



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA  
FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA  
INGENIERIA MECANICA**

Metodología de cálculo para el diseño de sistemas de ductos y tuberías en proyectos de climatización industriales y centros comerciales.

**AUTOR**

Br. Sergio Daniel López Román

**TUTOR**

MSc. Mario de Jesús García

**Managua, 17 de junio del 2022**

## Dedicatoria

Esta tesis es dedicada a mi padre Sergio López García quien ha sido la persona que ha forjado mi educación, mi entusiasmo por seguir adelante profesionalizándome en cada etapa de mi vida, por ser un rol a seguir y por apoyarme siempre en mis estudios, por enseñarme el valor de la constancia, y que no hay esfuerzo que no tengan recompensa; a mi madre Juana Alicia Román por ser guía en este paso culminante de mis estudios, por ser un pilar muy fuerte en cada momento de mi preparación, por enseñarme los valores en familia y la fuerza para seguir adelante cada día además de ser un apoyo moral y psicológico.

Les dedico a mis hermanas Irma López y Alicia López este trabajo, ya que ambas han estado a mi lado para servir de luz, de motivación y de admiración para culminar este paso y comenzar a dar el siguiente profesionalizándome en mi carrera.

Le dedico esta tesis a mi tío Ramón Román (QEPD) por ser un hombre formador de personas bondadosas, justas y rectas en la vida, su pérdida para mí fue haber perdido un rol de justicia a seguir y un buen padre además por darme los mejores consejos que un tío puede dar.

Le dedico unas pequeñas palabras a mi abuela Cándida Gutiérrez (QEPD) ya que ella compartió conmigo los mismos sueños objetivos de vida en esta linda carrera llamada ingeniera mecánica.

Y por último le dedico este trabajo especialmente a mi hijo Jeremías López por servirme de motivación y por siempre tratar de ser su modelo a seguir de esfuerzo puro acompañado de pasión y razón.

## Agradecimientos

Primero quiero agradecer a Dios por ser testigo de mi esfuerzo en este trabajo y por darme a diario las fuerzas para culminar este trabajo que día a día le pedía y le confiaba en que llegaría el día en que terminara esta etapa

Les agradezco a mis padres por la confianza que han depositado en mí, para ser motivo de orgullo y que están obteniendo lo que han cosechado con todas sus fuerzas y sus ganas de que todos salgamos adelante.

Le agradezco a mi familia completa por darme el apoyo cuando más lo necesite y también por ser parte de este trabajo que de una forma u otra realizaron al brindarme sugerencias, ideas, hacerme correcciones, entre otras cosas, que lograron culminar este trabajo

Le agradezco a mi tutor Ing. Mario García por ser un excelente guía académico y por su magisterial forma de enseñar y de motivar a los estudiantes, educador de muchos ingenieros.

Le agradezco a esta alma mater por haberme abierto las puertas hacia mi profesionalización y a todos los profesores que en aportaron enseñando en cada materia que conlleva la ingeniería.

Agradezco a la Lic. María Eugenia Román por brindarme su apoyo y su tiempo en la conformación de este trabajo.

También le agradezco a cada persona que brindo su granito de arena para que yo pudiera finalizar una etapa más en la vida, por extenderme su mano y por motivarme en este ciclo.

# INDICE

I.	INTRODUCCION .....	1
	ANTECEDENTES .....	3
	JUSTIFICACION .....	4
	OBJETIVOS .....	5
	Objetivo General .....	5
	Objetivos específicos .....	5
II	MARCO TEORICO .....	6
	2.1 MECÁNICA DE FLUIDOS .....	6
	2.1.1 Tipos de flujos .....	6
	2.1.2 Ventiladores .....	7
	2.1.3 Bombas .....	8
	2.1.4 Determinación de las perdidas hidráulicas .....	9
	2.2 ECUACION GENERAL DE LA ENERGIA .....	13
	2.3 SISTEMAS DE DISTRIBUCION DE AIRE .....	14
	2.3.1 Diseño de Ductos .....	14
	2.3.2 Tipos de ductos .....	15
	2.3.3 Aplicaciones de los ductos .....	17
	2.4 Conclusiones del capitulo .....	18
III.	METODO DE DISEÑO DE DUCTOS .....	19
	3.1 Clasificación de los sistemas de distribución de aire .....	20
	3.2 Método de igual fricción .....	22
	3.2.1 Ejemplo del método de igual fricción .....	23
	3.2.2 Ejemplo del método de recuperación estática .....	25
	3.3 Conclusiones del capitulo .....	28
IV.	TUBERÍAS .....	29
	4.1 TIPOS DE TUBERÍAS .....	29
	4.1.1 Tubos de aceros .....	29
	4.1.2 Tubos de cobre .....	29
	4.1.3 Tubos de PVC .....	29
	4.2 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN FLUJO DE AGUA A TRAVÉS DE TUBERÍAS .....	30
	4.2.1 Pérdidas de presión en conexiones de tubería .....	31

4.2.2 Pérdidas por fricción en flujo de aire a través de ductos y accesorios.	32
V.    PSICROMETRÍA .....	34
5.2 PROPIEDADES PSICOMÉTRICAS DEL AIRE .....	34
5.3 La carta psicométrica.....	38
5.4 Procesos de acondicionamiento de aire .....	41
5.4.1 Proceso de mezclado. ....	45
5.4.2 Análisis psicrométrico del sistema de acondicionamiento de aire .....	46
5.4.3 Condiciones del aire de suministro .....	46
VI.   SELECCIÓN DE BOMBAS Y VENTILADORES.....	59
6.1 BOMBAS.....	59
6.1.1 Selección de bomba .....	59
6.1.2 Procedimiento de Selección: .....	60
6.2 VENTILADORES.....	69
6.2.1 Características de Funcionamiento de los Ventiladores .....	69
6.2.3 Algunas Observaciones previas acerca de los Ventiladores. ....	70
6.2.4 Selección de ventiladores .....	71
6.2.5 Relación Ventilador Sistema.....	75
VII.  ANÁLISIS DE COSTOS DE INSTALACION EN SISTEMAS DE TUBERIA Y DUCTOS .....	78
7.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN Y A/C.....	78
7.2 INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.....	79
7.3 OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y SERVICIO PARA EL SISTEMA DE VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE .....	80
7.3.1 Clasificación De La Mano De Obra.....	81
7.3.2 Tipo de mano de obra.....	81
7.4 Rendimiento y consumo de mano de obra .....	83
7.4.1 Rendimiento de mano de obra.....	83
7.4.2 Consumo de mano de obra .....	83
7.5 COSTOS UNITARIOS .....	83
7.5.1 Costos directos .....	84
7.5.2 Costos indirectos y utilidad .....	84
7.5.1 Costos directos .....	84

7.5.2 Costos indirectos .....	85
7.5.3 Utilidad.....	85
7.5.4 Precio Unitario .....	86
7.5.5 Materiales .....	86
7.5.6 Equipos.....	87
7.5.7 Mano de Obra .....	87
7.5.8 Transporte .....	87
Bibliografía .....	89
ANEXOS N° 1 .....	90
ANEXO N°2.....	106
ANEXO N° 3.....	107

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Clasificación de las velocidades del aire circundante. Fuente: propia.....	21
Tabla 2 Limites de las presiones para los recintos. Fuente: propia.....	21
Tabla 3 Datos de Ejemplo 1. Fuente: propia. ....	24
Tabla 4 Resumen de datos Ejemplo método de recuperación estática. Fuente: propia. .....	27
Tabla 5 Coeficiente de pérdidas para distintos accesorios. (Pita, 1994).....	31
Tabla 6 Datos Ejemplo 5. Fuente: propia. ....	48
Tabla 7 Ejemplo 6. (ASHRAE, 2019) .....	55
Tabla 8 Ejemplo de tabla de resultados. Fuente: propia. ....	58
Tabla 9 Valores de GPM/ton para DT mayor a 10°F. (ASHRAE, 2019).....	61
Tabla 10 Datos del Ejemplo 7. Fuente: propia. ....	65
Tabla 11 Datos para la curva del sistema. Fuente: propia. ....	68
Tabla 12 Tabla del fabricante. (Miller & Miller, 2006) .....	74
Tabla 13 Pérdidas totales Ejemplo 8. (ASHRAE, 2019).....	77
Tabla 14 Tabla de presupuestos de un proyecto. Fuente: propio .....	88

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Flujo volumétrico a través de un tubo. (Carrier Air Conditioning Co., 2012)..	6
Figura 2 Flujo masico en un tubo. (Carrier Air Conditioning Co., 2012) .....	7

Figura 3 Tipos de ventiladores: a) Ventilador centrífugo b) ventilador radial c) ventilador axial. (Carrier Air Conditioning Co., 2012) .....	8
Figura 4 Tipos de bomba: a) bomba centrífuga b) bomba de desplazamiento positivo (ABC Ingeniería, n.d.).....	8
Figura 5 Flujo laminar y turbulento de un fluido. (Carrier Air Conditioning Co., 2012).	9
Figura 6 Diagrama de Moody. (Mataix, 1986) .....	12
Figura 7 Ducto flexible de plástico. (Polihules, n.d.).....	16
Figura 8 Ducto flexible con capa de aislamiento. (WebAzteca, 2018).....	16
Figura 9 Ducto circular rígido. (Soler Palau, 2020).....	17
Figura 10 Ducto rígido rectangular. (Laminas y aceros de Yucatan, 2015).....	17
Figura 11 Velocidades recomendadas para fluidos en un tubo o ducto. (Mataix, 1986) .....	22
Figura 12 Ejemplo 1: Método de igual fricción. (INGCO S.A., 2020).....	23
Figura 13 Ejemplo de método de recuperación estática. (INGCO S.A., 2020).....	25
Figura 14 Pérdidas por fricción para agua en tubos de acero cédula 40; sistema cerrado. (Pita, 1994).....	30
Figura 15 Pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos redondos de lámina galvanizada. (Pita, 1994).....	32
Figura 16 Lecturas de las propiedades en la carta psicrométrica. (Carrier Air Conditioning Co., 2012).....	38
Figura 17 Carta Psicrométrica. (Pita, 1994) .....	39
Figura 18 Valores de las propiedades psicrométricas del Ejemplo 3. (ASHRAE, 2019) .....	40
Figura 19 Procesos psicrométricos. (ASHRAE, 2019) .....	41
Figura 20 Calentamientos y enfriamientos sensibles. (ASHRAE, 2019) .....	42
Figura 21 Humidificación y deshumidificación. (ASHRAE, 2019).....	42
Figura 22 Esquema Ejemplo 4. (ASHRAE, 2019) .....	44
Figura 23 Mezclado de dos flujos. (ASHRAE, 2019).....	45
Figura 24 Flujos de calor de entrada y de salida. (ASHRAE, 2019).....	46
Figura 25 Ubicación del factor de calor sensible en el transportador de la carta psicrométrica. (ASHRAE, 2019).....	49
Figura 26 Esquema del Ejemplo 6. (ASHRAE, 2019) .....	51
Figura 27 Distribución de aire para el Ejemplo 6. (ASHRAE, 2019).....	53
Figura 28 Análisis psicrométrico. (ASHRAE, 2019).....	57
Figura 29 Curva característica de una bomba centrífuga. (ASHRAE, 2019).....	63
Figura 30 Curva del sistema para una bomba. (ASHRAE, 2019).....	64
Figura 31 Curva característica para Ejemplo 7. (ASHRAE, 2019) .....	67
Figura 32 Gráfica para la curva de un sistema. (ASHRAE, 2019).....	68
Figura 33 Características de operación de ventiladores con alabes. a) curvados hacia delante. b) curvados hacia atrás. ....	70
Figura 34 Ventilador de hélice. (FEI FENG CHUAN DONG, s.f.).....	71
Figura 35 Ventiladores centrífugos. a) curvados hacia delante b) curvados hacia atrás. (ABC Ingeniería, s.f.) .....	72

Figura 36 Datos del fabricante del ventilador. (Pita, 1994).....	72
Figura 37 Punto de operación del sistema de distribución de aire. (Pita, 1994).....	75
Figura 38 Esquema de Ejemplo 8. (ASHRAE, 2019) .....	76
Figura 39 Organigrama de un proyecto de construcción que incluye todas las especialidades. (Pita, 1994) .....	79
Figura 40 Organigrama de un equipo de construcción de edificios. (Pita, 1994) .....	80





## I. INTRODUCCION

El siguiente trabajo monográfico representa un manual para el cálculo del diseño de tuberías y ductos en aires acondicionados. Esta metodología se podrá ocupar en residencias, centros comerciales, edificios industriales, en la conducción del aire en cuartos fríos, etc. Todo en una sola fuente de información en donde se abarca el estudio, análisis, cálculo, selección e instalación de tuberías de ductos.

En este trabajo se demuestra los principios básicos de mecánica de fluidos en donde se analiza el comportamiento del fluido a través de espacios cerrados, con la ecuación de la continuidad de Bernoulli. Con la cual se puede diseñar el diámetro de los tubos obteniendo primero la velocidad, presión y temperatura con dicha ecuación.

Parte de esta información es para ilustrar el conocimiento sobre la mecánica de fluidos, refrigeración, aire acondicionado, termodinámica y cálculos matemáticos. Todos esos conceptos es lo que ayudara a complementar parte por parte la finalidad de los objetivos. En la termodinámica se puede observar el estado del fluido y los cambios de fase que sufrirá dicho fluido según el lugar donde vaya pasando, desde la condensación hasta la evaporización en el diagrama termodinámico. En la refrigeración y aire acondicionado se citarán los parámetros: uno para obtener el confort de las personas dentro del recinto y por otro la refrigeración para obtener la temperatura necesaria del producto a refrigerar.

Con dicha información matemática se hará uso de la tecnología para seleccionar el mejor material conductor del fluido, material que ofrezca la menor resistencia, el mejor aislamiento de temperatura, los accesorios que ayuden a ramificar la tubería y con la mejor superficie para evitar la fricción.

También se estudiará detenidamente la simulación de cual método es más beneficioso según sea un área pequeña o un área grande la que se desea climatizar.

Como resultado se obtendrá una metodología del cálculo de ductos que será de suma agilidad para nuevos proyectos.

En esta tesis monográfica se utilizará el concepto de metodología para proyectos, cuyo concepto son todos los pasos que se recogen a la hora seleccionar el método de instalación de tuberías y la capacidad necesaria para la selección de equipos de acondicionamiento de aire. La metodología suele recoger desde el cálculo de la disposición de las tuberías hasta los costos de equipos, instalación y eficiencia.

## ANTECEDENTES

La metodología para diseñar el cálculo de ductos y tuberías es un tema bastante amplio, se debe seleccionar el método de cálculo a aplicar según el tipo de estructura a climatizar. Por ejemplo, se toma en cuenta si el flujo de aire necesita tener un caudal de aire helado o caliente alto y que no genere mucho ruido.

En trabajos monográficos anteriores se han realizado prácticas recurrentes a metodologías de instalación de cuartos fríos como la “Elaboración de la Metodología de Instalación, Operación y Mantenimiento de los Equipos Térmicos: Caldera, Chiller y Cuarto Frío” (Hernández, 2020) en los cuales hace falta desarrollar el tema del diseño de las tuberías para transportar el aire frío, fluido que se ocupa en los Chillers para climatizar un producto. Dado que el diseño para transportar el fluido del Chiller hasta las salidas de aire no es sencillo, se requiere de un cálculo metodológico que transporte el fluido con los siguientes aspectos: la mínima fricción del fluido para reducir su pérdida de calor en el transcurso, el menor sonido posible, la selección de la velocidad del fluido, la disposición de la tubería para aire frío y retorno, entre otros. Dentro de este trabajo monográfico se logrará especificar cuál será el diseño con mayor eficiencia energética y menor gasto de instalación. Esos dos aspectos van de la mano, y hacen referencia al costo de los equipos para suplir la demanda y al costo de la energía que ocuparan los equipos instalados.

La finalidad de diseñar un manual metodológico se remonta también a trabajos anteriores en diversos campos, por ejemplo, en el diseño y construcción de un sistema de ductos para la climatización zonificada de un invernadero de fresa (Cámara, 2017) se utiliza un sistema de ductos para una distribución de aire que regule la cantidad de CO<sub>2</sub> presente en el invernadero. También se regula la velocidad del aire, para el sano crecimiento de los cultivos.

El diseño de cálculo de ductos es una práctica ampliamente utilizada, la Asociación Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés) en su manual ASHRAE Handbook-Fundamental Duct Design propone los métodos de diseños que varían de acuerdo al uso entre el más común, o el más exacto en los cálculos, en dependencia del uso del edificio.

## JUSTIFICACION

El diseño del sistema del ducto es un factor importante para los sistemas de aire acondicionado, eficiencia de la energía, ventilación, etc. Los procedimientos de diseño del ducto comúnmente utilizados han sido desarraigados para sistemas de volumen de aire constante (VAC) y están basados en condiciones de diseño de cargas máximas, para las cuales los caudales son asumidos para ser constantes todo el año. Se sugiere un método de diseño donde la aplicación de las ecuaciones de Bernoulli pueda favorecer y variar la velocidad del fluido, para evitar que sean constantes todo el año y de este modo obtener eficiencia energética.

La optimización del sistema de ductos da la oportunidad de contribuir con el medio ambiente reduciendo el consumo de energía eléctrica y además de reducir los costos iniciales de instalación. Para el diseño del sistema de ductos se buscará el método más óptimo del ducto y del ventilador para una correcta distribución de la presión a través del sistema y así crear un equilibrio entre costo y confort, tomando en cuenta también el ciclo de vida del sistema.

El presente manual va dirigido al técnico profesional o al ingeniero mecánico que desarrolle la climatización de un edificio. Esto le facilitara la selección del método a utilizar en el diseño, dado que actualmente existen de 6 a 8 métodos, pero cada uno para un tipo de edificación y finalidad, por ende, se demostrará cuáles son los beneficios y desventajas de cada uno de los métodos.

Es de vital importancia este manual ya que garantiza un buen trabajo en el diseño y seguridad de que el trabajo realizado perdure por mucho tiempo

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo General**

- Diseñar la metodología para el cálculo de ductos y tuberías en proyectos de climatización industriales

### **Objetivos específicos**

- Analizar los métodos de diseño de ductos de acuerdo a su aplicación para establecer el más adecuado a los proyectos de climatización industriales
- Establecer un procedimiento de selección de accesorios para su instalación según su criterio de aplicación
- Definir el procedimiento de selección de bombas, ventiladores y fan-coils a través de la cantidad de aire suministrado ocupada en el sistema con el fin de estandarizar la capacidad del equipo
- Estimar los costos de instalación para lograr un balance eficiente de la inversión

## II MARCO TEORICO

### 2.1 MECÁNICA DE FLUIDOS

Los sistemas de climatización incluyen equipos que utilizan fluidos tales como agua y aire. Para comprender el funcionamiento de estos equipos es necesario conocer las características del flujo de estos fluidos.

La mecánica de los fluidos da las herramientas de cálculo necesarias para el diseño de dichos sistemas de transporte de fluidos, necesarios para la climatización y confort de recintos.

#### 2.1.1 Tipos de flujos

El flujo de fluidos se puede analizar desde dos enfoques, por volumen y por masa, de ahí los dos tipos de flujos utilizados en la mecánica de fluido:

**Flujo volumétrico:** es la cantidad de volumen que pasa a través de la sección transversal por unidad de tiempo, se expresa en  $[m^3/s]$  y  $[ft^3/s]$ . En Nicaragua, en los proyectos de climatización se utiliza el sistema ingles donde el flujo volumétrico se expresa en  $[ft^3/min]$  el cual se abrevia con las letras CFM (CUBIC FEET MINUTE). En la Figura 1 se muestra el flujo pasando a través de un tubo

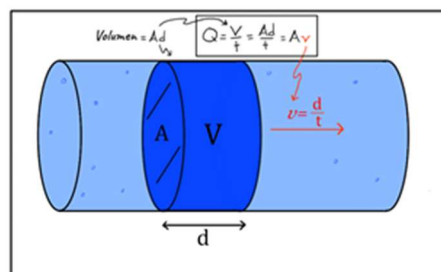


Figura 1 Flujo volumétrico a través de un tubo. (Carrier Air Conditioning Co., 2012)

**Flujo másico:** es la cantidad de masa que circula a través de la sección por unidad de tiempo expresado en  $[kg/h]$  o  $[lb/h]$ . En la Figura 2 se muestra el flujo másico a través de una sección transversal

Flujo másico:  $\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_1 V_{\text{prom}}$  (kg/s)

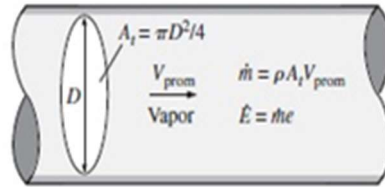


Figura 2 Flujo masico en un tubo. (Carrier Air Conditioning Co., 2012)

Para el movimiento de un fluido a través de un conducto se requiere de una máquina de flujo que genere una diferencia de presión y entregue energía para transportar el fluido de un punto a otro a través del conducto.

En climatización dichas maquinas son de dos tipos:

- Ventiladores
- Bombas

### 2.1.2 Ventiladores

Son equipos que se emplean en los procesos industriales para mover gases, específicamente aire. Pueden resistir condiciones operativas severas, como altas presiones y temperatura. También pueden incorporar partículas hasta un cierto tamaño o incluso gases corrosivos o explosivos. Para acondicionamiento de aire estos equipos vienen incorporados en las unidades manejadoras de aires, fan&coils, unidades centrales y Splitters.

