1.93) = 1190 \text{ cfm}$										
G-F	12 10.78	3370	4200	8 13-90	17	25	2 10.5			11 11.25 12.8
G-F	6 10.19	800	4874	10 13-90 11-30	17	27	4.4 11.18	11.03 18.25	11.25	11 11.25 12.48 2.8 850
RANALOS EF Y GF ESTÁN DENTRO DEL 30% DE BALANCE. $q_{gf} = 800 \cdot \text{SQRT}(3.6/2.48) = 658 \text{ cfm}$										
H-B	14 11.06	4220	3947	10 13-90 11-30	48	56	1.8 11.04			10.87 13.34 3.75 4470
RANALOS HB Y FB ESTÁN DENTRO DEL 30% DE BALANCE. $q_{fb} = 4220 \cdot \text{SQRT}(3.75/3.34) = 4473 \text{ cfm}$										
I-B	36 17.36	28940	4894	8		8	6.5 10.04			10.57 13.77
10-B1 (CICLON 1)	14470	SP = 5.8°C = (10447°Ccm/17500°Ccm)² = 3.41				13.43				10.57 15.75
10-B2 (CICLON 2)	14470	SP = 5.8°C = (10447°Ccm/17500°Ccm)² = 3.41				13.43				10.57 15.75
10-D	26 13.68	14470	3924	16 13-90	183	119	6.7 10.63	18.96 18.38		10.57 18.18 18.29
10-D	26 13.68	14470	3924	16 13-90 11-30	183	119	6.7 10.63	18.96 18.38		10.57 18.18 18.29 6.29 OK
11-B	36 17.36	28940	4894	13 13-90	83	106	6.5 10.53			10.57 16.59
12-L (COLECTOR VENTURI)	23410						18			10.79 124.5
CORRECCION POR PRESION. $q = 23410 \cdot (487^\circ\text{C}/382.4) = 23852$ FACTOR DENS. = $0.79 \cdot (382.4/487) = 0.74$										
11-B	34 16.30	23852	3783	4 13-90	87	91	10.45 10.40 18.88			10.74 18.66 124.9
10-B	34 16.30	23410	3554	8		8	6.4 10.03			10.79 18.82
SP ACTUAL DEL VENT. = $Sp_{act} - Sp_{stat} - Sp_{ext} = 6.025 - (-24.9) - 0.96 = 24.77^\circ\text{C}$										
SP EQUIVALENTE (OPERACION EN FRIO) = $24.77^\circ\text{C} / 0.74 = 32.79^\circ\text{C}$										
SELECCIONAR VENTILADOR EN TABLAS PARA 23852 cfm Y UNA SP DE 33°C										

Paso 1 Encontrar el volumen actual del gas que se tiene en la extracción del secador. Este volumen debe de incluir el aire de secado mas el vapor de agua que se remueve del producto y debe considerarse a la temperatura y presión existentes en el ducto.

1.a) Calcular el peso del vapor de agua extraído:

Descarga del secador = 40 Ton/hr de material seco.

(1 Ton = 2,000 lbs).

Como el secador remueve el 5% del peso como humedad, entonces:

Descarga del secador = (0.95) (Alimentación del secador)

$$\text{Alimentación del secador} = \frac{40 \text{ ton/hr}}{(0.95)} = 42.1 \text{ Ton/hr}$$

$$\begin{aligned} \text{Humedad removida} &= 42.1 \text{ Ton/hr} - 40 \text{ Ton/hr} = 2.1 \text{ Ton/hr} \\ &= (2,000 \text{ lb/1Ton})(2.1 \text{ Ton/hr}) = 4,200 \text{ lb/hr} \\ &= 70 \text{ lb/min} \end{aligned}$$

- 1.b) Encontrar el flujo másico del aire seco de extracción:

Aire seco de extracción = 12,000 acfa, 70 °F, 29.92 mmHg, 0.075 lb/ft³.

Flujo másico del aire de extrac. = (12,000 cfm) (0.075 lb/ft³)
= 900 lb/min de aire seco

- 1.c) Conociendo la humedad absoluta del aire de extracción y su temperatura, es posible determinar las condiciones de la mezcla mediante el uso de una carta psicrométrica apropiada (se anexa copia de carta para alta temperatura de American Air Filter).

$$H_v = \frac{\text{lb de vapor}}{\text{lb aire seco}} = \frac{70}{900} = 0.0777 \text{ lb vapor/lb aire seco}$$

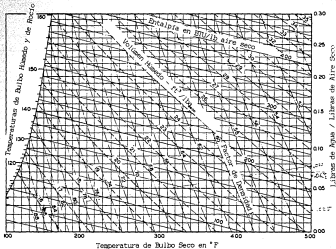
T bulbo seco = 500 °F

La intersección de la línea de 500 °F bulbo seco y la línea de humedad absoluta de 0.0777 lb_v/lb_a en la carta psicrométrica, define las siguientes condiciones de mezcla.

Temperatura de Rocío	117 °F
Temperatura de Bulbo Húmedo	142 °F
Relación de Volumen Húmedo	26.7 ft ³ /lb _a
Entalpía	220 Btu/lb _a
Densidad relativa	0.525

CARTA PSICROMETRICA PARA AIRE HUMEDO
A ALTA TEMPERATURA

AMERICAN AIR FILTER COMPANY, INC.
LOUISVILLE, KY. E.U.A.



- 1.d) Encontrar el volumen actual:

El volumen actual de extracción se puede calcular multiplicando el flujo másico de aire seco calculado en el paso 1.b. por la relación de volumen húmedo (ft^3 de mezcla/ lb_{seco}) del paso 1.c

$$\begin{aligned} \text{Volumen de extrac. (acfm)} &= (26.7 \text{ ft}^3/\text{lb}_{\text{seco}})(900 \text{ lb}_{\text{seco}}/\text{min}) \\ &= 24,000 \text{ acfm} \end{aligned}$$

- Paso 2 La primera línea de la hoja de cálculo se llena con los datos correspondientes al punto de extracción. La velocidad de control deberá ser de 3500 pies por minuto (fpm). La caída de presión de 2.5" corresponde a la caída requerida para la operación del secador. VP es la carga de presión dinámica, calculada como:

$$VP = (V/4005)^2$$

VP es la carga de velocidad = $V^2/2g$ en pulg de agua (" c.a.)

V es la velocidad del aire en fpm (pies/min)

- Paso 3 Calcular la resistencia del tramo de ducto del punto A al punto B. y determinar la presión estática en el punto B (Ver línea 2 de la hoja de cálculo).

En las figuras 7 y 8 del punto 1.4.2. de este trabajo se

proporcionan tablas de caída de presión por cada 100 pies de ducto, estas tablas consideran aire en condiciones estándar, es decir factor de densidad de 1.0. Las pérdidas de presión son directamente proporcionales a la densidad del fluido manejado, según se ilustró en el punto 1.4.2. La información de las tablas de caída de presión se corrige multiplicando los valores tomados de la tabla por el factor de densidad del aire manejado, este último se determinó en el paso 1.c.

Paso 4 Calcular la resistencia del ducto del punto C al punto D.

Paso 5 Calcular la resistencia del ducto del punto E al punto D.

Paso 6 Calcular la resistencia del ducto del punto D al punto F.

Paso 7 Calcular la resistencia del ducto del punto G al punto F.

Paso 8 Calcular la resistencia del ducto del punto F al punto B.

Paso 9 Calcular las condiciones de la mezcla de flujos en el punto B. Para esto se deben considerar los flujos mássicos a la entrada del punto B. El flujo mássico proveniente del punto A está definido como la suma de los flujos mássicos del aire seco y vapor de agua, calculados en los pasos 1.a y 1.b.

$$m_4 = 900 \text{ lb/min} + 70 \text{ lb/min} = 970 \text{ lb/min}$$

El flujo m_4 , se calcula en base a datos supuestos, considerando que el aire ambiente que se extrae a través de los transportadores periféricos es calentado y humidificado por el material transportado. Las condiciones se consideran como: $T = 150^\circ\text{F}$, Rel. de Vol. Húmedo = $16 \text{ ft}^3/\text{lb}_{\text{aer}}$, Factor de densidad = 0.855, Humedad absoluta = $0.0257 \text{ lb}_{\text{vapor}}/\text{lb}_{\text{aer}}$.