Algunos tipos de ventiladores

- Ventiladores centrífugos
- Ventiladores axiales
- Ventiladores radiales



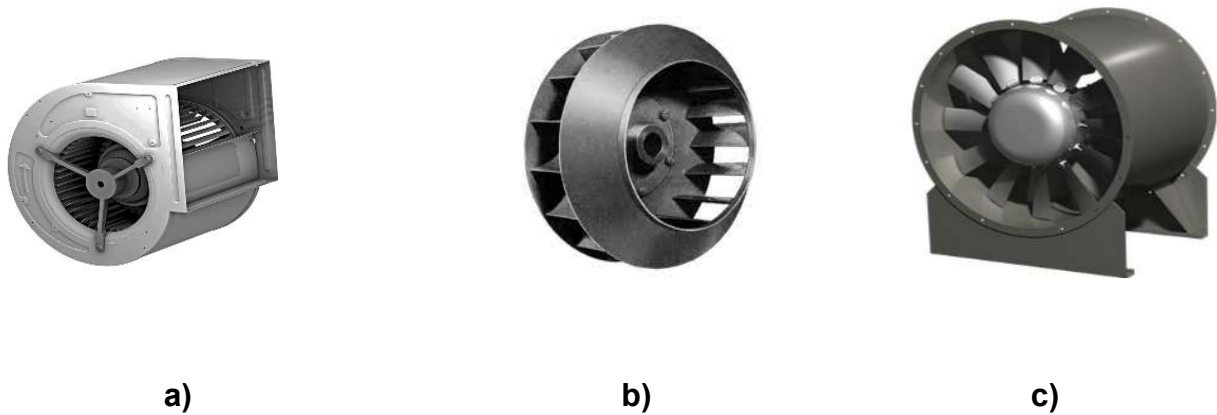


Figura 3 Tipos de ventiladores: a) Ventilador centrifugo b) ventilador radial c) ventilador axial. (Carrier Air Conditioning Co., 2012)

### 2.1.3 Bombas

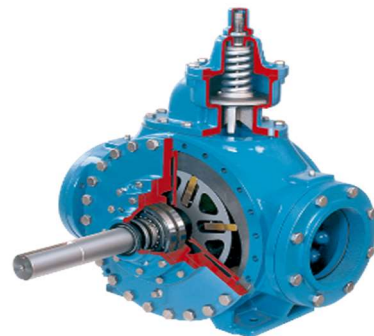
Son equipos utilizados para que el movimiento de líquidos en los cuales se produce una transformación de la energía mecánica en energía hidráulica (velocidad y presión) transmitida al fluido que circula por ellas.

Algunos tipos de bombas

- Bombas de desplazamiento positivo
- Bombas dinámicas



a)



b)

Figura 4 Tipos de bomba: a) bomba centrifuga b) bomba de desplazamiento positivo (ABC Ingenieria, n.d.)

Estos equipos entregan la energía necesaria para vencer las pérdidas de presión generada por la fricción de las tuberías y ductos, así como los accesorios necesarios en el sistema.

#### 2.1.4 Determinación de las pérdidas hidráulicas

Para la selección de estos equipos de flujo se requiere cuantificar las pérdidas de energía generadas por la fricción en ductos y accesorios la cual debe sumarse a las bombas/ventiladores para que generen el flujo del fluido.

En climatización y confort el flujo utilizado para el cálculo de las pérdidas es el flujo interno, este flujo se clasifica en dos tipos:

- Laminar
- Turbulento

**Flujo laminar:** es aquel donde el movimiento del fluido, es ordenado donde las trayectorias descritas por las partículas se mueven en láminas paralelas en una trayectoria suave llamada línea de corriente.

**Flujo turbulento:** se le llama flujo turbulento al movimiento de un fluido que se mueve en forma aleatoria o caótica, en el que las partículas se mueven desordenadamente. En la Figura 5 se presentan los perfiles de flujo y movimiento de las partículas dependiendo el tipo de flujo

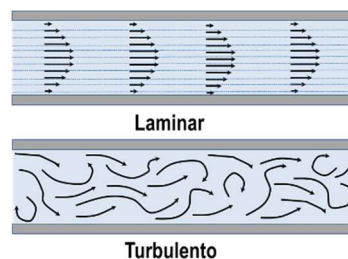


Figura 5 Flujo laminar y turbulento de un fluido. (Carrier Air Conditioning Co., 2012)

Para determinar si el flujo es laminar o turbulento se utiliza un parámetro adimensional llamado número de Reynolds, cuya ecuación es la siguiente.

$$Re = \frac{V D_{int}}{\nu}$$

*Ecuación 1 Numero de Reynolds*

Donde

V: es la velocidad del fluido entre 1m/s y 2.5 m/s

D<sub>int</sub>: es el diámetro interno de la tubería

ν: es la viscosidad cinemática, En anexo 1 se da una tabla con las viscosidades de algunos fluidos

El cálculo de las pérdidas por fricción en ductos y accesorios requiere de los siguientes termino  $h_f$  y  $h_m$

Donde

$h_f = \text{perdidas por friccion}$

$h_m = \text{perdidas por accesorios}$

Para determina las perdidas por fricción se tiene la ecuación de Darcy -Weisbach tanto como para líquido y gases

$$h_f = f \frac{L}{D} \left( \frac{V^2}{2g} \right) \text{ [m], [ft]}$$

*Ecuación 2 Darcy-Weisbach*

Donde

V: velocidad del fluido

f: es el factor de fricción el cual requiere conocer rugosidad relativa y el número de Reynolds

D: diámetro interno de la tubería

L: longitud de la tubería

g: fuerza de gravedad

La rugosidad relativa se calcula con la siguiente ecuación.

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D}$$

*Ecuación 3 Rugosidad relativa*

Donde

$\varepsilon$  = rugosidad absoluta del material dado en mm/ft

D = diámetro interno del ducto

Para calcular el factor de fricción hay dos formas:

- Uso de ecuación empírica
- Diagrama de Moody

La ecuación empírica más usual es la siguiente

$$f = \frac{1.325}{\left( L_n \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7D} + \frac{5.7}{Re^{0.9}} \right) \right)^2}$$

*Ecuación 4 Factor de fricción*

Donde:

$L_n$ : Logaritmo natural

$\varepsilon_r$ : rugosidad relativa

D: diámetro

Re: número de Reynolds

También se puede utilizar el diagrama de Moody utilizando la rugosidad relativa y el número de Reynolds, a continuación, en la Figura 6

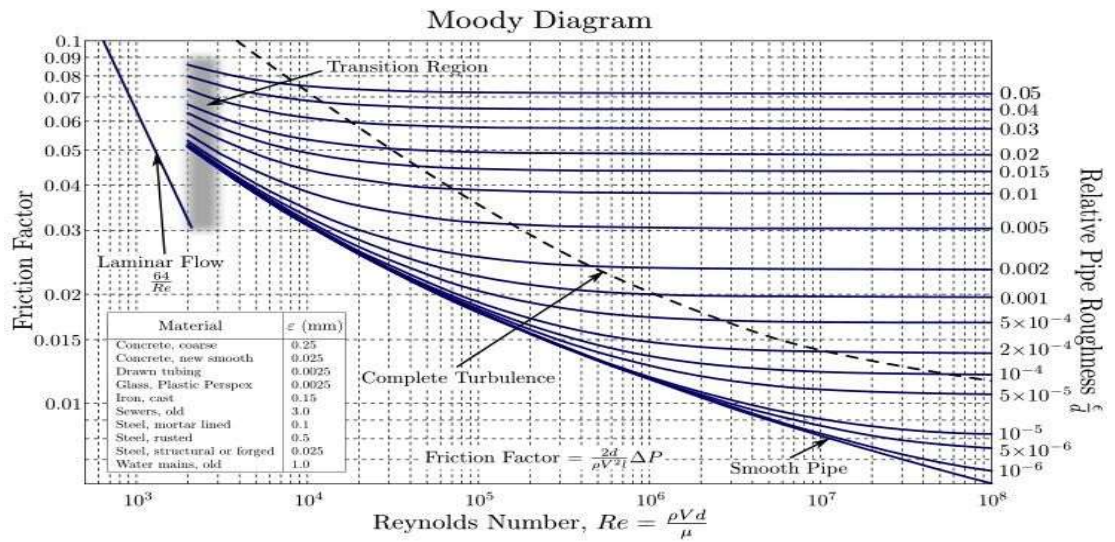


Figura 6 Diagrama de Moody. (Mataix, 1986)

Para determinar las pérdidas por fricción se tiene la ecuación de Darcy -Weisbach tanto como para líquido y gases

$$h_f = f \frac{L}{D} \left( \frac{V^2}{2g} \right) \text{ [m], [ft]}$$

Ecuación 5 Darcy-Weisbach. Pérdidas por fricción

Donde

V: velocidad del fluido

f: factor de fricción

D: diámetro interno de la tubería

L: longitud de la tubería

g: fuerza de gravedad

Para las pérdidas menores se tiene la siguiente ecuación:

$$h_s = \sum K \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

*Ecuación 6 Pérdidas menores*

Donde

K= factor de pérdidas de los accesorios, en anexo 1 se muestra una tabla donde se obtienen los coeficientes de pérdidas de acuerdo al tipo de accesorio.

V= velocidad del fluido

g= 9.81 [m/s<sup>2</sup>], 32.2 [ft/s<sup>2</sup>] aceleración de la gravedad.

## 2.2 ECUACION GENERAL DE LA ENERGIA

Para calcular las pérdidas en sistemas de flujo de fluidos tanto como para gases se utiliza la ecuación de la energía llamada en mecánica de fluidos como ecuación de Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + h_b = \left( \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) + h_f + h_m$$

*Ecuación 7 Ecuación de Bernoulli*

P<sub>1 y 2</sub> = Presión entre el punto 1 y 2

$\gamma$  = pesos específico del fluido. Para el agua su valor es de 9.81  $\frac{KN}{m^3}$  o 62.4 lb/ft<sup>3</sup>

V<sub>1 y 2</sub> = Velocidad entre el punto 1 y 2

g= 9.81 [m/s<sup>2</sup>], 32.2 [ft/s<sup>2</sup>] aceleración de la gravedad.

Z<sub>1 y 2</sub> = alturas geodésicas

H<sub>b</sub> = suma de los incrementos de alturas proporcionados entre la bomba 1 y 2

H<sub>f</sub> = suma de todas las perdidas hidráulicas entre el punto 1 y 2

H<sub>m</sub> = suma de los incrementos de alturas absorbidas por los motores (turbinas) 1 y 2

De la ecuación de Bernoulli se determina  $h_b$  que es la energía que se necesita transmitir al flujo para su transporte hacia otro punto del sistema, un fluido a lo largo de un conducto

Conociendo  $h_b$  y el flujo volumétrico se determina la potencia requerida por la bomba/ventilador dada por la ecuación

$$p = \frac{\gamma h_b Q}{\eta}$$

*Ecuación 8 Potencia de la bomba/ventilador*

Donde

$P =$  potencia de la bomba

$\gamma =$  pesos específico del fluido. Para el agua su valor es de  $9.81 \frac{KN}{m^3}$  o  $62.4 \text{ lb/ft}^3$

$h_b =$  altura de la bomba, energía suministrada al fluido.

$Q =$  caudal de diseño

$\eta =$  eficiencia de la bomba que se obtiene del catalogo del fabricante

## 2.3 SISTEMAS DE DISTRIBUCION DE AIRE

### 2.3.1 Diseño de Ductos

Los ductos son elemento que pueden ser tubular, cilíndrico o poliédrico que se convierten en el pasaje a través del cual se conduce el aire acondicionado, la calefacción, la ventilación o vapores y gases en una construcción de cualquier aplicación y con distintos objetivos.

Los sistemas de acondicionamiento de aire se utilizan para distribuir y extraer aire en los diversos ambientes que forman un conjunto de cuartos y/o zonas. Entre los flujos

de aire que circulan por los conductos se distinguen, suministro de aire, " retorno", de aire de circulación, y extracción de aire.

Estos conductos de aire permiten transportar aire de un lugar a otro. El diseño del sistema de conductos debe considerar el espacio disponible, los niveles de ruido permitidos, el potencial de fuga del conducto, el efecto de las pérdidas o ganancias de calor del conducto en el rendimiento del sistema, el aislamiento térmico y acústico, el efecto de los contaminantes del aire en los materiales del conducto (corrosión, etc.), control de incendios y humo, y pérdidas de presión debido a la fricción y la turbulencia. Las principales referencias en el diseño de conductos de aire son los manuales de La Sociedad americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) y los manuales publicados por la Asociación Nacional de Contratistas de Chapa y Aire Acondicionado (SMACNA). Los manuales de ASHRAE tratan tanto del diseño del sistema como de la construcción de conductos; Los manuales de SMACNA se ocupan principalmente de los métodos de diseño y construcción de conductos para garantizar una resistencia adecuada y minimizar las fugas. Se utilizan muchos materiales de conducto diferentes, pero principalmente láminas de acero galvanizado. El aluminio y la fibra de vidrio también son comunes en estas aplicaciones.

### 2.3.2 Tipos de ductos

Los ductos para acondicionamiento de aire se pueden dividir en dos grupos.

- Flexibles
- Rígidos

**Ductos flexibles:** son tubos redondos que se forman por hélices de alambre de acero que se recubren con plástico flexible la mayor parte de estos tipos de ductos se rodean también con una capa de aislamiento para mantener el aire a la temperatura adecuada. Son fáciles de instalar y tienen un costo accesible.





Figura 7 Ducto flexible de plástico. (Polihules, n.d.)

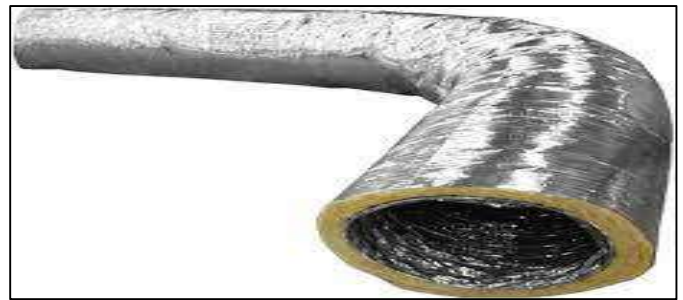


Figura 8 Ducto flexible con capa de aislamiento. (WebAzteca, 2018)

**Ductos rígidos:** Pueden presentarse de distintos tamaños y ser fabricados en distintos materiales como el acero galvanizado, el aluminio, la fibra de vidrio y el tablero de fibra

Los ductos de lámina metálica ya sea de acero galvanizado o de aluminio en el caso de los ductos de aluminio son ligeros y no presentan dificultad en su instalación los que son fabricados con metales son resistente al moho dado que un material no es poroso y esto permite una mejor calidad del aire durante un tiempo más prolongado.

En general este tipo de ducto son los más duraderos porque las características del material hacen que mantengan su forma y sean resistentes a fracturas, dobleces o aplastamiento. Aunque en las uniones de las secciones pueden presentarse fugas.

Los ductos revestidos de fibra de vidrio son fabricados con láminas de algún metal y tanto en su exterior como en su interior presentan un recubrimiento de fibra de vidrio que proporciona aislamiento para mantener una adecuada temperatura del aire, evitando la condensación de vapores y amortiguando los sonidos en el caso de que se utilice como conducto del sistema de aire acondicionado. Estos últimos le brindan una ventaja para ser instalado en construcciones comerciales y residenciales. Los ductos de tableros de fibra se componen en fibra de vidrio comprimido, que han sido selladas, evitando así que las partículas ingresen al aire el exterior de las tablas de estos ductos. Está protegido por una cubierta de aluminio que sirve como escudo ante la humedad

y el aire. Son el material más económico para este tipo de instalaciones. En las figuras 8 y 9 se muestran algunos de los tipos de ductos rígidos.



*Figura 9 Ducto circular rígido. (Soler Palau, 2020)*



*Figura 10 Ducto rígido rectangular. (Laminas y aceros de Yucatan, 2015)*

### **2.3.3 Aplicaciones de los ductos**

Los ductos tanto rígido como flexible tienen una gran cantidad de aplicaciones en construcciones de todo tipo tanto de instalaciones comerciales y residenciales como espacios industriales y de una gran variedad.

Los ductos funcionan como sistemas de ventilación manteniendo y renovando el aire que entra a un edificio, especialmente si cuenta con sistema de aire acondicionado o de purificación de aire. Permitiendo el flujo constante de este elemento controlando así la temperatura de un espacio determinado y permitiendo la circulación de las corrientes de aire de manera en que se haya diseñado, según las necesidades específicas de cada espacio.

## **2.4 Conclusiones del capítulo**

Dentro de este capítulo se puede apreciar que la tecnología para la fabricación de ductos ha avanzado significativamente, para satisfacer las necesidades de diseño. Es una clara característica que los ductos fabricados en aluminio son más livianos que los ductos fabricados en bronce, además de poseer mayor flexibilidad y así no depender de una cantidad significativa de accesorios que contribuyen a las pérdidas de energía. Por otro lado, el bronce presenta una mayor capacidad ante la corrosión y durabilidad.

Por ejemplo, en Nicaragua, se utilizan los ductos de aluminio para lugares amplios y con amenazas sísmicas como lo es el supermercado de mercadería variada: Pricemart, el cual posee un sistema de ductos hechos de aleación de aluminio, ligera, flexible, de paredes con poca fricción y que ha resultado en un beneficio energético en cuanto al consumo de energía eléctrica, ya que no se pierde mucha energía del fluido a través del ducto.

El uso de tubería de bronce se ha especificado para zonas industriales donde la presión del fluido requiere que el material tenga una mayor dureza y soporte grandes capacidades de presión y caudal.

En materia de uso, se establece que para zonas comerciales se debe utilizar ductos ligeros y de fácil instalación y en zonas industriales donde la capacidad de personas circundantes sea mínima, se pueden utilizar tuberías de menos ligeras que soporten mayores velocidades y que el costo del material sea mínimo.

### III. METODO DE DISEÑO DE DUCTOS

Para el diseño de ductos de distribución de aire en un proyecto de acondicionamiento se requiere evaluar las pérdidas por fricción y accesorios utilizando las ecuaciones anteriormente descritas. El dimensionamiento para estos ductos requiere conocer las velocidades y flujos de aire requerido que aseguren confort y bajo nivel de ruido en los diferentes locales.

El diseño de estos sistemas de distribución de aire se realiza a través de diferentes métodos de diseños disponible en la literatura propuesto por la ASRHAE/SMACNA. Algunos de los métodos propuestos son los siguientes:

**Método de reducción de velocidad:** Consiste en proyectar los conductos partiendo de una velocidad elevada e ir reduciéndola a medida que el aire va acercándose al final del conducto. Normalmente se escoge, como velocidad inicial, la de salida del ventilador y como velocidad final, la requerida por las condiciones del local.

**Velocidad constante:** Consiste en proyectar los conductos procurando que la velocidad del aire en todos los tramos sea la misma. Este sistema suele utilizarse en los sistemas de extracción en los que el aire puede arrastrar polvo y no interesa que este polvo se deposite en el interior del conducto y en los sistemas de transporte neumáticos de material pulverizado.

**Método de recuperación estática:** Se basa en reducir la velocidad de circulación, tramo a tramo, de forma que la recuperación de presión estática compense la pérdida de presión debida al rozamiento. La finalidad es conseguir que, a lo largo de un ramal, la presión estática en todas las bocas sea prácticamente la misma y facilitar el equilibrado de la red.

**Método de igual fricción:** Este método se basa en escoger el ramal que aparentemente pueda presentar la mayor pérdida de carga y calcular la pérdida unitaria, la cual viene dada por el cociente entre la diferencia de presión entra la del ventilador y de la última boca de descarga y la longitud equivalente del trayecto. Esta longitud debe estimarse ya que, en principio, es totalmente desconocida.

En la actualidad el cálculo de los ductos se basa en la velocidad de diseño seleccionado que depende de la aplicación del local que va desde centros comerciales y establecimientos medianos en los que se consideran baja velocidades, hasta instalaciones industriales y grandes edificaciones donde se requieren grandes velocidades del aire a través de los ductos.

Normalmente el sistema de cálculo de recuperación estática lleva a ductos más holgados y pérdidas de presión menores que el sistema de cálculo de pérdida constante.

Dado que el consumo eléctrico del ventilador depende de la presión de suministro y el costo de la instalación, para un mismo proyecto, depende del tamaño de los ductos, el método de cálculo de recuperación estática lleva a instalaciones con un costo caro pero menor consumo eléctrico, mientras que el de pérdida de presión constante lleva a instalaciones más económicas, pero con un consumo eléctrico elevado.

### **3.1 Clasificación de los sistemas de distribución de aire**

Se pueden clasificar por dos formas: por la velocidad del fluido circundante y por la presión del caudal dentro de las tuberías o ductos. Seleccionar la velocidad depende de la distancia que tenga que recorrer el fluido dentro de la tubería, desde la unidad central hasta los difusores, por otro lado, la presión depende del tipo de área interior que tenga que interactuar con el área exterior. A continuación, hacemos una clasificación más exacta de estos dos términos.

En la siguiente tabla clasificamos las velocidades según el tipo de recinto:

Baja velocidad	Alta velocidad
<input type="checkbox"/> Locales comerciales: 6m/s a 12m/s	<input type="checkbox"/> Locales comerciales: 12m/s a mas
<input type="checkbox"/> Locales industriales: 11m/s a 12m/s	<input type="checkbox"/> Locales industriales: 12m/s a 15m/s
<input type="checkbox"/> Residenciales: 4m/s a 6m/s	<input type="checkbox"/> Residenciales: 8m/s a 10m/s

Tabla 1 Clasificación de las velocidades del aire circundante. Fuente: propia.

Normalmente, los sistemas de retorno de aire, tanto para baja como para alta velocidad de impulsión, se proyectan a baja velocidad

En la siguiente tabla se representa la clasificación de las presiones:

<b>Baja: Clase I</b>
• Limite 900Pa (900mmca)
<b>Media: Clase II</b>
• Limite 1800Pa (180mmca)
<b>Alta: Clase III</b>
• Limite 3000Pa (300mmca)

Tabla 2 Limites de las presiones para los recintos. Fuente: propia.