Del paso 8, se sabe que el gasto volumétrico del punto P al B es de 4472 cfm. El flujo másico del aire seco es:

$$\frac{4472 \text{ cfm}}{16 \text{ ft}^3/\text{lb}_{\text{aer}}} = 279.5 \text{ lb/min}$$

El flujo másico del vapor es:

$$(0.0257 \text{ lb}_{\text{vapor}}/\text{lb}_{\text{aer}})(279.5 \text{ lb}_{\text{aer}}/\text{min}) = 7.18 \text{ lb/min}$$

El flujo másico total m_4 , es la suma del flujo másico de aire seco mas el flujo másico del vapor.

$$m_4 = 279.5 \text{ lb/min} + 7.18 \text{ lb/min} = 286.68 \text{ lb/min} \approx 287 \text{ lb/min}$$

Las condiciones de mezcla en el punto B se calculan con las siguientes ecuaciones del proceso psicrométrico de mezcla:

$$T_B = \frac{m_A T_A + m_B T_B}{m_A + m_B}$$

$$T_B = \frac{(970 \text{ lb/min})(500^\circ\text{F}) + (287 \text{ lb/min})(150^\circ\text{F})}{(970 \text{ lb/min} + 287 \text{ lb/min})} = 420^\circ\text{F}$$

$$y: \quad H_{v,B} = \frac{m_A H_{v,A} + m_B H_{v,B}}{m_A + m_B}$$

$$H_{v,B} = \frac{(970 \text{ lb/min})(0.0777 \text{ lbv/lba}) + (287 \text{ lb/min})(0.02571 \text{ lbv/lba})}{(970 \text{ lb/min} + 287 \text{ lb/min})}$$

$$= 0.0658 \text{ lbv/lba}$$

Con estos datos se puede definir el resto de las condiciones de la mezcla de flujos:

T bulbo seco	420°F
T bulbo húmedo	136°F
T rocío	113°F
Vol. Húmedo	24.5 ft ³ /lba _{da}
Factor de densidad	0.579
Entalpía	182 Btu/lba _{da}

El gasto actual del ducto que va del punto B al H. se puede calcular dividiendo el flujo másico en B entre el factor de densidad de la mezcla de flujos multiplicado por la densidad a condiciones estándar.

$$Q_{\text{gas}} = \frac{(970 \text{ lb/min} + 267 \text{ lb/min})}{(0.579) (0.75 \text{ lb/ft}^3)} = 28,940 \text{ scfm}$$

Paso 10 Calcular la resistencia del ducto del punto B a las entradas de los ciclones (punto H).

Paso 11 Calcular la resistencia al paso por los ciclones. De los datos del fabricante se tiene que a una capacidad de operación de 17,500 cfm, la caída de presión es de 5' c.a. Dado que la resistencia del ciclón varía proporcionalmente al cuadrado del gasto manejado y que cada ciclón maneja la mitad del gasto, se tiene:

$$\text{Caída de Presión} = \frac{(14,470 \text{ cfm})^2}{(17,500 \text{ cfm})^2} (5.0' \text{ c.a.}) = 3.42' \text{ c.a.}$$

Corrigiendo por el factor de densidad actual, se tiene:

$$\text{Caída de presión} = (3.42' \text{ c.a.}) (0.579) = 1.98' \text{ c.a.}$$

Paso 12 Determinar la pérdida de presión de los ductos de salida de los ciclones a la unión J. (Véase la hoja de cálculo).

Paso 13 Calcular la resistencia del ducto del punto J al punto K.

Paso 14 Calcular la resistencia del colector húmedo tipo venturi (punto K al punto L). Para esto se han de considerar los cambios psicrométricos que ocurren en esta etapa.

Una característica de operación importante de los colectores húmedos, es su capacidad para humidificar la mezcla de aire-vapor con que operan. El proceso de humidificación se considera adiabático, es decir de entalpía constante.

14.a) Encontrar las condiciones de la mezcla en la salida del colector (punto L). La eficiencia de humidificación está definida del 90%. la temperatura de bulbo seco (T_d) a la entrada del colector es de 420°F. La temperatura de saturación adiabática (bulbo húmedo para el caso de aire-vapor) es $T_{sat} = 136^\circ\text{F}$ (paso 9). La eficiencia de humidificación se define como:

$$E \% = \frac{T_r - T_d}{T_r - T_{sat}} \times 100$$

La temperatura de salida TL es entonces:

$$T_L = T_x - \epsilon \% \frac{(T_x - T_{amb})}{100}$$

$$T_L = 420^{\circ}\text{F} - 90 \frac{(420^{\circ}\text{F} - 136^{\circ}\text{F})}{100} = 164.4^{\circ}\text{F}$$

Una vez calculada la temperatura de bulbo seco a la salida del colector, y conociendo la entalpía de la mezcla, se pueden determinar las demás características de la misma en la carta psicrométrica.