Para el dimensionado de los ductos se discutirán a continuación dos métodos, uno de baja velocidad y otro de alta velocidad que son los más utilizados en estos sistemas.

- Método igual fricción
- Método de recuperación estática

### 3.2 Método de igual fricción

La base de este método de dimensionamiento de ductos es que se selecciona un valor para la pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto, y se mantiene constante para todas las secciones de ducto del sistema. El valor que se selecciona se basa en general en la velocidad máxima permisible en el ducto principal, de acuerdo a la aplicación y la cantidad total de CFM la Figura 11 da una lista de algunas velocidades sugeridas de acuerdo a la aplicación.

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior <sup>a</sup>	500	500	500	800	900	1200
Filtros <sup>a</sup>	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento <sup>a</sup>	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000–1600	1300–2000	1600–2400	1700	1500–2200	1700–2800
Ductos principales	700–900	1000–1300	1200–1800	800–1200	1100–1600	1300–2200
Ductos de ramal	600	600–900	800–1000	700–1000	800–1300	1000–1800
Subidas de ramal	500	600–700	800	650–800	800–1200	1000–1600

<sup>a</sup> Estas velocidades son para toda la superficie de la cara, y no la superficie libre. Las demás velocidades son para superficie libre neta.

Figura 11 Velocidades recomendadas para fluidos en un tubo o ducto. (Mataix, 1986)

Para entender el método se explicará mejor a través del Ejemplo 1:

### 3.2.1 Ejemplo del método de igual fricción

Seleccione los tamaños de ductos para el sistema de la figura. Utilizando el método de igual fricción en el sistema inglesas. El sistema de servicio a una pequeña instalación industrial

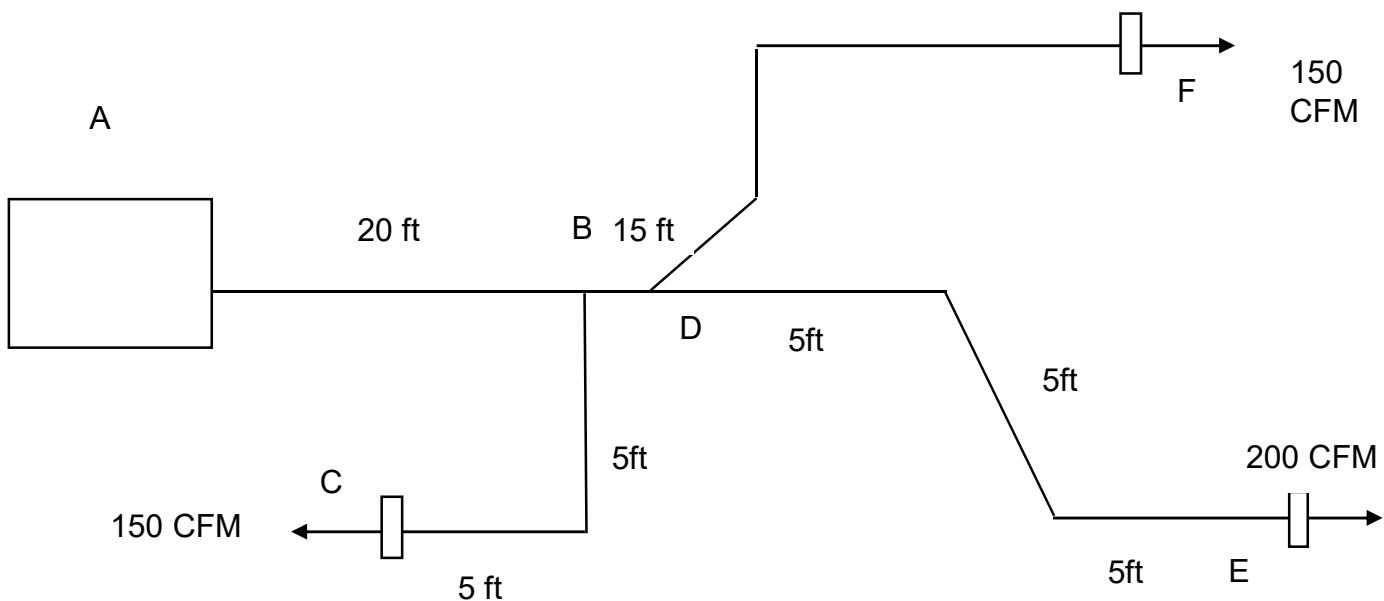


Figura 12 Ejemplo 1: Método de igual fricción. (INGCO S.A., 2020)

Para este método se debe seguir los siguientes pasos: (Datos tomados de cifras del proyecto ingenieril INGCO S.A., 2020 ubicado en la ciudad de León)

- 1- Se suman los CFM de cada rama progresivamente hacia atrás, según capacidad requerida, para determinar CFM totales, los resultados en la Tabla 3

$$CFM_{totales} = CFM_1 + CFM_2 + CFM_3$$

$$CFM_{totales} = 200 + 150 + 150 = 500 \text{ CFM}$$



- 2- Se selecciona un valor de diseño para el primer tramo AB. En Tabla 3 se muestran los valores según la aplicación. El valor considerado para este ejemplo es de 1400 ft/min para aplicaciones industriales, según Figura 11 de construcciones industriales para ductos principales.
- 3- A continuación, en la Figura 12 con  $V= 1400\text{ft}/\text{min}$  y 500 CFM se obtiene la pérdida por fricción por 100ft de ducto y su diámetro correspondiente. Los valores obtenidos son los siguientes:

$h_f = 0.37 \text{ in H}_2\text{O}/100\text{ft}$  de longitud.

$D = 8 \text{ in}$

Con este diámetro en la Tabla 3 se extraen las dimensiones de ducto rectangular estandarizados de acuerdo a las especificaciones de disponibilidad entre el cielo falso y techo. Las dimensiones de ducto rectangular son:

$B = 9 \text{ in}$

$H = 6 \text{ in}$

- 4- Considerando la pérdida por fricción constante para cada tramo de ducto y su correspondiente CFM se determina la velocidad y el diámetro para cada sección siguiente.

En la Tabla 3 se presentan los resultados para todos los tramos faltantes.

<b>Sección</b>	<b>CFM</b>	<b>V</b>	<b>H<sub>f</sub></b>	<b>D</b>	<b>Tamaño Rectangular</b>
AB	500	1400	0.37	8 in	9x6 in
BC	150	1000	0.37	5 in	5 x 4 in
BD	350	1280	0.37	7 in	8x5 in
DF	150	1000	0.37	5 in	5x4 in
DE	200	1130	0.37	6 in	6x5 in

*Tabla 3 Datos de Ejemplo 1. Fuente: propia.*

### 3.2.2 Ejemplo del método de recuperación estática

Este método se usa para diseñar sistemas de alta velocidad, con más de 2,500 a 3,000 ft/min. La base de este método para determinar los tamaños de los ductos es reducir velocidades en cada sección del ducto de modo que el aumento resultante de presión estática sea el suficiente para compensar las pérdidas por fricción en la siguiente sección. Por lo tanto, la presión estática es la misma en cada unión del cabezal principal.

#### Ejemplo 2 a continuación:

Calcular los tamaños de los ductos para el sistema que aparece en la Figura 13 empleando el método de recuperación estática.

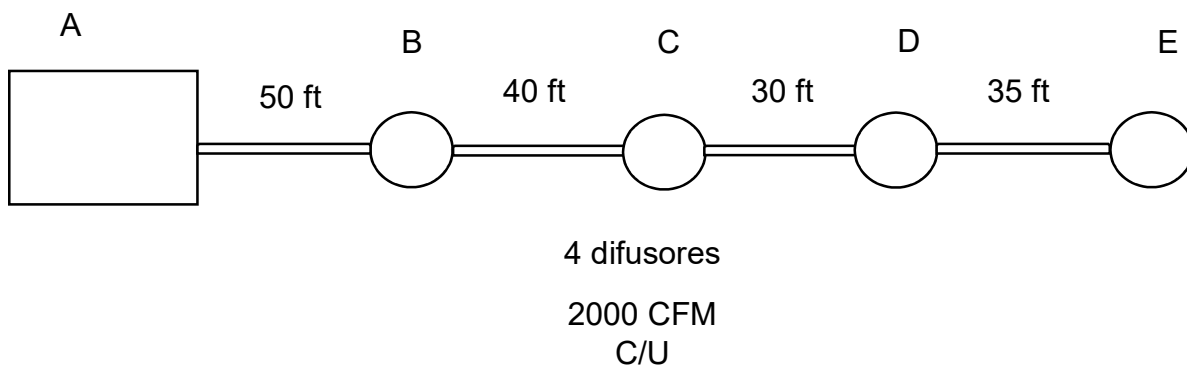


Figura 13 Ejemplo de método de recuperación estática. (INGCO S.A., 2020)

- 1- Se selecciona una velocidad 3200 ft/min en la sección inicial. Este sistema es de alta velocidad de modo que el nivel de ruido no determina la velocidad máxima y se selecciona velocidad máxima
- 2- Con la velocidad y CFM se determina el tamaño del ducto y la pérdida de presión

$$h_f = 0.56 \text{ in}/100 \text{ ft}$$

Para 50 ft se tiene

$$h_f = \frac{0.56 \text{ in}}{100 \text{ ft}} (50 \text{ ft})$$

$$h_f = 0.28 \text{ in}$$

- 3- Se debe reducir la velocidad en la sección BC para que la ganancia de presión estática sea igual a la pérdida por fricción en BC

Se supone una  $V=2400 \text{ ft}/\text{min}$  en BC, se obtiene  $h_f$  con  $V=2400$  y  $1500 \text{ CFM}$

$$h_f = \frac{0.32 \text{ in}}{100 \text{ ft}} (40 \text{ ft})$$

$$h_f = 0.13 \text{ in } H_2O$$

La recuperación de presión estática disponible para compensar mediante la ecuación

$$\text{Recuperación en } B = 0.75 \left[ \left( \frac{3200}{4000} \right)^2 - \left( \frac{2400}{4000} \right)^2 \right]$$

$$B = 0.21 \text{ in } H_2O$$

El resultado es demasiada recuperación. Se asume una nueva velocidad  $V= 2600 \text{ ft}/\text{min}$

Con esta nueva velocidad de la figura 11,  $h_f=0.40 \text{ in}/100 \text{ ft}$

$$\text{Pérdida en } BC = \frac{0.40 \text{ in}}{100 \text{ ft}} (40 \text{ ft}) = 0.16 \text{ in } H_2O$$

$$\text{Recuperación} = 0.75 \left[ \left( \frac{3200}{4000} \right)^2 - \left( \frac{2000}{4000} \right)^2 \right] = 0.16 \text{ in } H_2O \quad \text{al ser iguales, cumple.}$$

4. se continua con el mismo procedimiento en la transición C. Se prueba con una velocidad de  $2,200 \text{ ft}/\text{min}$  en CD. Los resultados son:

$$\text{perdidas en CD} = \frac{0.33 \text{ in de agua}}{100 \text{ ft}} \times 30 \text{ ft}$$

$$\text{recuperacion en C} = 0.75 \left[ \left( \frac{2600}{4000} \right)^2 - \left( \frac{2200}{4000} \right)^2 \right]$$

En la Tabla 4 se presentan los resultados con las dimensiones de la tubería y su equivalente rectangular

Sección	CFM	Velocidad (ft/min)	Diámetro	Presión de velocidad (in de H2O)	Pérdidas por fricción (inH2O/100ft)	Longitud (ft)	Pérdidas por fricción (inH2O)	Recuperación de presión estática (inH2O)	SECCIÓN RECTANGULAR
AB	8000	3200	22	0.64	0.56	50	0.28		26"X16"
BC	6000	2600	21	0.43	0.4	40	0.16	0.16	23"X16"
CD	4000	2200	18	0.3	0.33	30	0.1	0.09	19"X14"
DE	2000	1700	15	0.18	0.26	35	0.09	0.09	16"X12"

Tabla 4 Resumen de datos Ejemplo método de recuperación estática. Fuente: propia.

### 3.3 Conclusiones del capítulo

Por regla general, en el proyecto de cualquier sistema de ductos, se procura que el tendido de ductos sea lo más sencillo posible y simétrico. Los elementos terminales o bocas de impulsión se sitúan en puntos adecuados para proporcionar una correcta distribución del aire.

Existen diversos métodos para el cálculo de instalación de ductos, algunos métodos están en desuso, otros son para objetivos particulares y los que más se ocupan por su simplicidad de diseño son los detallados anteriormente.

En esta tesis se ocuparon dos métodos de cálculos: Igual fricción y Recuperación estática, los cuales ambos son similares en instalación, pero difieren en diseño, en costo de instalación, en costo de consumo energético, por ende, en equipos.

Normalmente el método de recuperación estática conduce a ductos con mayor holgura y pérdida de presión menores que el método de igual fricción.

Dado que el consumo energético del ventilador depende de la presión de suministro y el coste de la instalación depende del tamaño del conducto, el método de recuperación estática lleva a instalaciones mas caras, pero con menor consumo energético, mientras que el método de igual fricción se utiliza una sola presión para todas las terminales lo que eleva el costo energético, sin embargo, se economiza en el costo de equipos e instalación.

## **IV. TUBERÍAS**

Una tubería es un conducto para transportar fluidos como el agua e incluso gases, es un cilindro hueco, que suele estar hecho de diferentes materiales, La elección del material depende de cuestiones técnicas, ya que la tubería debe resultar apta para su contenido.

### **4.1 TIPOS DE TUBERÍAS**

- Tubos de acero
- Tubos de cobre
- Tubo de PVC

#### **4.1.1 Tubos de aceros**

Las tuberías de acero al carbono cuentan con innumerables propiedades que las hace ideales para diversas aplicaciones. Son altamente resistentes, maleables y de bajo costo.

#### **4.1.2 Tubos de cobre**

Pueden fabricarse de cobre blando o rígido y ofrece una excelente resistencia a la corrosión y conexiones confiables. Dentro de la clasificación de la tubería de cobre, la más óptima para para este caso es Tubería Rígida Tipo L, sirve para la conducción de fluidos por ser un material fuerte, ligero y resistente a la corrosión.

#### **4.1.3 Tubos de PVC**

Es un material económico y versátil que se utiliza en una variedad de aplicaciones, como edificación y construcción, cuidado de la salud, electrónica, automóviles y otros sectores, en productos que van desde tuberías hasta revestimientos.

## 4.2 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN FLUJO DE AGUA A TRAVÉS DE TUBERÍAS

La pérdida o caída de presión debida a fricción en tubo recto se puede determinar a través de gráficos o ecuaciones.

En la Figura 14 se muestran las pérdidas por fricción para tubería de cédula 40 las cuales se necesitan para el cálculo de la bomba en sistema de agua helada cuando se trata de acondicionamiento de aire.

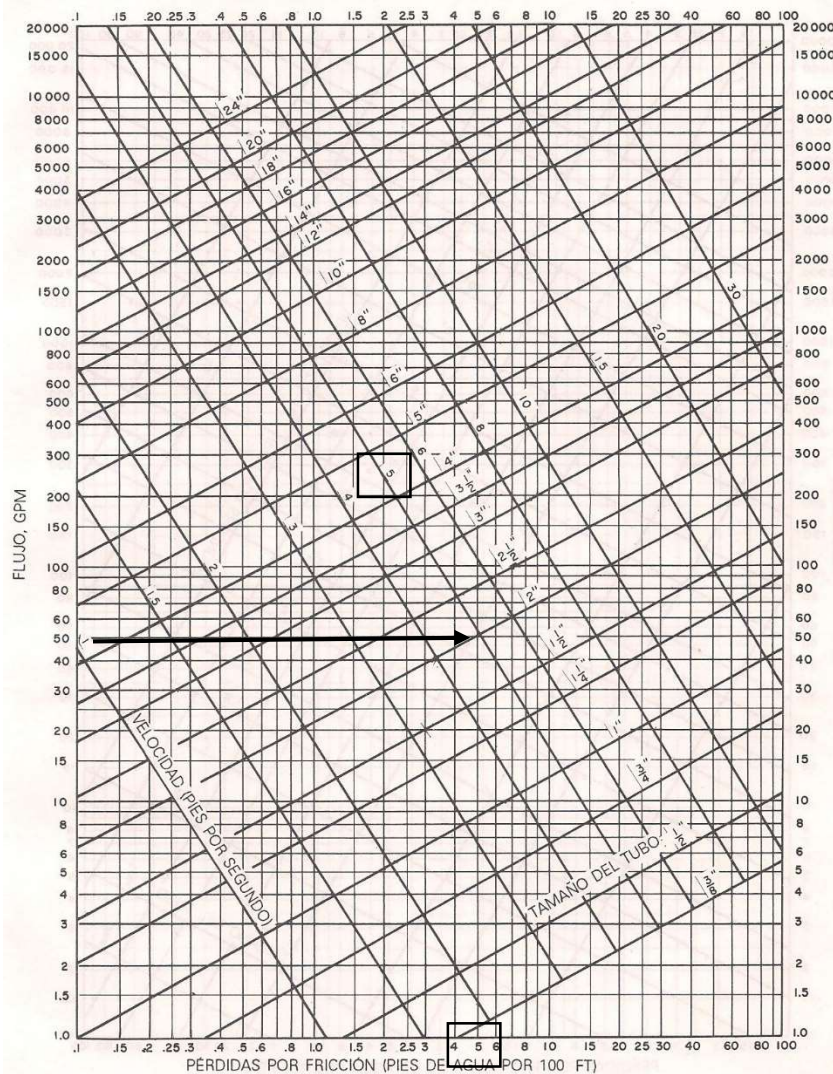


Figura 8.13. Pérdidas por fricción para agua en tubos de acero cédula 40; sistema cerrado. (Cortesía: Carrier Corporation, Syracuse, N.Y.)

Figura 14 Pérdidas por fricción para agua en tubos de acero cédula 40; sistema cerrado. (Pita, 1994)

A continuación, se presentan algunos ejemplos para ilustrar el uso de las gráficas de pérdidas por fricción.

¿Cuál es la caída de presión debida a la fricción y la velocidad, en 400ft de tubería 2 in, cedula 40, para agua helada, a través de la cual fluyen 50 GPM de agua a 60 °F?

De la Figura 14 se obtiene la pérdida de 5ft /100 ft de tubo y la velocidad 5 ft/seg

$$\text{Pérdida} = h_f \times L = 5\text{ft} / 100 \times 400\text{ft} = 20 \text{ ft}$$

#### 4.2.1 Pérdidas de presión en conexiones de tubería

Además de la pérdida de presión por longitud de tubo recto, habrá pérdidas de presión debidas a conexiones y válvulas. A esas pérdidas se les llama pérdidas dinámicas. Los coeficientes de pérdidas se muestran en la Tabla 5 y se utilizan con la ecuación que se muestra a continuación:

$$h_s = \sum K \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

*Ecuación 9 Pérdidas dinámicas en tuberías.*

Pieza, conexión o dispositivo	$K_f$
Rejilla de entrada	0.80
Válvula de pie	3.00
Entrada cuadrada	0.50
Entrada abocinada	0.10
Entrada de borda o reentrada	1.00
Ampliación gradual	0.30
Ampliación brusca	0.20
Reducción gradual	0.25
Reducción brusca	0.35
Codo corto de 90°	0.90
Codo corto de 45°	0.40
Codo largo de 90°	0.40
Codo largo de 45°	0.20
Codo largo de 22° 30'	0.10
Tee con flujo en línea recta	0.10
Tee con flujo en ángulo	1.50
Tee con salida bilateral	1.80
Válvula de compuerta abierta	5.00
Válvula de ángulo abierta	5.00
Válvula de globo abierta	10.0
Válvula alfallera	2.00
Válvula de retención	2.50
Boquillas	2.75
Controlador de gasto	2.50
Medidor Venturi	2.50
Confluencia	0.40
Bifurcación	0.10
Pequeña derivación	0.03
Válvula de mariposa abierta	0.24

*Tabla 5 Coeficiente de pérdidas para distintos accesorios. (Pita, 1994)*



#### 4.2.2 Pérdidas por fricción en flujo de aire a través de ductos y accesorios.

Para determina la perdida por fricción en ductos y sistemas de aires se usa la Figura 15 donde se obtiene el valor de  $h_f$  por cada 100 ft de ducto de esa manera se determina la pérdida total por fricción debido al ducto

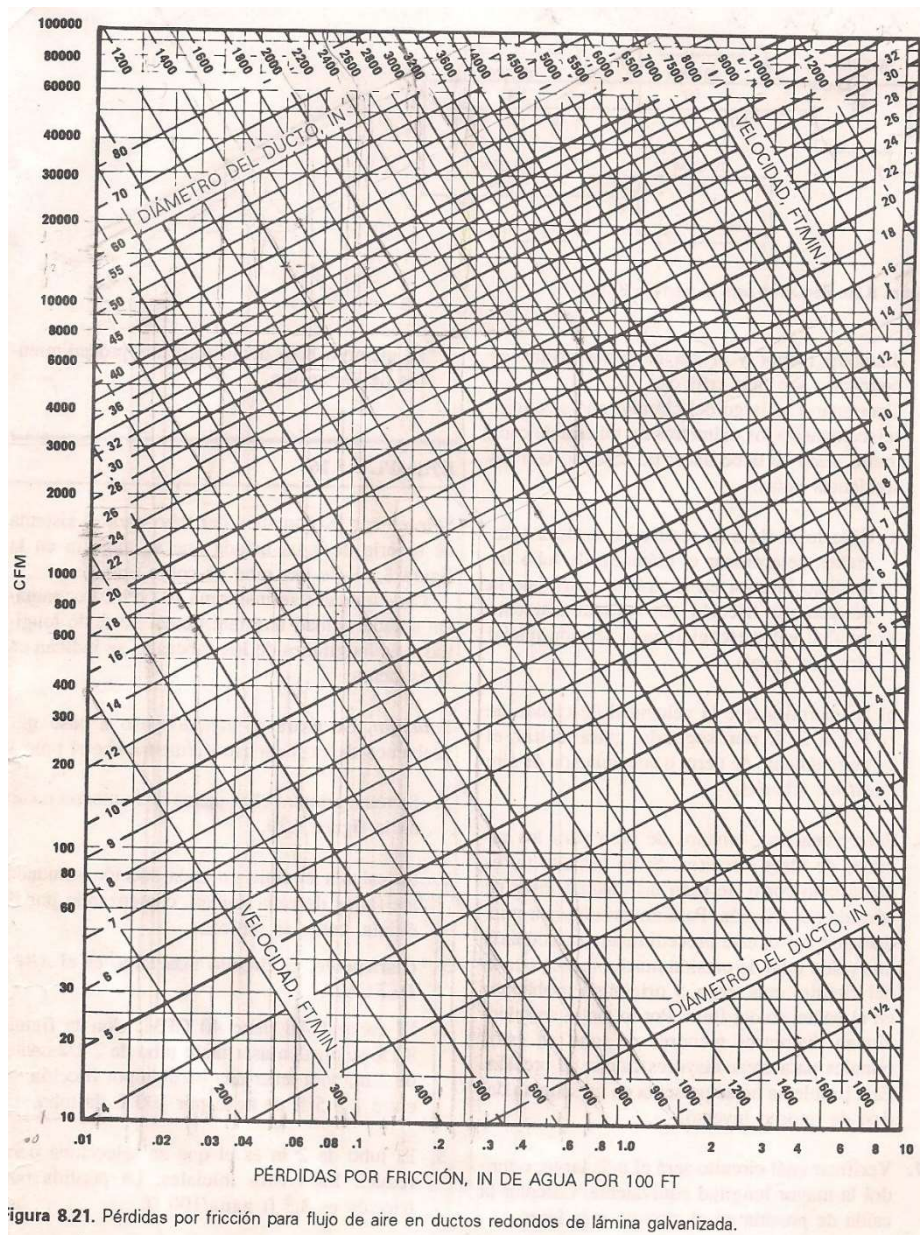


Figura 15 Pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos redondos de lámina galvanizada. (Pita, 1994)

En la Figura 15 se requieren dos datos que generalmente son velocidad y CFM para obtener las pérdidas por fricción y el diámetro de ducto.

Para determinar las pérdidas por accesorios tales como codos rectangulares y redondo, transiciones, contracciones, uniones convergentes, Y convergentes, te de entrada, te de cabezal, Y rectangular, se utiliza la siguiente ecuación

$$h_f = C \times H_v = C \times \left(\frac{V}{4000}\right)^2$$

*Ecuación 10 Pérdidas por accesorios*

Donde

C: es el coeficiente de perdida

H<sub>v</sub>: presión de velocidad en la conexión, in de agua

V: velocidad del flujo en el ducto

En anexos se encuentran las gráficas con los valores de C

## V. PSICROMETRÍA

Cuando se está acondicionando un local y logrando condiciones de confort, en realidad lo que se está haciendo es lograr condiciones específicas de temperatura y humedad del aire del recinto. Como es sabido el aire atmosférico se compone de aire seco y agua en forma de vapor, las cuales determinan en gran medida el acondicionamiento del aire del recinto. La psicrometría es el estudio de las mezclas de aire y vapor de agua, necesario para determinar las condiciones de entrada y salida del aire a acondicionar en el recinto.

El estudio de las condiciones del aire se facilita definiendo las propiedades psicrométricas para luego examinar cómo se procesa el aire en los sistemas de acondicionamiento.

### 5.2 PROPIEDADES PSICOMÉTRICAS DEL AIRE

**Temperatura del bulbo seco (TBS):** Es la temperatura del aire, tal como la indica un termómetro convencional. (Pita, 1994).

**Temperatura del bulbo húmedo (TBH):** Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada de agua, en el seno de aire en rápido movimiento. (Pita, 1994)

**Temperatura del punto de rocío (TPR):** Es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar si se enfría el aire a presión constante. (Pita, 1994)

**Relación de humedad (W):** a la cual también se le llama humedad específica. Es el peso de vapor de agua por libra de aire seco, expresado en lb/lb de aire seco, o en granos de agua por libra de aire seco. (Pita, 1994)

**Humedad relativa (HR):** Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco. Se expresa en porcentaje. (Pita, 1994)

**Volumen específico (v):** Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco. Se expresa en este libro en ft<sup>3</sup>/lb de aire seco (Pita, 1994)

**Entalpia específica (h):** Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso. La entalpia se expresa en Btu/lb de aire seco. (Pita, 1994)

El aire se considera un gas ideal desde el punto de vista de la termodinámica. Aquí se seguirá esta consideración. Para esta condición del aire la ecuación que relaciona sus propiedades es:

$$Pv = RT$$

*Ecuación 11 Ecuación del gas ideal*

P: presión del aire [Kpa/psi]

v: Volumen específico [m<sup>3</sup>/Kg, ft<sup>3</sup>/lbm]

R: constante del gas, para este caso

R=53.3

T: temperatura absoluta de la mezcla.

Tanto el aire como el vapor de agua en la atmosfera se comportan como gases ideales. Por lo tanto, para el aire y el agua la ecuación de los gases ideales queda de la siguiente manera

$$p_a V = m_a R_a T = 53.3 m_a T$$

*Ecuación 12 Ecuación del gas ideal para el aire.*

$$p_a V = m_w R_w T = 85.7 m_w T$$

*Ecuación 13 Ecuación del gas ideal para el agua*

Considerando la ley de Dalton que dice que la presión total es igual a la suma de las presiones parciales se tiene lo siguiente:

$$P = P_a + P_w$$

*Ecuación 14 Presión total*

P: presión total

Pa: presión ejercida por el aire

Pw: presión ejercida por el agua

De acuerdo a lo anterior se pueden escribir las siguientes ecuaciones muy útiles en análisis psicométrico:

Relación de humedad:

$$W = \frac{m_w}{m_a}$$

*Ecuación 15*

$$W = \frac{p_w * V}{85.7 T}$$

*Ecuación 16*

$$W = \frac{p_a * V}{53.3 T}$$

*Ecuación 17*

Y sustituyendo en Ecuación 15, se obtiene

$$W = \frac{m_w}{m_a} = 0.622 \frac{P_w}{P_a}$$

*Ecuación 18*

Y la humedad relativa se obtiene como

$$HR = \frac{P_v}{P_{ws}} * 100$$

*Ecuación 19*

Donde

Pw: presión parcial del agua a la TBS (temperatura de bulbo seco)

Pws: presión de saturación del vapor de agua a la TBS (temperatura de bulbo seco)

Por otro lado, la Entalpia del aire atmosférico es igual a la suma de las Entalpias del aire seco y del vapor de agua. Este valor comprende el calor sensible y latente del vapor de agua.

Para el aire seco y el vapor de agua se usan los valores de 0.24 y 0.45 Btu/h °F y para el calor latente 1061 Btu/ h. con calor específicos.

Por lo tanto, la Entalpia específica de la mezcla por libra de aire seco es

$$h = 0.24T + w(1061) + 0.45T$$

*Ecuación 20*

T: TBS del aire °F

W: relación de humedad Lb H<sub>2</sub>O/ Lb a. s.

### 5.3 La carta psicrométrica

Las propiedades del aire atmosférico se pueden representar en tablas o gráficas. A la forma gráfica se le llama CARTA PSICROMETRICA. Su empleo es universal porque presenta todas sus propiedades en forma muy sencilla porque ayuda a estudiar los procesos.

En la Figura 16 se muestra la carta psicrométrica donde se representa las 7 propiedades psicrométricas.

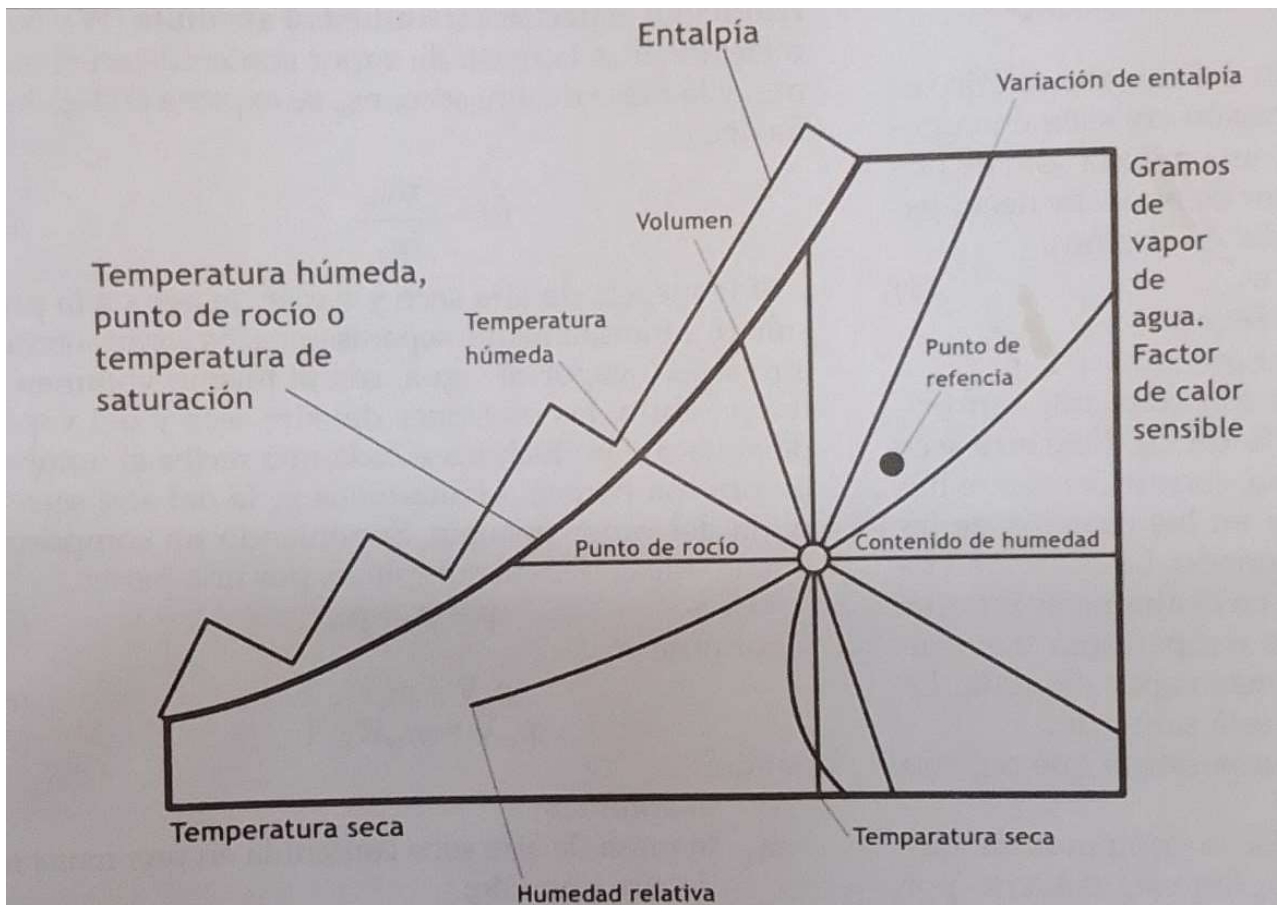


Figura 16 Lecturas de las propiedades en la carta psicrométrica. (Carrier Air Conditioning Co., 2012)

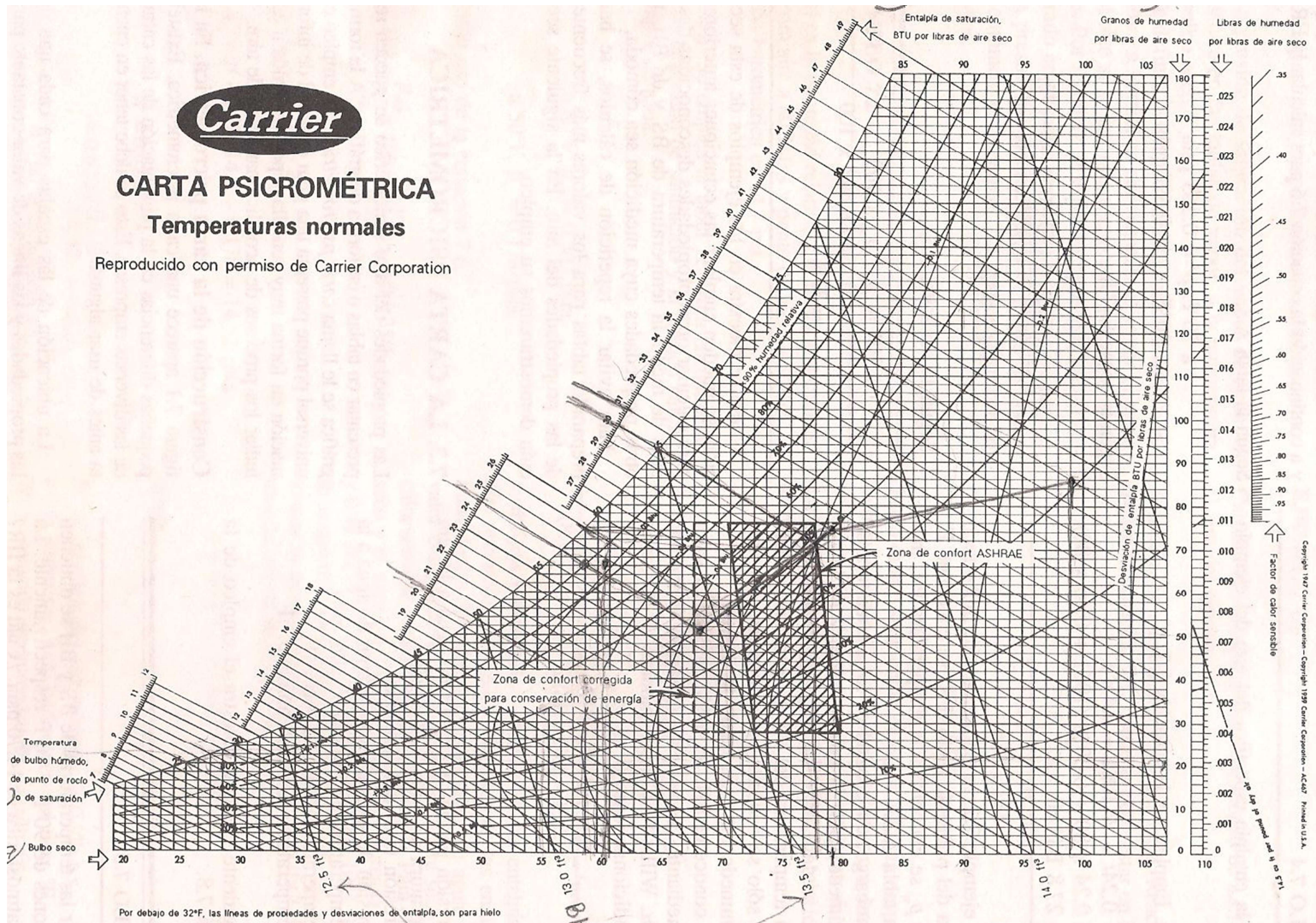


Figura 17 Carta Psicrométrica. (Pita, 1994)

La lectura de estas propiedades se puede apreciar en la Figura 17.



Para entender mejor el uso de la carta psicrométrica considere Ejemplo 3:

El aire de un recinto climatizado se encuentra a 75°F TBS y 60% HR. Ubique el estado en la carta psicrométrica y determine el resto de propiedades

La temperatura de bulbo seco y humedad relativa se ubican en la carta psicrométrica (color azul) y partiendo de ese punto se obtienen el resto de propiedades psicrométricas (color rojo).

De la Figura 18 se han obtenido todos los valores

$h=33$  Btu/lb.

TBH= 68 °F

TPR= 62.5 °F

$W=0.012$  lb agua/lb aire seco

$V= 13.58$  ft<sup>3</sup>/lbm

En la Figura 18 se muestran los valores de las propiedades psicrométricas del Ejemplo 3

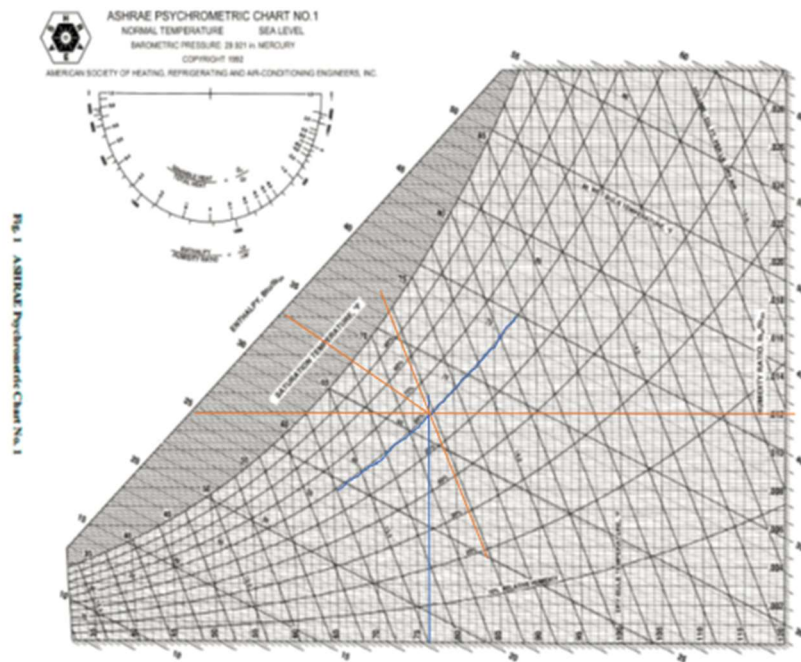


Figura 18 Valores de las propiedades psicrométricas del Ejemplo 3. (ASHRAE, 2019)

## 5.4 Procesos de acondicionamiento de aire

El objetivo de un equipo de acondicionamiento de aire es cambiar el estado del aire que entra y llevarlo a otra condición a este cambio se le llama proceso

Los procesos psicrométricos en el acondicionamiento de aire para confort son los siguientes

- 1) Calentamiento sensible
- 2) Enfriamiento sensible
- 3) Humidificación
- 4) Deshumidificación

En la Figura 19 se muestran los 4 procesos, estos procesos se pueden producir de forma simultánea como:

- Enfriamiento y deshumidificación
- Enfriamiento y humidificación
- Calentamiento y deshumidificación
- Calentamiento y humidificación

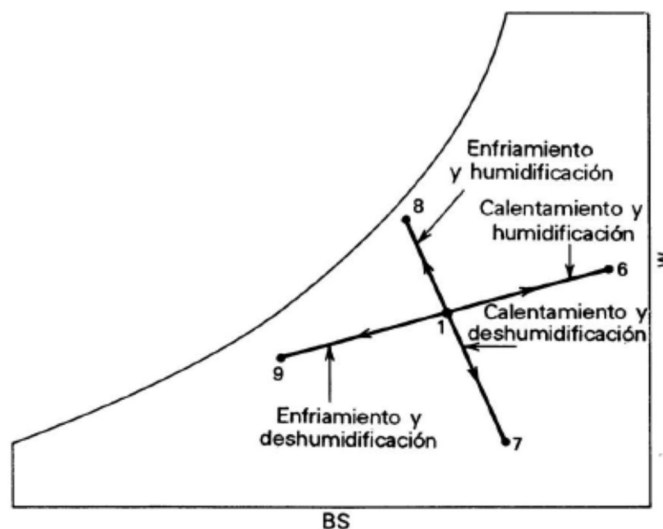


Figura 19 Procesos psicrométricos. (ASHRAE, 2019)

Para determinar el calor sensible aplicado al aire húmedo se tiene

$$Q_s = 0.24m_a(DT) + 0.48m_w(DT)$$

*Ecuación 21 Calor sensible al aire húmedo*

Qs = Calor sensible

DT = Diferencial de temperatura

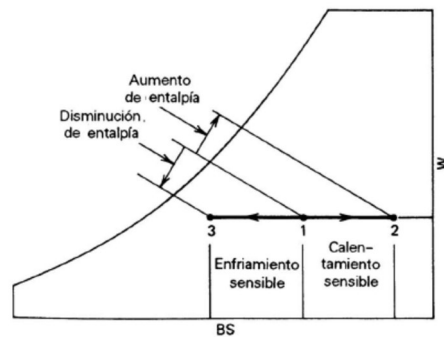
M<sub>w</sub> = masa del agua

En la práctica el siguiente término correspondiente al agua es muy pequeño y se puede despreciar, por lo que la ecuación queda de la siguiente forma:

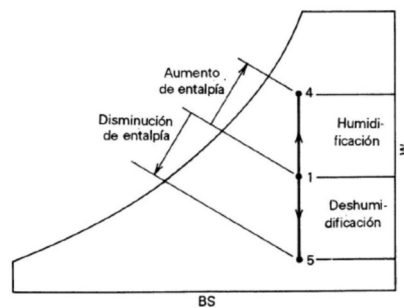
$$Q_s = 0.24m_a(DT)$$

*Ecuación 22 Calor sensible*

M<sub>a</sub> = Masa del aire húmedo



*Figura 20 Calentamientos y enfriamientos sensibles. (ASHRAE, 2019)*



*Figura 21 Humidificación y deshumidificación. (ASHRAE, 2019)*

El calor sensible también se puede calcular con la carta psicrométrica utilizando la ecuación.

$$Q_s = m\Delta h = m(h_2 - h_1)$$

*Ecuación 23 Calor sensible*

Sin embargo, el flujo de aire se expresa en  $f_t^3/\text{min}(\text{CFM})$  y no en  $\text{lb/hr}$  por lo que la ecuación de  $Q_s$  se puede escribir así.

$$Q_s = 1.08(\text{CFM})(T_2 - T_1)$$

*Ecuación 24 Calor sensible para la carta psicrométrica*

De forma similar el calor latente se determina considerando las siguientes ecuaciones

$$m_w = m_a(W_2 - W_1)$$

*Ecuación 25*

Por lo que la ecuación final para el calor latente es:

$$Q_l = 4840 * (\text{CFM})(W_2 - W_1)$$

*Ecuación 26 Calor latente*

Para entender mejor la aplicación de estas ecuaciones se presenta el Ejemplo 4:

Una unidad de acondicionamiento de aire tiene un serpentín de enfriamiento que enfría y deshumidifica 20,000 CFM de aire desde 82°F BS y 50% HR hasta 64°F BS y 61% HR. Calcular la capacidad de calor sensible, latente y total del serpentín de enfriamiento, y la cantidad de humedad condensada.