Temperatura de bulbo seco	164.4 °F
Entalpía	182 Btu/lba _{seco}
Temperatura bulbo húmedo	136 °F
Factor de Densidad	0.79
Volumen Húmedo	19 ft ³ /lba _{seco}

Paso 15 Calcular el gasto volumétrico en el punto L, éste se puede calcular sumando los flujos mássicos del aire seco calculados en el paso 9 y multiplicándolos por el volumen húmedo de la mezcla.

$$\begin{aligned} \text{Flujo mássico de aire seco en L} &= 900 \text{ lb/min} + 279.5 \text{ lb/min} \\ &= 1179.5 \text{ lb/min} \\ \text{Gasto en L} &= (1179.5 \text{ lb/min})(19 \text{ ft}^3/\text{lba}_{\text{seco}}) = 22,410 \text{ acfm} \end{aligned}$$

15.a) Dado que en el punto L, la presión estática de succión requerida es (-23.6" c.a.) con respecto a la presión atmosférica (29.92"Hg ó 407" c.a.), es necesario efectuar una corrección al volumen manejado y al factor de densidad. Esta corrección se efectúa para presiones negativas mayores a 20" c.a., ya que la variación del volumen manejado y el factor de densidad comienza a tomar valores representativos. De la ecuación de estado (Ver sección 1.1.1.), se tiene:

$$P_{\text{corr}} V_{\text{corr}} = P_{\text{sta}} V_{\text{sta}} \text{ ó bien } P_{\text{corr}} Q_{\text{corr}} = P_{\text{sta}} Q_{\text{sta}}$$

Considerando presiones absolutas, se tiene que:

$$P_{\text{corr}} = P_{\text{sta}} - 23.6" \text{ c.a.} = 407" \text{ c.a.} - 23.6" \text{ c.a.} = 383.4" \text{ c.a.}$$

$$Q_{\text{corr}} = \frac{(P_{\text{sta}})}{(P_{\text{corr}})} (Q_{\text{sta}}) = \frac{407" \text{ c.a.}}{383.4" \text{ c.a.}} (22,410 \text{ cfm}) = 23,789 \text{ cfm}$$

El factor de densidad cambia proporcionalmente con la presión.

$$\frac{P_{\text{corr}}}{P_{\text{sta}}} = \frac{F_{d_{\text{corr}}}}{F_{d_{\text{sta}}}}$$

por lo que:

$$F_{d_{\text{corr}}} = \frac{383.4" \text{ c.a.}}{407" \text{ c.a.}} (0.79) = 0.74$$

Paso 16 Calcular la resistencia del ducto del punto L a la entrada del ventilador M. Calcular la carga de presión dinámica VP a la entrada del ventilador (Véase la hoja de cálculo).

Paso 17 Calcular la resistencia del ducto de descarga del punto M al punto N. Debido a que la presión en el ducto de descarga vuelve a ser positiva y muy cercana a la atmosférica, el factor de densidad y el gasto manejado vuelve a ser el mismo que para el punto L, antes de corregir por presión.

Paso 18 Calcular la presión estática actual del ventilador. Con la fórmula:

$$SP_{\text{Ventilador}} = SP_{\text{int}} - SP_{\text{ext}} - VP_{\text{ext}}$$

$$SP_{\text{Ventilador}} = 0.025 - 24.9 - 0.66 = 24.27 \text{ c.a.}$$

Paso 19 Calcular la presión estática equivalente del ventilador, ésta se determina dividiendo la presión estática actual entre el factor de densidad. Con esta presión estática se entra a las tablas de selección de ventiladores. (Ver hoja de Cálculo).

Paso 20 Seleccione el Ventilador de la tabla de Ventiladores anexa para un gasto de 23,852 cfm y una presión estática de 32.79 c.a.