En la Figura 22 se muestra el diagrama de flujo. Se usarán las ecuaciones desarrolladas con anterioridad.

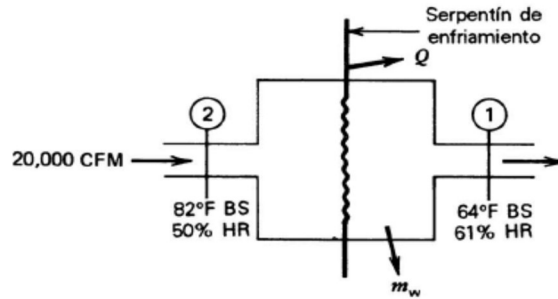


Figura 22 Esquema Ejemplo 4. (ASHRAE, 2019)

$$Q_1 = 1.08(CFM)(T_2 - T_1)$$

$$Q_1 = 1.08(20,000)(18)$$

$$Q_1 = 388,800 \text{ BTU/h}$$

de la carta psicrometrica (Figura 17) se obtiene  $W_2$

$$Q_L = 4840(CFM)(W_2 - W_1)$$

$$Q_L = 4840(20,000)(0.012 - 0.011)$$

$$Q_L = 96,800 \text{ BTU/h}$$

O sea

$$483,760 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \left( \frac{1 \text{ ton}}{12\,000 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}} \right) = 40.31 \text{ ton}$$

La capacidad total de enfriamiento del serpentín que se necesita para este trabajo es 483,760 BTU/h (40.31 toneladas) en las condiciones especificadas la cantidad de humedad que se condensa durante el proceso es

$$m_w = CFM(W_2 - W_1)$$

$$m_w = 20,000(0.012 - 0.011)$$

$$m_w = 20 \text{ lb /h}$$

### 5.4.1 Proceso de mezclado.

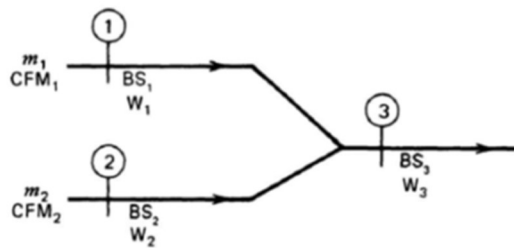
El proceso de mezclado es aquel en el cual 2 corrientes de aire se mezclan para formar una tercera corriente.

Haciendo un balance de energía en la union de los flujos se tiene la siguiente ecuacion

$$m_3 \times BS_3 = (m_1 \times BS_1) + (m_2 \times BS_2)$$

*Ecuación 27 Balance de energía para un mezclado*

En la Figura 23 se representa esta situación:



*Figura 23 Mezclado de dos flujos. (ASHRAE, 2019)*

De la ecuacion anterior se obtiene la temperatura de Bulbo Seco (BS) que representa la temperatura de entrada al serpentín de enfriamiento.

$$BS_3 = \frac{(m_1 \times BS_1) + (m_2 \times BS_2)}{m_3}$$

*Ecuación 28 Temperatura de bulbo seco para la entrada al serpentín.*

Para flujo de aire a través de ductos la ecuacion anterior se puede aproximar de la siguiente forma.

$$BS_3 = \frac{(CFM_1 \times BS_1) + (CFM_2 \times BS_2)}{CFM_3}$$

*Ecuación 29 Temperatura de bulbo seco para flujo de aire*

## 5.4.2 Análisis psicrométrico del sistema de acondicionamiento de aire

Una vez conocidas las propiedades y procesos psicrometricos se analizara un sistema de acondicionamiento de aire completo. Aquí se requieren algunos conceptos psicrometricos adicionales.

## 5.4.3 Condiciones del aire de suministro

Los recintos de una construccion ganan tanto calor sensible como latente que se resumen en el calculo de la carga de enfriamiento, tema que no se considera en este documento.

En ese sentido se asume como dato conocido la carga de enfriamiento dividida en calor sensible y calor latente

Evidentemente para mantener los valores de temperaturas y humedad a niveles confortables se debe eliminar calor sensible y calor latente del recinto.

Cuando se acondiciona un recinto mediante aire, se logra la eliminacion de calor suministrando aire a una temperatura y humedad, menores a los del aire del recinto.

Este aire de suministro debe tener un contenido menor en calor sensible y latente que el aire del recinto en una cantidad igual a las ganancias netas de calor sensible y latente del recinto de acuerdo a la primera ley de la temodinámica (Principio de conservacion de la energia )

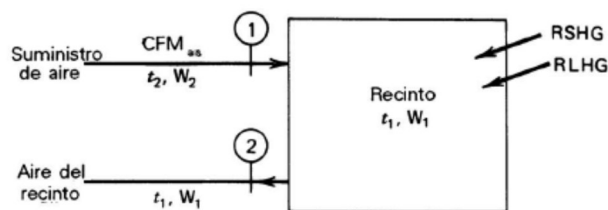


Figura 24 Flujos de calor de entrada y de salida. (ASHRAE, 2019)

En la figura anterior se puede apreciar la entrada y salida de calor.

$$\text{entrada de energía} - \text{salida de energía} = \text{cambio de energía}$$

Si se fijan las temperaturas y humedad del recinto, significa que no debe haber cambio de energía en el.

$$\text{Energía de entrada} = \text{Energía de salida}$$

El flujo de energía hacia el recinto esta constituido por ganancias de calor sensible y calor latente del recinto. En adelante se sustituirá el calor sensible como RSHG(ganancia de calor sensible del recinto ) y calor latente como RLHG( ganancia de calor latente del recinto ).

Para realiza el análisis psicrométrico se introducirá el factor de calor sensible que se define como

$$SHF = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l} = \frac{RSHG}{RTHG}$$

*Ecuación 30 Factor de calor sensible*

La suma del calor sensible y latente se llaman RTHG(razon de ganancia de calor total)

Para lograr las condiciones de confort se deben suministrar aire a una temperatura y humedad lo suficientemente bajas para que pueda absorber la ganancia de calor. El aire de suministro se encarga de eliminar calor sensible y calor latente.

La variacion del contenido de energía del aire de suministro se expresa por las ecuaciones

$$RSHG = 1.08(CFM)(CT)$$

*Ecuación 31*

$$RLHF = 4840(CFM)(W_2 - W_1)$$

*Ecuación 32*



A continuación, se presenta un ejemplo utilizando la carta psicrométrica del ASRHAE, donde se hace un análisis psicrométrico detallado:

### Ejemplo 5:

Se han establecido los siguientes datos de diseño para el edificio de una compañía de seguros.

Ganancia de calor sensible del recinto (RSHG)=740 000 BTU/h
Ganancia de calor latente del recinto (RLHG)=150 000 BTU/h
Condiciones de diseño exterior: 94°F BS y 75°F BH
Condiciones de diseño interior: 78°F BS y 50% HR
Aire necesario del exterior: 6,730 CFM
Diferencia de temperatura del aire de suministro: 16°F

*Tabla 6 Datos Ejemplo 5. Fuente: propia.*

Calcular

- CFM del aire de suministro
- Condiciones del aire de suministro
- condiciones a la entrada del serpentín de enfriamiento
- carga de calor sensible, latente y total, del serpentín de enfriamiento

a) se determina los CFM necesario empleando la ecuación

$$CFM = \frac{Q_s}{1.08(t_4 - t_3)} = \frac{740,000}{1.08(20)}$$

$$CFM = 34,259.26 \text{ CFM}$$

Considerando que la temperatura de salida del serpentín de enfriamiento es 20 °F menos del espacio acondicionado se tiene la temperatura del estado 3.

$$BS_3 = BS_2 - (t_4 - t_3)$$

$$BS_3 = 78 - 20 = 58 \text{ } ^\circ F$$

b) para calcular las demás condiciones del aire de suministro, se utiliza el factor de calor sensible (SHF) en la carta psicrométrica específicamente en el transportador que se muestra en la parte superior izquierda de la carta. El factor de calor sensible será el siguiente

$$SHF = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{RSHG}{RTHG} = \frac{740,000}{890,000} = 0.83$$

Este valor de 0.83 se ubica en el transportador y se une por medio de una recta con su centro. En la Figura se muestra el segmento de recta.

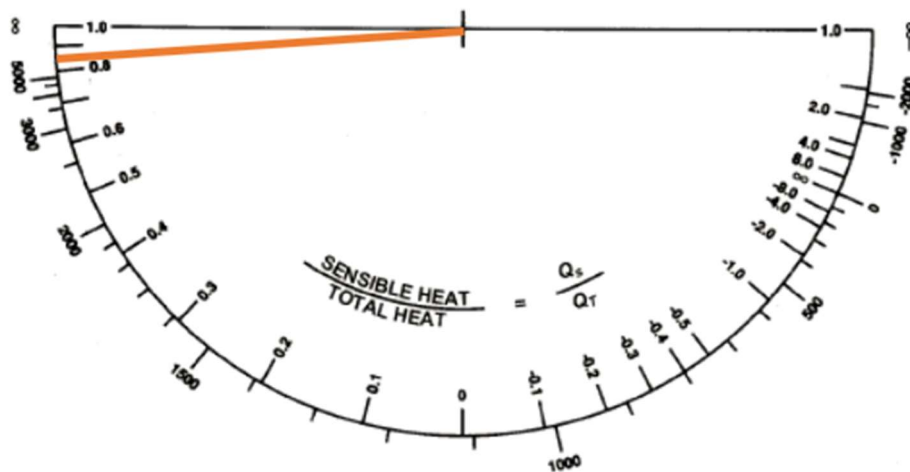


Figura 25 Ubicación del factor de calor sensible en el transportador de la carta psicrométrica. (ASHRAE, 2019)

Las condiciones de diseño interior se ubican en la carta psicrométrica, en este caso  $BS = 78^\circ F$   $HR = 50\%$ , sobre este punto se hace pasar una línea paralela al segmento del transportador que pase por el punto anteriormente descrito. A esta línea se le llama línea de condiciones. Se ubica la temperatura de  $BS_3$  hasta que corte a la recta anteriormente descrita, eso dará las condiciones psicrométricas del aire de suministro al espacio acondicionado.

c) el aire que entra al serpentín de enfriamiento será producto de la mezcla del aire exterior de renovación con el aire de retorno. Empleando la Ecuación 33

$$BS_2 = \frac{(CFM_1)(BS_1) + (CFM_7 + BS_7)}{CFM}$$

*Ecuación 33*

$$BS_2 = \frac{6,730(94) + 27,529.26(78)}{34,259.26} = 81.14 \text{ } ^\circ F$$

d) se traza la línea de proceso del serpentín 2-3, usando la ecuación 24 y 26, la carga del calor sensible del serpentín es:

$$Q_s = 1.08 * CFM_2(BS_2 - BS_3)$$

$$Q_s = 1.08 * 34,259.26(81.14 - 58)$$

$$Q_s = 856,180.02 \text{ BTU/h}$$

$$Q_L = 4840 * CFM_2(W_2 - W_3)$$

$$Q_L = 4840 * 34,259.26(0.011 - 0.009)$$

$$Q_L = 331,629.64 \text{ BTU/h}$$

$$Q_T = Q_s + Q_l$$

$$Q_T = \frac{1,187,809.66 \text{ BTU/h}}{12000}$$

$$Q_T = 98.98 \text{ ton}$$

En este sistema se aplicarán los métodos anteriores, a través de un ejemplo detallado y se describirá un procedimiento de diseño de un sistema de distribución de aire y uno de agua. Los equipos de transporte de flujo tales como Bombas y Ventiladores se explicarán en el Capítulo VI donde se presenta la debida selección para aplicaciones de climatización y ventilación.

A continuación, se presenta un diseño completo de ductos mediante el **Ejemplo 6**:

Un edificio tiene una carga de enfriamiento calculado en 150,000 BTU/hr, la porción latente de la carga es de 125,000 BTU/hr. El espacio va a ser mantenido a 78°F y 50% HR, El aire exterior está a 96°F y 50% HR, el 10% de la masa de aire suministrado al espacio es aire ambiente. El aire que se va a suministrar al espacio acondicionado a una temperatura de 20°F menor que el espacio acondicionado.

- a. Determine los CFM de suministro
- b. Condiciones del aire de suministro
- c. Condiciones de entrada del serpentín
- d.  $Q_s$  y  $Q_L$  del serpentín

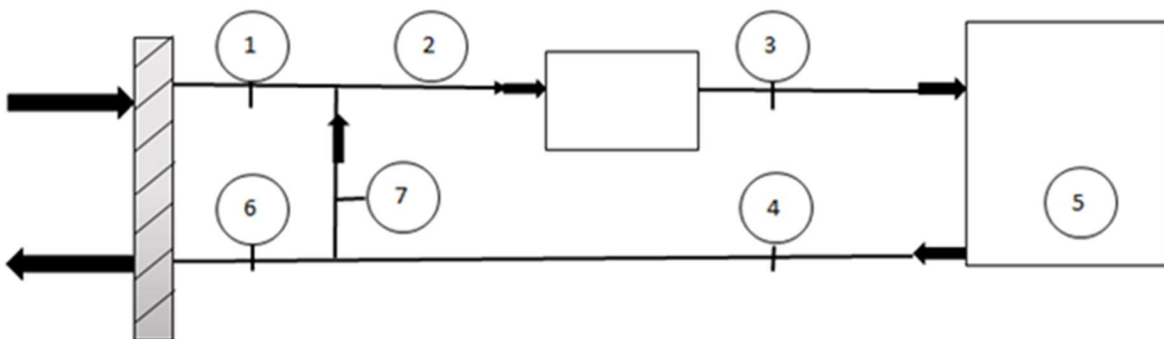


Figura 26 Esquema del Ejemplo 6. (ASHRAE, 2019)

- a. Los CFM se determinan utilizando la ecuación de calor sensible

$$Q_s = 1.08 * CFM * DT$$

De la ecuación anterior se determina los CFM

$$CFM = \frac{Q_s}{1.08 * DT}$$

Obtenemos  $Q_s$  de carta psicrométrica con los valores de BS y HR:

$$CFM = \frac{108,750}{1.08 * 20} = 5,034.7 CFM$$

- b. Condiciones del aire de suministro

Para determinar las condiciones del aire de suministro se determina el factor de calor sensible SHF

$$SHF = \frac{Q_s}{Q} = \frac{108,750}{150,000} = 0.725$$

- c. Con este valor se ubica en el transportador de la carta psicrométrica y se traza una línea paralela a esta que pase el punto con las condiciones interiores TBS=78°F y HR=50% así se traza la línea de TBS del aire de suministro que debe ser menor con respecto a la temperatura del espacio acondicionado.

Se determina la temperatura de la mezcla  $BS_2$  y se obtiene con la ecuación.

$$TBS = \frac{(503 * 96) + (4531 * 78)}{5034} = 80^\circ F$$

Se ubica en la carta psicrométrica las condiciones del aire exterior y se unen por medio de una recta las condiciones del aire exterior y sobre esta línea se traza la temperatura de la mezcla hallada anteriormente de 80°F de Bulbo seco. Estas son las condiciones de entrada del aire al serpentín de enfriamiento. Con las condiciones de entrada y salida del aire a través del serpentín se determina la carga final de enfriamiento necesaria para la selección del equipo.

d. Luego con las propiedades a la entrada y salida del serpentín de enfriamientos se determina los nuevos valores de  $Q_s$  y  $Q_L$

$$Q_s = 1.08 * 5034(80 - 58)$$

$$Q_s = (119,607.84 \frac{Btu}{hr})/12,000 = 9.98 \text{ ton}$$

$$Q_L = 4840 * 5034(0.0118 - 0.0086)$$

$$Q_L = (77,966.59 \frac{Btu}{hr})/12,000 = 6.50 \text{ ton}$$

$$Q_T = 9.98 + 6.50 = 16.48 \text{ ton}$$

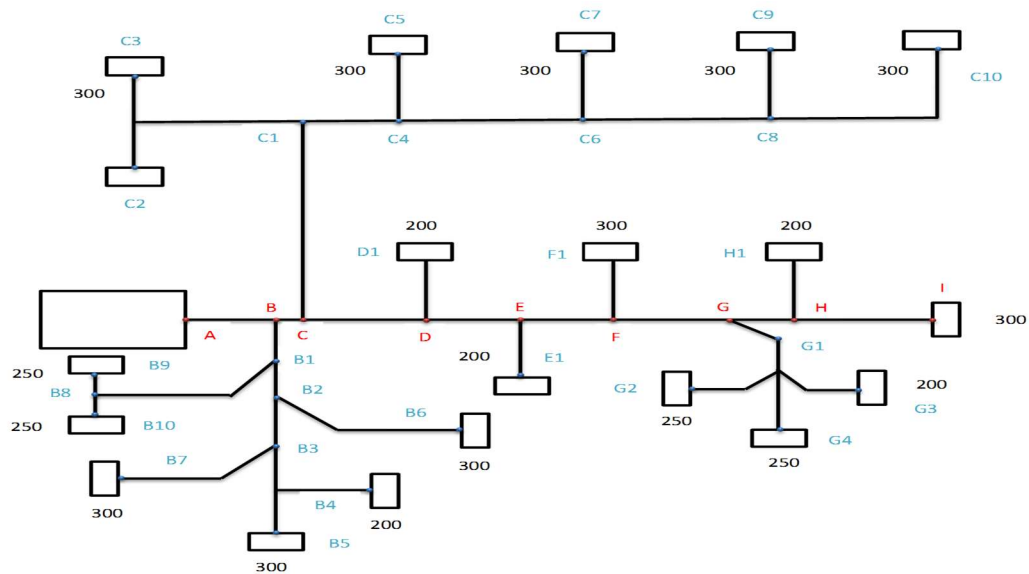


Figura 27 Distribución de aire para el Ejemplo 6. (ASHRAE, 2019)

Ahora con los CFM determinados anteriormente se hará el dimensionado de los ductos para la siguiente distribución de aire.

Para esta parte del Diseño General se utilizará el *Método de igual fricción* considerando una aplicación.

Inicialmente se determina los CFM utilizando la Ecuación 31. Para este caso se sabe:

$$Q_s = 108,750 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_L = 41,250 \text{ BTU/hr}$$

El flujo volumétrico expresado en CFM ( $\text{Ft}^3/\text{min}$ )

$$CFM = \frac{Q_s}{1.08 * DT}$$
$$CFM = \frac{108,750}{1.08 * 20} = 5034 \text{ CFM}$$

Donde

$$DT = T_4 - T_3$$

$$T_4 = T_{DI} = 78^\circ\text{F}$$

$$T_3 = T_4 - 20^\circ\text{F} = 58^\circ\text{F}$$

### **Diseño del sistema de distribución**

Para dimensionar el sistema de ducto por el *Método de igual fricción*, se procede de la siguiente forma:

Se suman los CFM totales de atrás hacia adelante y se obtiene la velocidad del primer tramo de la Tabla 7, para sistemas de baja velocidad y aplicación comercial.

$$V = 1,200 \text{ Ft/min}$$

$$CFM = 5000$$

Con estos datos de la Tabla 5, se obtiene

$$hf = 0.062 \text{ inH}_2\text{O}/100 \text{ Ft}$$

$$\theta = 28 \text{ in}$$

Los resultados se muestran en la tabla N°5 para cada sección de ductos con su equivalente de tamaño rectangular.

SECCION	CFM	V ft/min	PERDIDAS hf	diametro equivalente	tamaño ducto rectangular
A-B	5000	1200	0.062	28 in	27x24
B-C	3400	1130	0.062	24 in	24x20
B-B1	1600	870	0.062	18 in	19x14
B-B2	1100	800	0.062	18 in	19x14
B2-B3	800	770	0.062	14 in	14x12
B3-B4	500	680	0.062	12 in	12x10
B4-B5	300	600	0.062	10 in	10x8
B4-B11	200	540	0.062	8 in	9x6
B3-B7	300	600	0.062	10 in	10x8
B2-B6	300	600	0.062	10 in	10x8
B1-B8	500	680	0.062	12 in	12x10
B8-B9	250	580	0.062	9 in	10x7
B8-B10	250	580	0.062	9 in	10x7
C-C1	1500	880	0.062	17 in	17x14
C1-C2	300	600	0.062	10 in	10x8
C2-C3	150	480	0.062	7 in	8x5
C2-C4	150	480	0.062	7 in	18x12
C1-C5	1200	800	0.062	16 in	14x12
C5-C6	900	780	0.062	14 in	14x10
C6-C7	600	700	0.062	13 in	10x8
C7-C11	300	600	0.062	10 in	10x8
C5-C8	300	600	0.062	11 in	10x9
C6-C9	300	600	0.062	12 in	10x10
C7-C10	300	600	0.062	13 in	10x11
C-D	1900	930	0.062	20 in	21x16
D-E	1700	900	0.062	18 in	19x14
D-D1	200	540	0.062	8 in	9x6
E-E1	200	540	0.062	8 in	9x6
E-F	1500	880	0.062	17 in	11x14
F-F1	300	600	0.062	10 in	10x8
F-G	1200	800	0.062	16 in	18x12
G-H	500	680	0.062	12 in	12x10
H-H1	200	540	0.062	8 in	9x6
H-H2	300	600	0.062	10 in	10x8
G-G1	700	730	0.062	13 in	16x9
G1-G2	250	580	0.062	9 in	10x7
G1-G3	200	540	0.062	8 in	9x6
G1-G4	250	580	0.062	8 in	9x6

Tabla 7 Ejemplo 6. (ASHRAE, 2019)



De acuerdo a la teoría de diseño tratada en el Capítulo I y tomando como referencia el ejemplo antes descrito, se puede escribir un procedimiento general de diseño de sistema de distribución de aire, con el dato de la carga de enfriamiento, el cual se requiere para dividirlo en calor sensible y calor latente del espacio a acondicionar. La carga final, se determina haciendo el análisis psicrométrico completo, tal como fue descrito en el ejemplo mostrado en este capítulo.