Paso 21 La potencia de operación que se lee de las tablas, corresponde al requerimiento si el aire manejado tuviera densidad de 0.075lb/ft³. Como la densidad de operación de la mezcla es menor, la potencia de operación se obtiene multiplicando la potencia leída por el factor de densidad.

363	Dámetro de Entrada: 32½" I.D.	Dámetro del Motor 36½"	Potencia Máx: 12.4 $\left(\frac{\text{RPM}}{1000}\right)^3$
	Área de Salida 5.07 ft. ²	Circunferencia del Motor 9.58 ft.	

CFM	OV	10' SP		12' SP		14' SP		16' SP		18' SP		20' SP		22' SP		24' SP		26' SP		28' SP		30' SP																									
		RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP																						
20780	4000	1862	81.5	1475	60.4	1084	36.4	705	18.9	342	11.2	176	5.6	102	3.7	70	2.8	50	1.9	35	1.4	22	0.9	15	0.6	10	0.4	15	0.6	22	0.9	30	1.2	40	1.6	50	2.0	60	2.4	70	2.8	80	3.2	90	3.6	100	4.0
22750	4400	1915	85.3	1525	63.8	1134	39.6	754	20.1	391	12.4	186	6.0	107	4.0	73	3.0	52	2.0	37	1.5	23	0.9	16	0.6	11	0.5	16	0.7	23	0.9	31	1.2	41	1.6	51	2.0	61	2.4	71	2.8	81	3.2	91	3.6	101	4.0
24720	4800	1970	90.0	1575	67.2	1184	42.8	804	21.3	440	13.6	196	6.5	117	4.3	78	3.3	57	2.2	42	1.6	24	1.0	17	0.7	12	0.6	17	0.8	24	1.0	32	1.2	42	1.6	52	2.0	62	2.4	72	2.8	82	3.2	92	3.6	102	4.0
26690	5200	2024	94.7	1625	70.6	1234	46.0	854	22.5	489	14.8	206	6.9	127	4.6	83	3.6	62	2.4	47	1.7	25	1.1	18	0.7	13	0.7	18	0.8	25	1.0	33	1.2	43	1.6	53	2.0	63	2.4	73	2.8	83	3.2	93	3.6	103	4.0
28660	5600	2079	99.4	1675	74.0	1284	49.2	904	23.7	538	16.0	216	7.3	137	4.9	88	3.9	67	2.6	52	1.8	26	1.2	19	0.8	14	0.7	19	0.9	26	1.0	34	1.2	44	1.6	54	2.0	64	2.4	74	2.8	84	3.2	94	3.6	104	4.0
30630	6000	2134	104.1	1725	77.4	1334	52.4	954	24.9	587	17.2	226	7.7	147	5.2	93	4.2	72	2.8	57	1.9	27	1.3	20	0.8	15	0.8	20	0.9	27	1.0	35	1.2	45	1.6	55	2.0	65	2.4	75	2.8	85	3.2	95	3.6	105	4.0
32600	6400	2189	108.8	1775	80.8	1384	55.6	1004	26.1	636	18.4	236	8.1	157	5.5	98	4.5	77	3.0	62	2.0	28	1.4	21	0.9	16	0.8	21	0.9	28	1.0	36	1.2	46	1.6	56	2.0	66	2.4	76	2.8	86	3.2	96	3.6	106	4.0
34570	6800	2244	113.5	1825	84.2	1434	58.8	1054	27.3	685	19.6	246	8.5	167	5.8	103	4.8	82	3.2	67	2.1	29	1.5	22	0.9	17	0.8	22	0.9	29	1.0	37	1.2	47	1.6	57	2.0	67	2.4	77	2.8	87	3.2	97	3.6	107	4.0
36540	7200	2299	118.2	1875	87.6	1484	62.0	1104	28.5	734	20.8	256	8.9	177	6.1	108	5.1	87	3.4	72	2.2	30	1.6	23	0.9	18	0.8	23	0.9	30	1.0	38	1.2	48	1.6	58	2.0	68	2.4	78	2.8	88	3.2	98	3.6	108	4.0
38510	7600	2354	122.9	1925	91.0	1534	65.2	1154	29.7	783	22.0	266	9.3	187	6.4	113	5.4	92	3.6	77	2.3	31	1.7	24	0.9	19	0.8	24	0.9	31	1.0	39	1.2	49	1.6	59	2.0	69	2.4	79	2.8	89	3.2	99	3.6	109	4.0

Interpolando en la Tabla anterior se obtiene el valor de las RPM del ventilador y la Potencia Requerida.

$$\text{RPM} = 2353 \text{ rpm}$$

$$\text{BHP} = 160 \text{ HP}$$

La potencia real consumida cuando el sistema esté caliente, será igual a la potencia calculada multiplicada por el factor de densidad (0.74) y tendrá un valor de 118 HP. Si se coloca una compuerta para proteger al motor de la sobrecarga durante el arranque en frío se puede usar un motor de 125 HP.