Cabe mencionar que en el diseño de sistemas de climatización existen numerosos softwares para los cálculos. Todos ellos toman como referencia la equivalencia siguiente:

$$1 \text{ ton de refrigeracion} = 400 \text{ CFM}$$

Valor que concuerda correctamente con el análisis psicrométrico que se describe en este tema monográfico.

La propuesta de procedimiento general de diseño y que es el tema fundamental de esta monografía se describe a continuación:

1. Establecer claramente las condiciones de diseño interior y exterior del aire. Estos valores se toman de la primera parte de un proyecto de acondicionamiento, como es el cálculo de la carga de enfriamiento, tema que no es abordado en el presente tema monográfico
2. Se realizan un análisis psicrométrico completo de donde se obtienen las condiciones psicrométricas del aire mezclado para eso se determinan los CFM requeridos con la ecuación

$$CFM = \frac{Q_s}{1.08 \times DT}$$

En este punto se asume una renovación del 10% de los CFM calculados. Este valor del 10% es el valor normalmente utilizado por los diseñadores para aplicaciones comerciales e industriales.

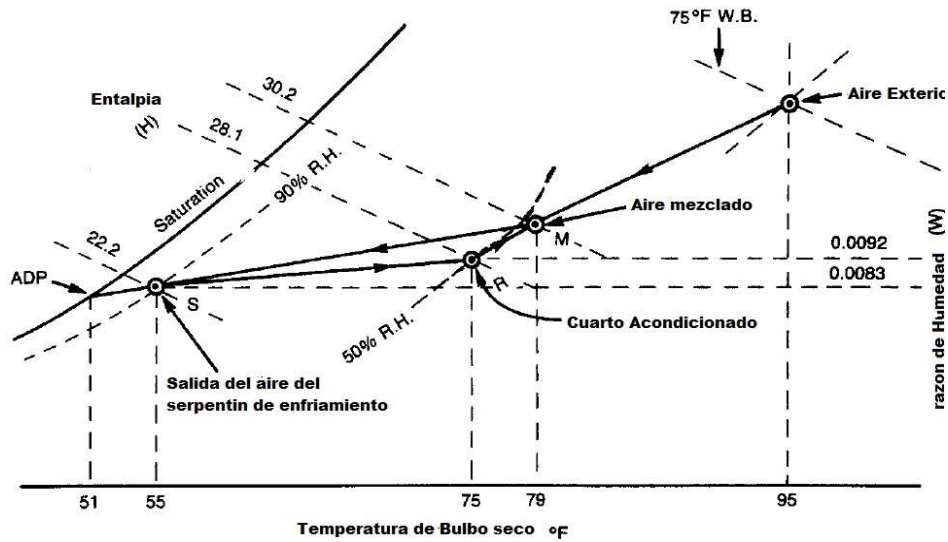


Figura 28 Análisis psicrométrico. (ASHRAE, 2019)

Asimismo, se calcula la temperatura de mezclado con la ecuación.

$$BS_2 = \frac{(BS_3)(CFM_3) + (BS_4)(CFM_4)}{CFM_2} \text{ [}^\circ\text{F]}$$

Ecuación 34 Temperatura de BS2. Temperatura de mezclado

3. Conociendo las condiciones del aire a la entrada y salida del serpentín de enfriamiento se recalcula la carga de enfriamiento final con las ecuaciones:

$$Q_s = 1.08 \times CFM \times DT$$

$$Q_L = 4840 \times CFM \times (W_2 - W_1)$$

Este nuevo valor de Q será el valor a utilizar para la selección del equipo de acondicionamiento de aire. Esta parte del Diseño General da los CFM totales para lograr las condiciones de confort en el espacio acondicionado.

4. Conocidos los CFM del espacio acondicionado se distribuyen de acuerdo a la cantidad y aplicaciones de los ambientes del recinto. Realizada la distribución se utiliza uno de los métodos descritos anteriormente.

Se hace uso de la Tabla 1 donde se seleccionará una *velocidad para sistemas de baja velocidad* y el **Método de igual fricción**. Aplicando el método se obtienen las pérdidas por fricción, el diámetro de ducto y su equivalente rectangular haciendo uso de la Tabla 7. Los resultados se pueden expresar en una tabla resumen a modo de ejemplo:

SECCION	CFM	V ft/min	PERDIDAS hf	diametro equivalente	tamaño ducto rectangular

Tabla 8 Ejemplo de tabla de resultados. Fuente: propia.

5. Cuando se trata de sistemas de agua helada, igualmente al caso anterior se requiere conocer la carga de enfriamiento total y se hace uso de la siguiente equivalencia:

$$1 \text{ ton de refrigeracion} = 2,4 \text{ GPM}$$

6. Determinados los GPM del sistema de agua helada se calcula la bomba necesaria para dicho sistema.

El cálculo de la bomba y del ventilador se explicará con detalles en el **Capítulo VI** a través de ejemplos numéricos.

## VI. SELECCIÓN DE BOMBAS Y VENTILADORES

### 6.1 BOMBAS

En climatización existen algunos equipos que requieren bombas para el traslado de líquido tales como los Chillers o sistema de agua helada. Estos equipos enfrían el agua a una temperatura baja la cual es movida por bombas hasta los diferentes equipos de transferencia de calor tales como fan&coil, casete, etc. para enfriar el aire y que este logre las condiciones de confort en los locales.

Para la selección de una bomba se requiere conocer algunos datos como caudal necesario, longitudes de tuberías y accesorios, así como altura neta entre los puntos de succión y descarga.

Así mismo, en los sistemas de **Acondicionamiento de Aire** se necesita seleccionar ventiladores para el movimiento de aire a través de los ductos, así como la ventilación de locales para lograr condiciones aceptables de confort cuando no se requiere el acondicionamiento de aire.

Tanto las Bombas como los Ventiladores juegan un papel muy relevante en el funcionamiento de los sistemas de Acondicionamiento de Aire y ventilación de locales.

Aquí se darán los principales elementos de selección de ambos y su aplicación en dichos sistemas.

#### 6.1.1 Selección de bomba

Tal como se definió en la sección 6.1 del presente documento, una bomba es un dispositivo que hace circular líquidos a través de sistemas de tuberías. La bomba centrífuga es el tipo de bomba que más se utiliza para hacer circular agua a través de los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire. En este capítulo se describirá los principios de selección y operación de las bombas centrífugas. Aplicado a sistemas de agua helada.

Para saber cómo seleccionar la bomba adecuada es importante conocer la siguiente información clave:

- 1.- Tipo de fluido a suministrar
- 2.- Densidad y viscosidad del fluido
- 3.- Caudal de suministro
- 4.- Distancia entre bomba y usuario final

La selección de la bomba implica conocer la potencia de accionamiento de dicha bomba a través de la siguiente ecuación.

$$p = \frac{\gamma h_b Q}{\eta}$$

*Ecuación 35 Potencia de la bomba*

### 6.1.2 Procedimiento de Selección:

1. Inicialmente, se debe calcular la carga total requerida por el sistema en función del caudal, es decir la carga estática y dinámica que considera la diferencia de nivel y las pérdidas por fricción y accesorio. La energía necesaria se determina por la ecuación de Bernoulli que no es más que la ecuación de conservación de la energía aplicada a la mecánica de fluidos.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + h_b = \left( \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) + h_f + h_m$$

*Ecuación 36 Ecuación de Bernoulli*

Partiendo de la ecuación anterior se tiene:

$$h_b = (Z_2 - Z_1) + h_f + h_m$$

*Ecuación 37. Despejando  $h_b$*

2. Para conocer la potencia de la bomba es necesario conocer las pérdidas con los procedimientos descritos en el Capítulo I a través de las ecuaciones de  $h_f$  y  $h_m$ . La cuales se presentan a continuación.

$$h_f = f \frac{L}{D} \left( \frac{v^2}{2g} \right) [\mathbf{m}]$$

*Ecuación 38 Pérdidas en tuberías por fricción*

$$h_m = \sum K \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

*Ecuación 39 Pérdidas en tubería por accesorios*

3. En general, en sistema de bombeo el caudal está determinado por la aplicación del sistema y las necesidades del proceso. En sistemas de agua helada dependerá de la capacidad de enfriamiento del Chillers que en general se expresa en toneladas de refrigeración. Eventualmente se necesita conocer la **Carga de Enfriamiento** que depende de la aplicación. Para estos sistemas se utilizan la siguiente equivalencia:

$$\mathbf{2.4GPM = 1 ton}$$

Este valor es válido para diferencias de temperatura de 10°F cuando se tienen sistemas relativamente pequeños y con recorridos de tubería cortos. Sin embargo, para sistemas de agua helada de mayores longitudes de tubería y diferencias de temperatura mayores se pueden tomar los valores de la Tabla 9:

DT °F	GPM/ton de refrigeración
10	2.4
12	2.0
14	1.7
16	1.5

*Tabla 9 Valores de GPM/ton para DT mayor a 10°F. (ASHRAE, 2019)*

El valor de 2.4 GPM es el valor más usual utilizado por los diseñadores en Nicaragua principalmente por el tamaño de los Chillers utilizados que son relativamente pequeños.

Para entender mejor esta tabla se tiene el siguiente ejemplo:

Un Chillers de 10 ton de refrigeración requiere:

$$\begin{aligned} 10 \text{ tons de Refrigeracion} &\equiv \frac{2.4 \text{ GPM}}{1 \text{ ton Refrigeracion}} \times 10 \text{ton} \\ &= 24 \text{ GPM de Flujo de Agua} \end{aligned}$$

$$\mathbf{1 \text{ ton de refrigeracion} = 2.4 \text{ GPM de agua}}$$

4. Haciendo uso de un catálogo de un proveedor de bombas, se obtiene las curvas características de la bomba la cual se muestra a diferentes diámetros de rodete.

En la Figura 29, se observan las curvas características de una bomba provista por un fabricante donde se observa la curva carga descarga conocida como HQ a diferentes diámetros así mismo se observa la curva de eficiencia y las curvas de NPSH.

El NPSH es la altura neta de succión positiva que, para las bombas, bajo determinadas condiciones en los sistemas de circulación de agua, se puede presentar un fenómeno llamado cavitación en la succión de la bomba que origina problemas de operación y daños posibles a la bomba. Para evitar esta condición de operación incorrecta se calcula el NPSH a través de ecuación

$$NPSH = H_a \pm H_s - H_v - H_f$$

*Ecuación 40 Altura neta de succión positiva*

Donde

$H_a$ : presión atmosférica

$H_s$ : altura de succión

$H_v$ : presión de vapor

$H_f$ : pérdidas por fricción

En un sistema de bombeo existen dos valores de NPSH, uno llamado  $NPSH_r$  y el otro llamado  $NPSH_d$ . El  $NPSH_r$  es la altura neta de succión positiva cuyo valor es establecido por el fabricante, dicho valor se obtiene de los catálogos del fabricante. El  $NPSH_d$  se obtiene de la ecuación anterior y depende del tipo de fluido y de las dimensiones del diseño y de la tubería de succión

Además, en la parte derecha se encuentra también la velocidad de rotación del rodete, las líneas de eficiencia, la potencia del motor y el NPSH dentro de los recuadros triangulares. En la Figura 29 se muestra un modelo de curva características de una bomba centrífuga, como las usadas en los sistemas de agua helada

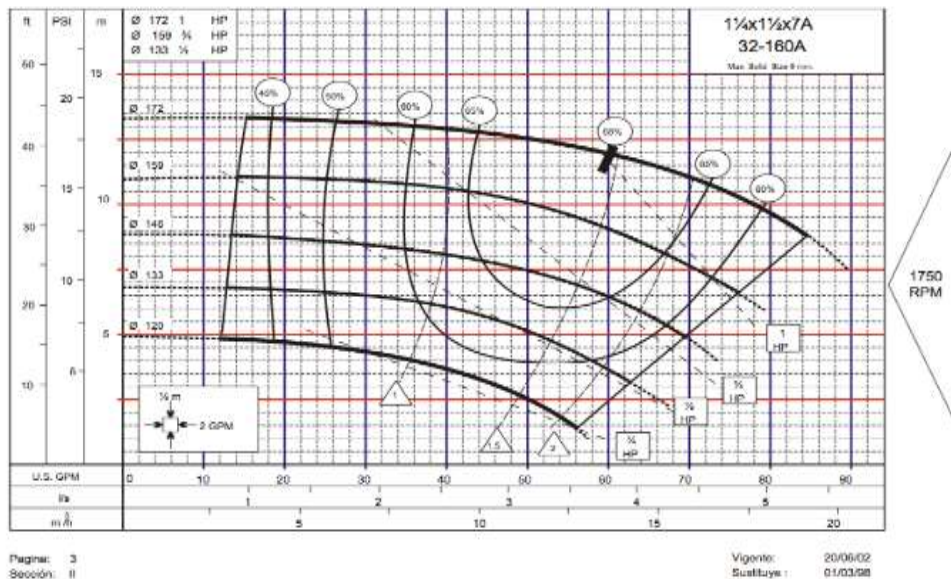


Figura 29 Curva característica de una bomba centrífuga. (ASHRAE, 2019)



5. Se construye la curva del sistema que representa la carga total en función del caudal, es decir,  $H=f(Q)$ . La ecuación de la curva del sistema es la siguiente:

$$h_b = \Delta Z + 8 * \frac{Q^2}{g\pi^2\Phi^4} \left( f x \frac{L}{\Phi} + \sum K \right)$$

*Ecuación 41 Curva del sistema que representa la carga total*

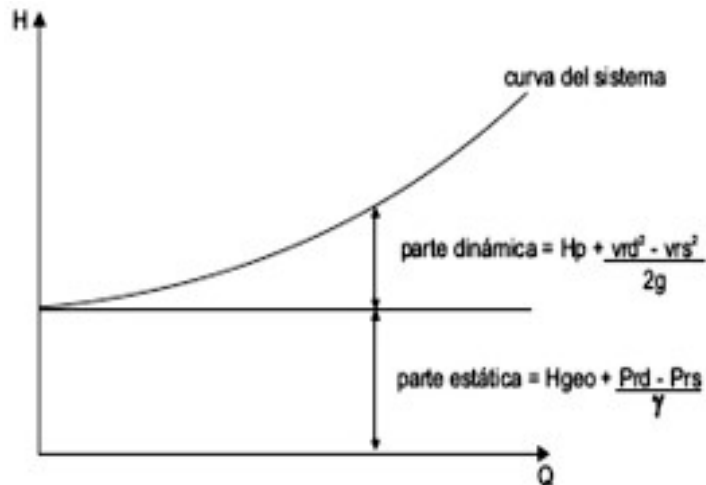
Esta ecuación es de la forma  $Y=f(x)= A+Bx^2$ , es decir una ecuación cuadrática, por lo que al graficarla para diferentes valores de Q se obtiene la siguiente gráfica:

Donde

$H_{est} = \Delta Z$ : Carga estática debido a la diferencia de alturas entre los depósitos de Succión y Descarga

$H_b$ : Carga dinámica que tiene en cuenta las perdidas por fricción y por accesorios del sistema.

En la Figura 30 se muestra la forma de la ecuación de la Curva del sistema para una bomba.



*Figura 30 Curva del sistema para una bomba. (ASHRAE, 2019)*

Para comprender mejor este procedimiento, se explicará a través del **Ejemplo 7**. Para eso se tienen los siguientes datos:

Carga de enfriamiento	12.5 tons
Ambientes	4
Longitud de tubería	55 m
Longitud equivalente de tuberías para los accesorios del sistema	50 m
Viscosidad cinemática	$1.519 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Temperatura	$5^\circ\text{C}$

*Tabla 10 Datos del Ejemplo 7. Fuente: propia.*

Cálculo del Caudal necesario:

Conocida la Carga de enfriamiento se determina los GPM del Chillers:

Un Chillers de 10 ton de refrigeración requiere:

$$\begin{aligned}
 12.5 \text{ tons de Refrigeracion} &\equiv \frac{2.4 \text{ GPM}}{1 \text{ ton Refrigeracion}} \times 12.5 \text{ ton} \\
 &= 30 \text{ GPM de Flujo de Agua}
 \end{aligned}$$

Este es el caudal necesario del chiller para lograr el enfriamiento del aire y lograr las condiciones de confort del local.

A continuación se determina las pérdidas por fricción y accesorios conocidas como la longitud de tubería y longitud equivalente de accesorios del sistema

Cálculo del  $N^\circ$  de Reynolds:

Se utiliza una velocidad de diseño de  $V = 2 \text{ m/s}$

Se tiene lo siguiente

$$\Phi = \sqrt{\frac{4Q}{V}} = \sqrt{\frac{4 \times 30 \times 3.785 / (60 \times 1,000)}{2}} = 61.52 \text{ mm} = 2.42 \text{ in}$$

Estandarizando el resultado anterior se toma un tubo de diámetro 2-1/4 in y se recalcula la velocidad del agua dentro de los tubos,  $V = 2.12 \text{ m/s}$

$$Re = \frac{V \times \Phi}{\nu} = \frac{2.12 \times 0.0061}{1.519 \times 10^{-6}} = 8,513.50$$

Por lo tanto, es flujo turbulento y se utilizara el diagrama de Moody para este ejemplo. Para acero comercial cedula 40 la rugosidad absoluta es de 0,046 mm

$$\text{La rugosidad relativa será de } \frac{\epsilon}{\Phi} = \frac{0.046}{61.5} = 0.00074$$

Con este valor en el diagrama de Moody se obtiene el factor de fricción que da:

$$f = 0.032$$

Por lo tanto, la pérdida total para este sistema será

$$hb = \frac{(0.032)(55 + 50)(2)^2}{(2 \times 9.81)} = 65.93 \text{ m}$$

Con este valor y el caudal se busca en catálogos una bomba que cumpla inicialmente estas condiciones, encontrándose la siguiente información:

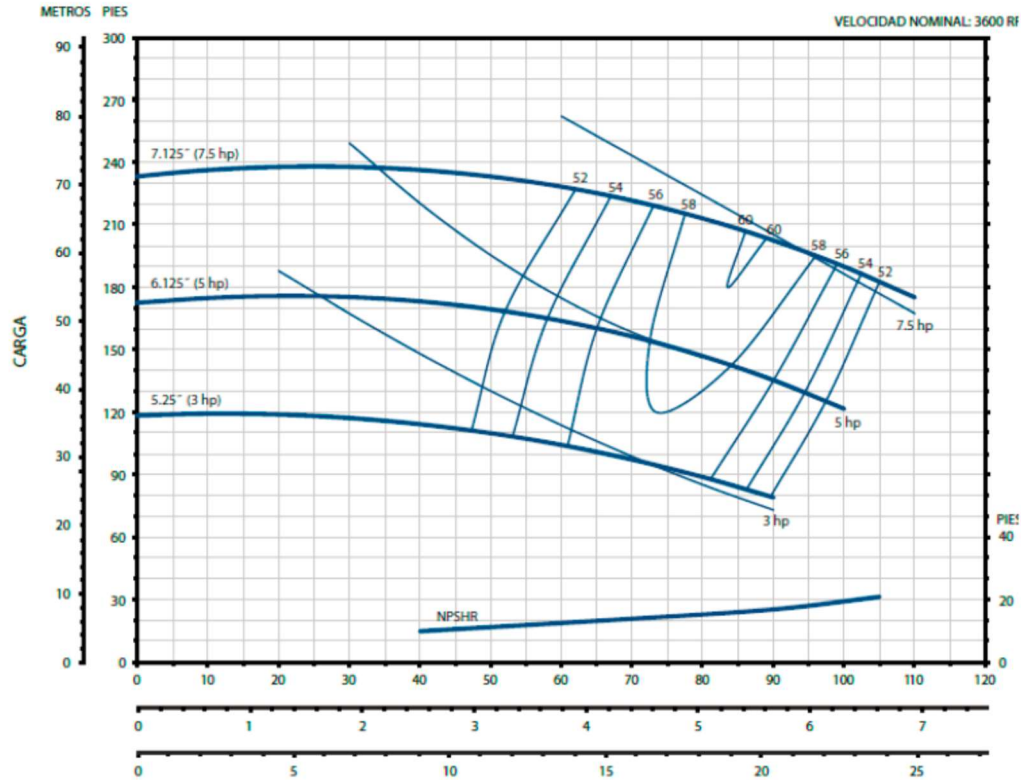


Figura 31 Curva característica para Ejemplo 7. (ASHRAE, 2019)

Así mismo se extrae la curva adecuada para un Caudal de  $Q = 30$  GPM y  $H = 65.93$  m, para este caso se selecciona un rodete de 7-1/8". De la curva característica dada por el fabricante también se toma el dato de  $NPSH_R$ , el cual es el siguiente:

$NPSH_R =$

Luego se grafica la curva del sistema utilizando la Ecuación 41:

$$H = \Delta z + \frac{8Q^2}{g\pi^2\phi^2} \left( f \frac{L}{D} + \sum K \right)$$

$\Delta z = 0$ , para este ejemplo el sistema esta al mismo nivel la succion y descarga.

$$H = \frac{8 \times 1.8925 \times 10^{-3}}{(9.81)(\pi^2)(0.0615)^4} (28.62 + 26)$$

$$H = 0.00333Q^2$$

Con este valor, se grafica la curva del sistema generando la gráfica Carga-Descarga h-Q. Los resultados para varios valores de Q en el rango de 0 a 50 GPM son los siguientes:

GPM	0	10	20	30	40	50
Q m <sup>3</sup> /s						
H [m]						

Tabla 11 Datos para la curva del sistema. Fuente: propia.

Finalmente, con la curva del sistema y la curva característica de la Bomba se grafica en un sistema Carga-Descarga (H-Q) se obtiene el punto de operación de la Bomba con los siguientes datos de Carga y Caudal:

H=

Q=

Q	0	10	15	20	25	35	40	45	55	60	65	70	80
H.Bomba	58	57.5	56.87	56	54.87	51.87	50	47.87	42.87	40	36.87	33.5	26
H.Sistema	22	22.5	23.12	24	25.12	28.12	30	32.12	37.12	40	43.12	46.5	54

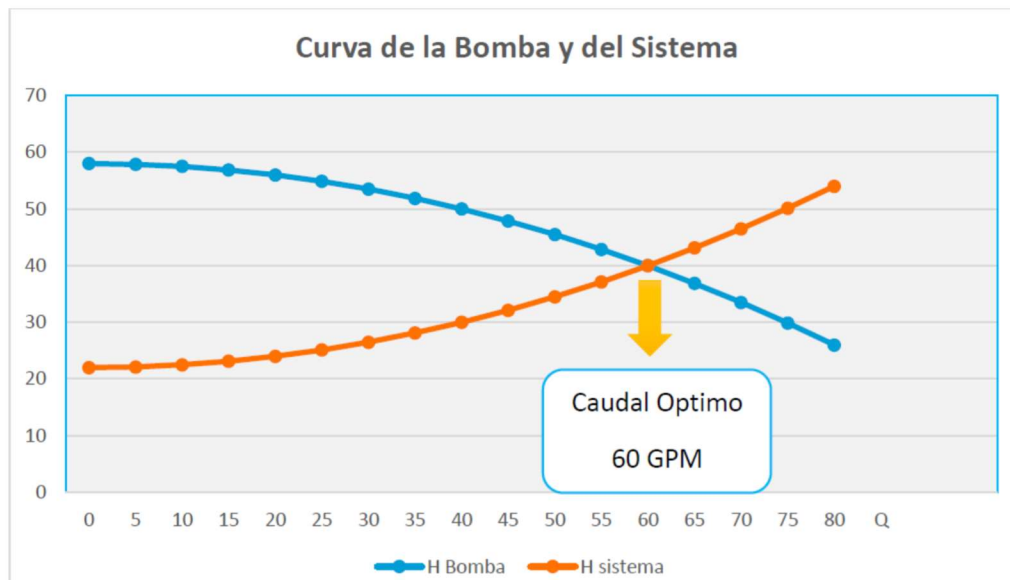


Figura 32 Gráfica para la curva de un sistema. (ASHRAE, 2019)

## 6.2 VENTILADORES

Los ventiladores son equipos que se necesitan para la distribución de aire a través de los ductos hasta los recintos que requieren acondicionamiento de aire. Anteriormente se describió los tipos de ventiladores que existen. En este apartado se describirá un procedimiento de **Selección del Ventilador** de acuerdo a las necesidades del local por medio de un ejemplo. Para ello se necesitan datos tales como las pérdidas por fricción y accesorios dependiendo de las dimensiones de los ductos (tema ya abordado en el apartado 1 de este capítulo) y donde se determina las pérdidas y las necesidades de ventilación.

### 6.2.1 Características de Funcionamiento de los Ventiladores

Tal como se describió anteriormente, en el flujo de fluidos, en este caso del aire a través de los ductos, se sabe que hay una resistencia originada por la fricción del aire al pasar por los ductos en accesorios como codos, dampers, filtros etc. Eventualmente para vencer la resistencia se debe entregar energía al fluido en forma de presión a través del impulsor que acompaña a los ventiladores.

Todos los ventiladores producen un *flujo volumétrico* dado en  $m^3/s$  o  $ft^3/\text{minuto}$  (llamado en esta tesis como CFM). Este flujo volumétrico se le conoce como *Características de Funcionamiento*, siendo algunas otras características de funcionamiento, *la eficiencia y la potencia del ventilador*.

Para comprender el proceso de selección de ventiladores se hará uso de los siguientes términos:

CFM: Flujo volumétricos en  $ft^3/\text{minuto}$

Hs: Presión estática en in de columna de  $H_2O$

Hv: Presión de velocidad en in de columna de  $H_2O$

Ht: Presión total, que es la suma de las dos anteriores en in de columna de  $H_2O$

n: velocidad de rotación en rpm (revoluciones por minuto)

$\eta$ : Eficiencia del ventilador

HP: Potencia del aire que sale

### 6.2.3 Algunas Observaciones previas acerca de los Ventiladores.

Los fabricantes de los ventiladores presentan la información de sus equipos a través de graficas o tablas, siendo las gráficas las preferidas porque se visualiza y analiza mejor su desempeño de acuerdo a la aplicación. En la Figura 33 se muestran las principales características de funcionamiento de los ventiladores, tal como la presentan los fabricantes.

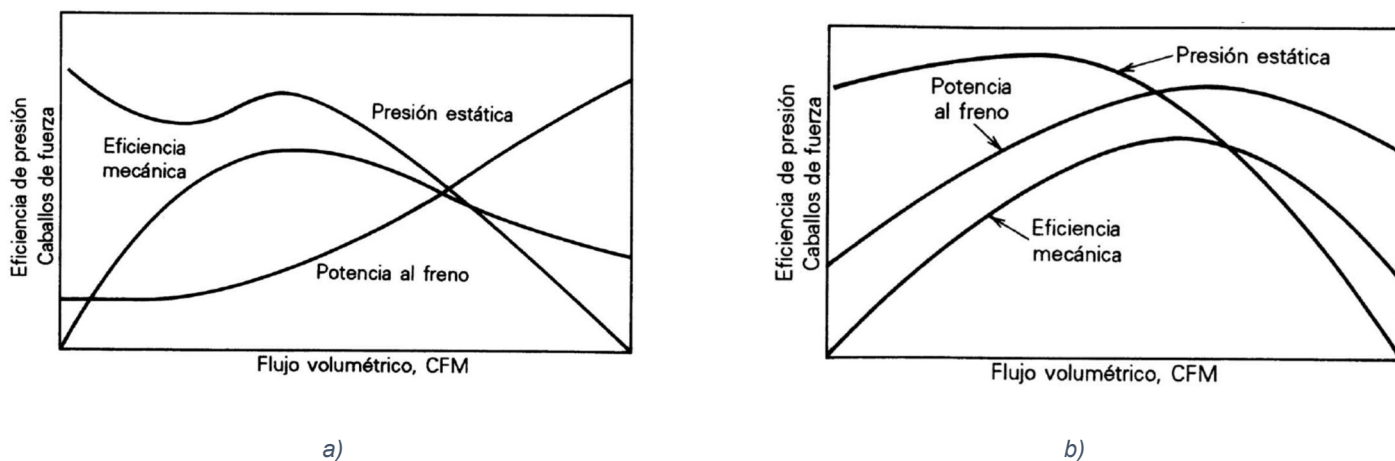


Figura 33 Características de operación de ventiladores con alabes. a) curvados hacia delante. b) curvados hacia atrás.

De la gráfica anterior se pueden hacer algunas generalizaciones sobre los ventiladores, no obstante, se sugiere considerar las particularidades de las características de operación de los nuevos modelos de ventiladores y las sugerencias del fabricante:

1.- La presión desarrollada por los ventiladores tanto de alabes curvados hacia adelante como hacia atrás presenta un pico o valor máximo a la mitad del flujo máximo que da el ventilador.

2.- La potencia necesaria en los ventiladores curvados hacia adelante con el flujo aumenta bruscamente con el aumento de los CFM, en los otros aumenta suavemente, llega a un máximo y luego disminuye.

3.- La eficiencia máxima en ambos se logra aproximadamente a la mitad de los CFM que entrega el ventilador.

4.- Los ventiladores con alabes curvados hacia atrás presentan mayores eficiencias de operación, pero tienen costos iniciales relativamente altos.

#### 6.2.4 Selección de ventiladores

Para seleccionar adecuadamente un ventilador, es necesario conocer las características de funcionamiento y algunas particularidades que se describen a continuación:

Los **Ventiladores de Hélice** como el que se muestra en la Figura 34, no generan altas presiones por lo que se utilizan en lugares donde no hay ductos o hay trayectos muy cortos. Sus aplicaciones típicas son como ventiladores de escape o de pared y son de bajo costo. Los **ventiladores centrífugos** son los que más uso tienen en el acondicionamiento de aire con ductos.



Figura 34 Ventilador de hélice. (FEI FENG CHUAN DONG, s.f.)



De estos los curvados hacia adelante tienen un costo menor que los curvados hacia atrás, para las mismas condiciones de operación. Los ventiladores centrífugos con alabes curvados hacia atrás son por lo general más costosos, pero tienen menores costos de operación debido a su mayor eficiencia.



Figura 35 Ventiladores centrífugos. a) curvados hacia delante b) curvados hacia atrás. (ABC Ingeniería, s.f.)

Una vez seleccionado el tipo de ventilador de acuerdo a la aplicación, se procede a determinar el tamaño adecuado del mismo, es decir, que cumpla los requerimientos de **CFM** y **Presión** para la trayectoria de ductos según los requerimientos de diseño.

Para *Dimensionar el Ventilador* se requiere contar con los datos del fabricante para el tipo de ventilador seleccionado de acuerdo a la aplicación, Tal información suministrada por el fabricante es como se muestra en la Figura 36

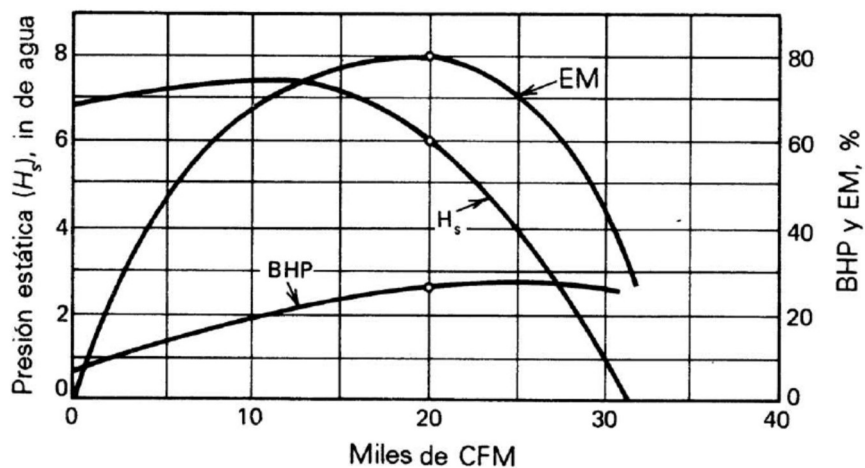


Figura 36 Datos del fabricante del ventilador. (Pita, 1994)

Es importante señalar que las características de operación de los ventiladores generalmente se dan para condiciones normales del aire las cuales son las siguientes:  $\rho = 0.0075 \text{ lbm/ft}^3$  a  $70^\circ\text{F}$  y  $20.92 \text{ in de Hg}$ . Muchas veces el fabricante incluye datos de operación a diferentes alturas y temperatura de operación que como se sabe pueden variar con la altitud del lugar de la instalación. Cuando se selecciona un ventilador, es muy posible que el modelo de dicho ventilador no coincida con los requerimientos específicos del proyecto por lo que se hace necesario aplicar las *Leyes de los Ventiladores*. Dichas relaciones son muy útiles para predecir el funcionamiento, sobre todo cuando las condiciones de operación cambian. Las relaciones aplicadas a los ventiladores son las siguientes:

$$CFM_2 = CFM_1 x \frac{n_2}{n_1}$$

*Ecuación 42*

$$H_{s2} = H_{s1} x \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

*Ecuación 43*

$$BHP_2 = BHP_1 x \left(\frac{n_1}{n_1}\right)^3$$

*Ecuación 44*

$$H_{t2} = H_{t1} x \frac{\phi_1}{\phi_2}$$

*Ecuación 45*

Con estas relaciones pueden determinarse cualquiera de las características de operación conocidas, tres de ellas, para un nuevo régimen de funcionamiento.

Los ventiladores, tienen un comportamiento similar a las **Bombas** utilizadas para el transporte de líquidos. En ese sentido se puede hacer un análisis idéntico a las bombas y determinar el punto de operación óptimo para dicho ventilador, haciendo una gráfica que presente la Curva del ventilador según datos del fabricante y la curva del sistema que tome en cuenta **las pérdidas totales a lo largo del ducto de mayores pérdidas según la distribución de aire que resulte del diseño**.

Dicho esto, se debe determinar la pérdida total de la trayectoria de mayores pérdidas en el plano de distribución de aire del recinto. Cabe mencionar que los fabricantes pueden presentar las características de operación como presión estática o presión total expresados en in de Agua.

A continuación, en el catálogo del fabricante, seleccionando el ventilador que produzca los CFM y la presión necesaria de acuerdo a la resistencia estática  $H_s$  del sistema. Los datos pueden presentarse en forma gráfica o en forma de tabla como se muestra en la Tabla 12

De lo anterior se deduce que el ventilador debe desarrollar los CFM y la presión estática del sistema según el diseño.

MODEL COMPARISON		APD	APM	
Performance	Volume (CFM max ( $m^3/hr$ ))	18,000 (30,600)	41,000 (69,700)	
	Static Pressure (Ps max)	10 in. wg (2,490 Pa)	8 in. wg (1,990 Pa)	
	Sizes	315-630	15-36	
	Class	-	I, II	
Standard Construction	Arrangement, Configuration	4, Horizontal	4, Horizontal 3, Motor on Top 3 Motor on Side 4, Vertical	
	Drive Type	Direct	Belt / Direct	
	Wheel	7 Blades	12 Blades	
	Wheel Type	Backward Curved	Airfoil	
	Wheel Material	Coated Steel	Aluminum	
	Wheel Construction	Welded	Welded	
	Frame Material	Galvanized	Galvanized / Coated Steel	
	Frame Construction	Bolted	Bolted	
	Bearings	-	Set Screw	
	Bearing Life	-	L <sub>10</sub> 40,000 Hours	
	Single Pressure Tap	Included	Included	
	Factory Vibration Test	Yes	Optional	
		BV-4	BV-3	
	AMCA Certification	FEI, Sound and Air	FEI, Sound and Air	
Accessories	Belt Guard	-	Yes	
	Extended Life Bearings	-	L <sub>10</sub> 80,000 Hours	
	Extended Lube Lines Kit	-	Yes	
	Fan Monitoring System	-	Yes	
	Inlet Connection	-	-	
	Inlet Guard	Yes	Yes	
	Isolation Base	-	-	
	Painted Construction	-	Yes	
	Protective Cage	-	Yes	
	Shaft Guard	-	-	
	Inlet Damper	-	-	
	Blank-off Panel	-	-	
	Sure-Aire™ Airflow Measurement	Yes	Yes, with Electronics	
Vibration Isolators	Yes	Yes		
Options	Warranty	1, 2 or 3 years	1, 2 or 3 years	
	Quick Build	5, 10, and 15 Day	5, 10, and 15 Day	

Tabla 12 Tabla del fabricante. (Miller & Miller, 2006)

### 6.2.5 Relación Ventilador Sistema

Tal como se describió anteriormente, los ventiladores se comportan como una bomba, en otras palabras, se necesita encontrar el punto de operación del ventilador según el sistema de distribución de aire. Esta relación se muestra en la Figura 37 donde se presenta el punto de operación en un sistema de ventilación

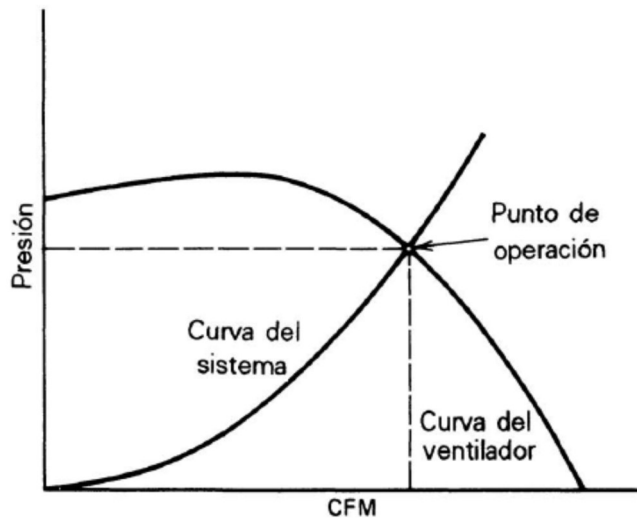


Figura 37 Punto de operación del sistema de distribución de aire. (Pita, 1994)

El ventilador que se escoja debe cumplir con las pruebas descritas en la AMCA que deben realizar los fabricantes. Sin embargo, las pruebas con sus respectivas pruebas de laboratorio no son iguales en el proyecto, específicamente en lo que respecta a la succión y descarga de aire por lo que deberán sumarse dichas pérdidas a las pérdidas totales.

La pérdida exacta en la entrada y salida del ventilador depende de la forma, tamaño y dirección de las conexiones del mismo al ducto. Estas pérdidas se llaman efectos del sistema.

Para entender mejor el proceso de selección de ventiladores se hará uso del Ejemplo 8:

Para el sistema de ductos que aparece en la Figura 38: calcular la pérdida total de presión del sistema y las especificaciones del ventilador. Para este ejemplo considere las pérdidas por efecto del sistema de la siguiente manera, para la entrada 0,20 in de agua y la salida 0,08 in de agua, además la presión total en cada salida de aire es de 0,1 in de agua

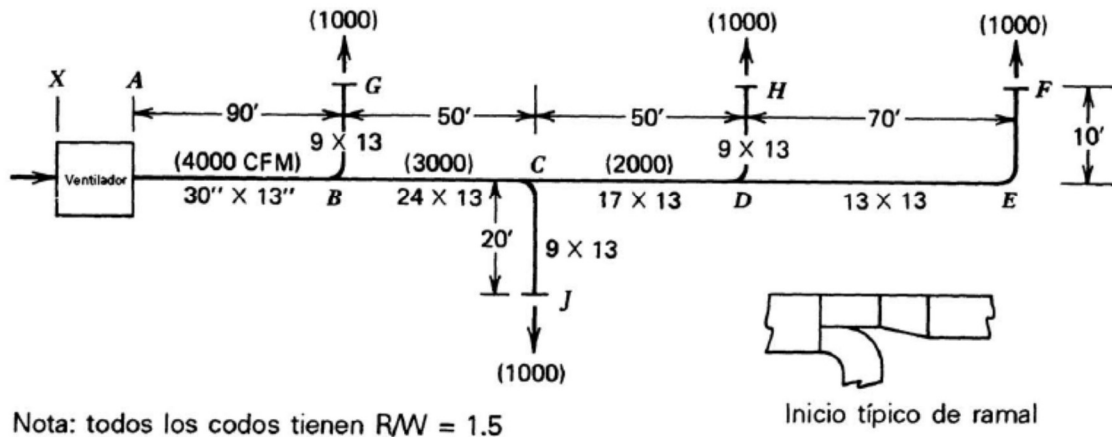


Figura 38 Esquema de Ejemplo 8. (ASHRAE, 2019)

De acuerdo a dicho esquema, la trayectoria más larga esta la dada por XABCDEF siendo la de mayor pérdida de presión.

Las pérdidas totales se presentan en la Tabla 13 cuyos valores se determinaron haciendo uso de la Figura 15 considerando que el flujo total es de 4000 CFM y se dan las dimensiones de cada sección de ducto:

SECCION	COMPONENTES	FLUJO CFM	DIMENSIONES DEL DUCTO in	DIAMETRO in, DUCTO REDONDO EQUIVALENTE	VELOCIDAD ft/min	PERDIDAS POR FRICCION in DE AGUA/100 ft	LONGITUD ft	COEFICIENTE DE PERDIDAS	PRESION DE VELOCIDAD in ,DE AGUA	PERDIDA DE PRESION in de agua
X	SUCCION DEL VENTILADOR	4000								0.2
A	DESCARGA DEL VENTILADOR				1477					0.08
AB	DUCTO		30 X 13	21	1477	0.17	90			0.15
B	TRANSICIONES DIVERGENTE				1385					0
BC	DUCTO	3000	24 X 13	19	1385	0.17	50			0.09
C	TRANSICIONES DIVERGENTE				1303					0
CD	DUCTO	2000	17 X 13	16	1303	0.18	50			0.09
D	TRANSICIONES DIVERGENTE									0
DEF	DUCTO	1000	13 X 13	14	852	0.09	80			0.07
E	CODO							0.17		0.01
F	SALIDA									0.1
PERDIDAS TOTAL DE PRESION EN EL SISTEMA										0.79

Tabla 13 Pérdidas totales Ejemplo 8. (ASHRAE, 2019)

Para este caso se ve que la pérdida total es de 0.79 in de agua y con ese dato y los CFM se busca en catálogo del fabricante el ventilador adecuado para esas características de operación.