CONCLUSION

El presente trabajo de tesis proporciona una metodología de diseño que incorpora las bases teóricas del diseño con procedimientos de cálculo para sistemas de ventilación industrial, incluyendo alguna información sobre las características básicas de los sistemas y recomendaciones prácticas para el diseño. En adición a esto, se ilustran los procedimientos de cálculo a través de un ejemplo hipotético particular.

Durante el desarrollo de este trabajo se efectuó un análisis de los sistemas de ventilación industrial y sus aplicaciones. De este análisis y a través de la consulta de las referencias bibliográficas utilizadas, se concluyen los puntos siguientes:

- El trabajo es aplicable como una guía práctica para el diseño general de estos sistemas y cumple los objetivos planteados.
 - La metodología propuesta aplica desde un punto de vista general, a cualquier sistema de ventilación industrial. Sin embargo, para el diseño de un sistema específico, pueden existir consideraciones y criterios no considerados en la metodología propuesta y que requieren aplicarse en el caso particular. Por ello, el diseñador no debe apegarse a un procedimiento determinado y aplicarlo como una instrucción metódica.
-

-
- La actividad ingenieril denominada diseño, consiste en hacer uso de los conocimientos científicos y de la creatividad para desarrollar técnicas y sistemas que satisfacen una necesidad de la manera más óptima a un costo que represente valor.
 - Durante la etapa del análisis de un problema de ventilación, se podrán generar diversas soluciones para el mismo por lo que el mejor diseño habrá de haber empleado juicios críticos y toma de decisiones sobre varias alternativas, para estar seguro de que la solución final satisface las necesidades del cliente al más bajo costo.
 - El presente trabajo ofrece una guía práctica, a modo de texto, para el diseño de los sistemas de ventilación y manejo de aire para uso industrial.
 - El presente estudio **no pretende ser un manual** que comprenda todos los aspectos de diseño y prueba de estos sistemas, ya que un manual se considera como una fuente de referencias técnicas que puede ser consultado siempre que se requiera, pero con un valor didáctico limitado.
 - Se considera que este trabajo tiene un valor didáctico, al considerar tanto las bases técnicas del diseño como los aspectos
-

prácticos generales que se deben considerar al desarrollar sistemas de ventilación industrial.

Debido al enfoque didáctico de este trabajo, no se consideran las especificaciones constructivas para sistemas de ventilación industrial, ni tampoco normas o reglamentos aplicables. Para el desarrollo de un diseño particular, pueden consultarse las especificaciones constructivas en las referencias bibliográficas de este trabajo o con los fabricantes de equipos y accesorios de ventilación industrial. Las reglamentaciones aplicables deben consultarse con las autoridades correspondientes de cada localidad.

BIBLIOGRAFIA

- Jorgensen Robert. *Fan Engineering*. 7a ed. Nueva York, E.U.A. Buffalo Forge Company, 1970. 729pp.
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. *Industrial Ventilation (A Manual of Recommended Practice)*, 12a ed. Michigan, E.U.A. Committee on Industrial Ventilation, 1972.
- White, Frank M. *Mecánica de Fluidos*. México. McGraw Hill, 1979. 757pp.
- Streeter, V.L. y Wylie, E.B. *Mecánica de Fluidos*. 6a ed. México. McGraw Hill, 1979. 775pp.
- Van Wylen, G.J. y Sonntag, R.E. *Fundamentos de Termodinámica*. México. Ed. Limusa, 1969. 734pp.
- Dürr de México S.A. de C.V. *Física del Aire y Ventilación Industrial*. México, Dürr de México, 1969.
- May, James W. *The Physics of Air*. 7a ed. Kentucky, E.U.A. American Air Filter Company, Inc., 1970. 56pp.