## **VII. ANALISIS DE COSTOS DE INSTALACION EN SISTEMAS DE TUBERIA Y DUCTOS**

Cuando se desea trabajar en la industria de acondicionamiento de aire debe tenerse idea de cómo se organiza ésta y cómo se relaciona con el campo de la construcción, del cual forma parte.

El desarrollo de un sistema de ventilación y acondicionamiento de aire para un edificio pasa por las siguientes etapas, las cuales son:

1. Diseño
2. Instalación
3. Operación y mantenimiento periódico
4. Servicio

A continuación, se describirá cada etapa, cuáles son sus actividades y como se relaciona el sistema de acondicionamiento de aire con otros sistemas de la construcción.

### **7.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN Y A/C**

El diseño del proyecto para un edificio de grandes dimensiones es una tarea compleja. Puede requerir meses o aun años, e involucrar a varios grupos de personas. El diseño para una residencia privada es mucho más simple y puede requerir tan sólo de una o dos personas.

El diseño de un sistema de ventilación y acondicionamiento de aire para grandes proyectos es responsabilidad de los ingenieros mecánicos consultores. Los sistemas eléctricos, estructurales y de tubería son diseñados por ingenieros consultores que se especializan en sus campos respectivos. Los ingenieros consultores también pueden llevar a cabo otras tareas como la de estimación de costos, y la supervisión en campo

de la construcción. Cada una de esas tareas se lleva a cabo con la cooperación de los arquitectos, que realizan el diseño y la planificación general del edificio. En la Figura 39 aparece un organigrama de estas relaciones.

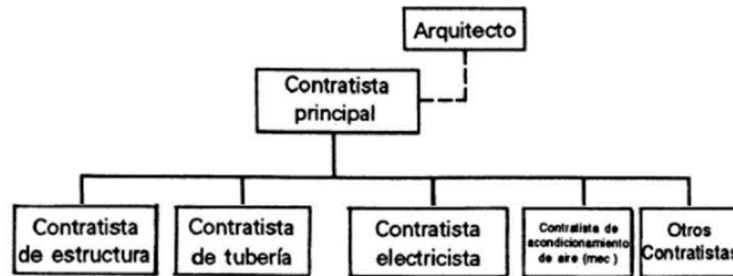


Figura 39 Organigrama de un proyecto de construcción que incluye todas las especialidades. (Pita, 1994)

El diseño de un sistema de acondicionamiento de aire (HVAC, por sus siglas en inglés) implica determinar el tipo de sistema que debe emplearse, calcular las cargas de enfriamiento, estimar los tamaños de tubería y de ductos, seleccionar el tipo y tamaño del equipo, y planear la localización de cada pieza del equipo en la construcción. Esta información se muestra en los planos y en las especificaciones de ventilación y acondicionamiento de aire, que sirven como instructivo para instalar el sistema. Los planos son dibujos del sistema. Las especificaciones son descripciones por escrito de los materiales, el equipo, etc.

## 7.2 INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

La construcción general de un edificio es responsabilidad del contratista principal, o general. El contratista general puede a su vez contratar a subcontratistas (mecánicos, electricistas) para instalar cada uno de los sistemas en la construcción. El contratista mecánico o del acondicionamiento de aire es el responsable de la instalación del sistema HVAC. La figura N° 4.2 muestra un organigrama típico.



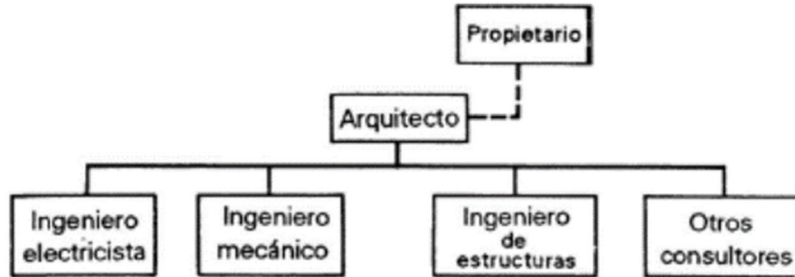


Figura 40 Organigrama de un equipo de construcción de edificios. (Pita, 1994)

El contratista mecánico toma los planos del ingeniero consultor, que se llaman planos de ingeniería, o de contrato, y prepara planos de taller a partir de aquéllos. Los planos de taller son dibujos a mayor escala y más detallados del sistema de acondicionamiento de aire, los cuales serán necesarios para los instaladores. El contratista mecánico contrata al personal, trabajadores de la construcción, especialistas en tuberías, láminas metálicas y aislamientos.

El contratista mecánico también compra todo el equipo y materiales necesarios para el sistema de acondicionamiento de aire. Para esto, sus empleados llevan a cabo una estimación: hacen una lista de todo el equipo y materiales que indican los planos y las especificaciones. Se deben determinar los costos de mano de obra y gastos generales.

### **7.3 OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y SERVICIO PARA EL SISTEMA DE VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

Cuando la instalación de ventilación y acondicionamiento de aire, está terminada, después de la estimación y el PAB, entra en acción el equipo de ingeniería de operación del edificio. Su función es manejar el sistema, mantener condiciones confortables en el edificio y al mismo tiempo tratar de mantener al mínimo el consumo de energía, así como conservar el sistema en buenas condiciones de operación.

La inspección y el mantenimiento periódico del sistema son parte de las actividades del ingeniero de operación. El equipo de operación puede efectuar algunas

reparaciones de rutina. Con sus instrumentos, este contratista mide las condiciones de funcionamiento y las compara con las que aparecen en los planos del sistema. Este procedimiento de localización de fallas conduce hasta la causa del problema. Se llevan a cabo entonces los procedimientos adecuados como cambiar o reparar el equipo, o ajustar sus funciones.

### **7.3.1 Clasificación De La Mano De Obra**

La mano de obra o trabajo fabril representa el factor humano de la producción, sin cuya intervención no podría realizarse la actividad manufacturera, independientemente del grado de desarrollo mecánico o automático de los procesos transformativos.

La clasificación de la mano de obra va a depender directamente de la relación del trabajador con el proceso de construcción:

- Mano de obra directa: Comprende todos aquellos renglones laborales directamente relacionados con el trabajo en ejecución. Así se tiene: obreros, albañiles, ayudantes, etc. Este personal tiene un rendimiento establecido y generalmente es pagado en base a jornadas de trabajo.
- Mano de obra indirecta: Comprende trabajadores similares a los anteriores con la particularidad de que su función no se considerará relacionada directamente con la tarea en ejecución. Ésta es asociada a labores administrativas, logísticas o comerciales.

### **7.3.2 Tipo de mano de obra**

Habrá que ser cuidadoso al momento de asignar personal para la construcción de alguna obra ya que no todas las personas poseen las mismas habilidades, conocimientos, experiencias, etc.; éstas solamente se manifiestan a través del

comportamiento y desarrollo en la obra a cambio de una remuneración económica, por lo tanto, a la mano de obra se la divide en tres tipos:

1. Mano de obra calificada: se refiere a trabajadores que desempeñan actividades cuya ejecución requiere estudios previos o vasta experiencia, por ejemplo: Profesionales, Ingenieros, Técnicos.
2. Mano de obra semicualificada: son los trabajadores que desempeñan actividades para las cuales no se requiere estudios previos y que, a pesar de su experiencia, ésta no es suficiente para ser clasificados como maestros de primera (mano de obra calificada), por ejemplo: Ayudante Eléctrico.
3. Mano de obra no calificada: son, aquellos trabajadores que desempeñan actividades cuya ejecución no requiere de estudios ni experiencia previa, por ejemplo, personas sin oficio definido como: jornaleros, cargadores, albañiles.

### **Importancia**

Al momento de presupuestar alguna obra ya sea un Ingeniero Mecánico en general debe tener claro el tipo de mano de obra requerida y la cantidad de la misma para cada unidad de instalación ya que de esto depende directamente el presupuesto final.

## **7.4 Rendimiento y consumo de mano de obra**

### **7.4.1 Rendimiento de mano de obra**

Cantidad de obra de alguna actividad completamente ejecutada por uno o varios trabajadores de diferente especialidad por unidad de recurso humano, normalmente expresada como um/hH (unidad de medida de la actividad por hora hombre)".

### **7.4.2 Consumo de mano de obra**

Cantidad de recurso humano en horas-hombre, que se emplea por uno o varios trabajadores de diferente especialidad, para ejecutar completamente la cantidad unitaria de alguna actividad, expresada como hH/um.

Existen muchos factores que pueden influir en el rendimiento de la mano de obra, de los cuales los más relevantes son:

- Calidad de la mano de obra.
- Condiciones climatológicas (lluvia, temperatura).
- Malas relaciones personales del jefe con los trabajadores.
- Condiciones de contratación no satisfactorias.

## **7.5 COSTOS UNITARIOS**

Determinar de manera correcta los costos que conlleva realizar una obra, ayuda a saber de manera aproximada; si el precio al cual se oferta el servicio, permite obtener un grado de rentabilidad aceptable o no. Para ello es importante un buen análisis de precios unitarios, ya que no solo basta con tomar en cuenta precios de materiales y mano de obra sino también circunstancias especiales en que se haya de realizar la obra.

Esto obliga a profundizar en detalles y a formar precios unitarios partiendo de los siguientes componentes:

#### **7.5.1 Costos directos**

- Materiales
- Equipo
- Mano de obra
- Transporte

#### **7.5.2 Costos indirectos y utilidad**

- Costos administrativos
- Utilidad
- Imprevistos

#### **7.5.1 Costos directos**

Es el cargo aplicable a la obra, que se deriva de los materiales, mano de obra, herramientas o labores directamente involucradas en la construcción física de la misma.

Costo unitario de materiales. es el valor monetario necesario para adquirir una unidad de material (cuando se menciona la palabra unidad se hace referencia a la unidad de medida utilizada para cuantificar el recurso). Así, por ejemplo, si se trata de aislante térmico, la unidad de medida será el metro cuadrado y, por lo tanto, el costo unitario se definirá en términos monetarios por metro cuadrado (ejemplo: \$/m<sup>2</sup>). Es muy importante determinar precios actuales y transporte a obra.

Costo unitario de equipo y herramientas. el valor monetario por hora que se asigna a las labores realizadas por un determinado equipo o maquinaria, empleada para la realización de un trabajo. Este costo incluye el alquiler, reparación, administración y depreciación.

Costo unitario de mano de obra comprenden las erogaciones efectuadas por el contratista debido al pago de los salarios reales de la mano de obra encargada de la ejecución del trabajo. Es importante determinar el personal necesario, su salario y prestaciones sociales.

Costo de transporte. comprenden los gastos necesarios para el traslado de materiales, herramientas - equipos y mano de obra, necesarios para el cumplimiento de una obra.

### **7.5.2 Costos indirectos**

Estos costos son los que no tienen una vinculación directa con la actividad, sin embargo, son los que debe solventar la ejecución de la obra, como costos indirectos se tiene los gastos de oficina, administrativos, intereses, etc.

### **7.5.3 Utilidad**

Por lo general el porcentaje común en el medio es del 30 % de los costos totales, pero éste queda a consideración del contratista, el cual puede ser mayor o menor ya que no existe una normativa que lo regule, sino depende de la oferta y demanda actual; pero antes de fijar el porcentaje de utilidad se debe estudiar el mercado para determinar los márgenes que el mismo le aceptará.

#### **7.5.4 Precio Unitario**

El precio unitario, es el valor que tiene una unidad de instalación, para un lugar determinado en circunstancias propias y viene justificado mediante un análisis de costo.

Para determinar el precio unitario de una unidad de instalación, es necesario sumar todos los costos que están inmersos en ella, es decir, costo de materiales, equipos y mano de obra más los costos indirectos (gastos administrativos, interés, utilidad).

Un cálculo de precio unitario que arroje resultados aceptables debe tener en cuenta aspectos importantes como:

Base de datos completo (hoja de cálculo) y actual de materiales, herramientas, equipos, mano de obra y transporte

Obtener detalles específicos desde el lugar de la obra.

Se describirán los componentes principales de los Costos Directos:

#### **7.5.5 Materiales**

Los elementos principales de materiales a utilizar en los proyectos de Ductos y Tuberías:

- Materiales De Ductos y Tuberías
- Soportaría para Ductos y Tuberías
- Accesorios para Ductos y Tuberías

En Anexos se muestran la lista de materiales a utilizar en los proyectos de instalación y montaje donde se muestran los costos unitarios.

### **7.5.6 Equipos**

Algunas de las herramientas necesarias para los proyectos de ductos y tuberías son los siguientes:

- Dobladora de Tubos
- Cortadora de Tubos
- Roladora
- Cautín para Soldadura Blanda
- Alicates Curvos
- Juego de Desarmadores
- Taladro de mano

Para el presupuesto del Proyecto de Instalación se agregan la depreciación, cuyo valor puede estimarse en 3 a 5% del costo total de las herramientas y equipos a utilizar en el proyecto.

### **7.5.7 Mano de Obra**

Para el costo de mano de Obra se debe considerar elementos de seguridad y capacitación como parte de los costos de Mano de Obra, algunos de estos elementos son los siguientes:

- Salarios Básico
- Horas Extras
- Equipos de Protección Personal (EPP)
- Capacitación en H&S
- Chequeos Médicos

### **7.5.8 Transporte**

Para el transporte se debe considerar la distancia al proyecto y la cantidad de viajes a realizar. En este caso se debe tasar el transporte con un valor previamente definido de



acuerdo a los costos de combustible y mantenimiento del equipo Automotor. Este valor tiene unidades de C\$/Km o US\$/Km, llamado costo Kilometro.

Los Costos Indirectos están basados en los siguientes elementos:

- Impuestos Tributarios (DGI, IVA, IR)
- Impuestos Municipales (Alcaldías)
- Costos Administrativos (Energía, Agua, Internet, Teléfono)
- Personal de Apoyo (secretarias, Conductores etc.)
- Seguro Social (INSS)
- Prestamos (Intereses Bancos)
- Imprevistos

Las tasas impositivas dependen de la Entidad, se debe considerar, los imprevistos pueden oscilar

A continuación, se presenta una estructura básica de presupuesto de un Proyecto:

N°	Descripción	Cantidad C\$
1	Materiales	
2	Mano de Obra	
3	Equipo de Protección Personal	
4	Logística	
5	Herramientas	
6	Alquiler de Equipos	
7	Prestamos	
8	Gastos Administrativos	
9	SUBTOTAL	
10	UTILIDAD 30% de Subtotal	
11	IVA 15%	
12	PRECIO DE OFERTA	

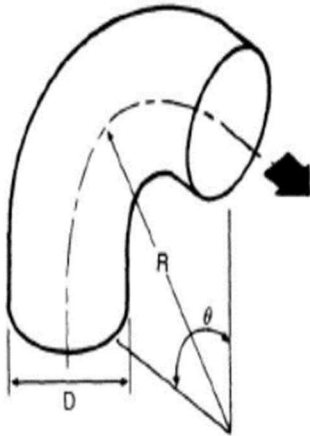
*Tabla 14 Tabla de presupuestos de un proyecto. Fuente: propio*

## Bibliografía

- ABC Ingeniería*. (s.f.). Obtenido de ABC Ingeniera:  
<https://www.abcingenieria.com/bombas-desplazamiento-positivo/>
- ASHRAE. (2019). *Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado*. Georgia: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Carrier Air Conditioning Co. (2012). *Manual de aire acondicionado*. Barcelona: Marcombo, S.A.
- Colocho Lopez, N. B., Daza Jimenez, P. A., & Guzmán Alvarez, M. T. (08 de Agosto de 2011). Manual básico de sistemas de aire acondicionado y extracción mecánica de uso común en arquitectura. Antiguo Cuscatlan, San Salvador , El Salvador.
- FEI FENG CHUAN DONG. (s.f.). *Alibaba*. Obtenido de Alibaba:  
[m.spanish.alibaba.com](http://m.spanish.alibaba.com)
- INGCO S.A. (27 de Junio de 2020). Proyecto Apartamentos "Las Brisas". *Proyecto arquitectonico de ductos* . Managua, Managua, Nicaragua.
- Laminas y aceros de Yucatan. (2015). *Laminas y aceros*. Obtenido de Laminas y aceros: <https://blog.laminasyaceros.com/blog/ductos-de-aire-acondicionado-con-lamina-galvanizada.-parte-1>
- Mataix, C. (1986). *Mecanica de fluidos y maquinas hidráulicas*. Barcelona: Ediciones del Castillo.
- Miller, R., & Miller, M. R. (2006). *Air conditioning and refrigeration*. McGraw Hill .
- Pita, E. G. (1994). *Acondicionamiento de aire - Principios y Sistemas* . Mexico D.F.: Compañía editorial continental .
- Polihules*. (s.f.). Obtenido de Polihules: <https://polihules.com/ducto-fuelle-de-lona>
- Sheet metal and air conditioning contractors national association, Inc. (1990). *HVAC System duct design*. Chantilly: Smacna.
- Soler Palau. (27 de Junio de 2020). *S&P Sistemas de Ventilacion*. Obtenido de S&P Sistemas de Ventilacion: <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/conductos-de-ventilacion/>
- Wark, K., & Richards, D. E. (2001). *Termodinámica*. Madrid: Concepción Fernández.
- WebAzteca. (2018). *Siventi*. Obtenido de Siventi: <http://siventi.com.mx/ducto-flexible-con-aislamiento-termico-de-4-x762cm>

## ANEXOS N° 1

### A. Codo de radio (troquelado), redondo



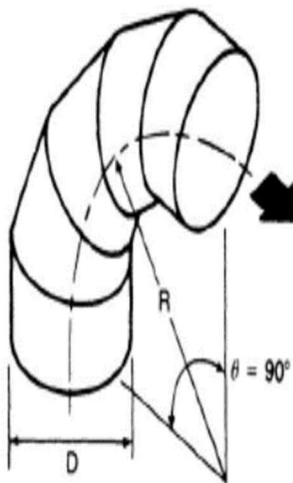
Coeficientes para codos de 90° (ver nota)

R/D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5
C	0.71	0.33	0.22	0.15	0.13	0.12

**Nota:** Para ángulos distintos de 90°, multiplicar por los siguientes factores:

$\theta$	0°	20°	30°	45°	60°	75°	90°	110°	130°	150°	180°
K	0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

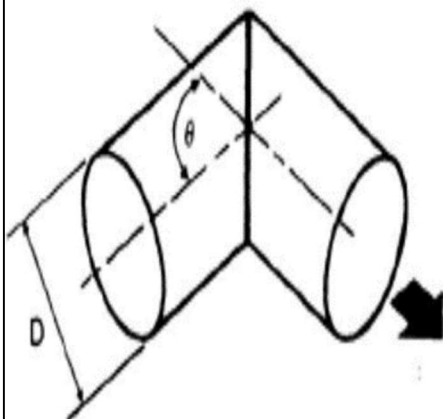
### B. Codo redondo, de 3 a 5 partes, 90°



Coeficiente C

No. of Pieces	R/D				
	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
5	—	0.46	0.33	0.24	0.19
4	—	0.50	0.37	0.27	0.24
3	0.98	0.54	0.42	0.34	0.33

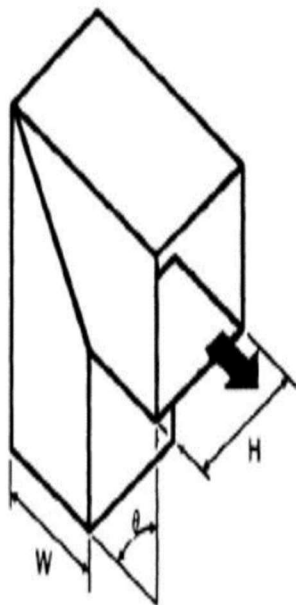
### C. Codo de ángulo, redondo



Coeficiente C

$\theta$	20°	30°	45°	60°	75°	90°
C	0.08	0.16	0.34	0.55	0.81	1.2

### D. Codo de ángulo, rectangular

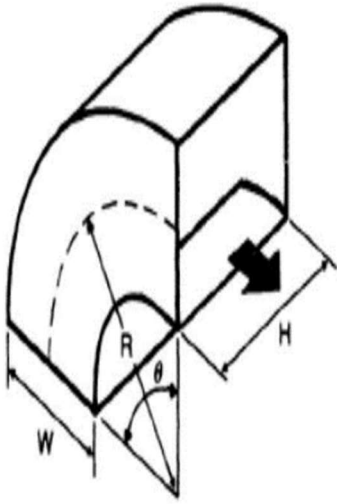


Coeficiente C

$\theta$	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20°	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30°	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45°	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60°	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75°	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90°	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

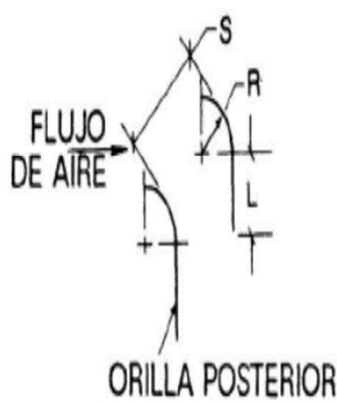
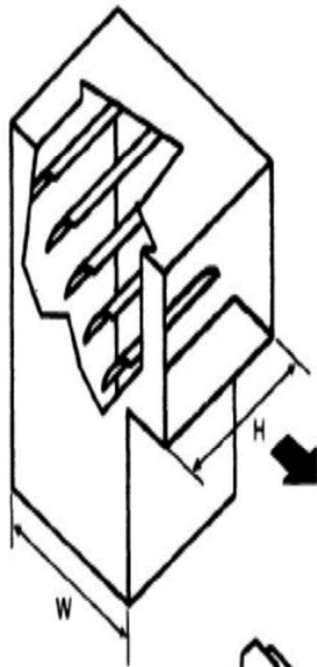
### E. Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes

Coefficientes para codos de 90° (ver nota)



R/W	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.27	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

**F. Codo, rectangular, en ángulo, con álabes de direccionamiento**

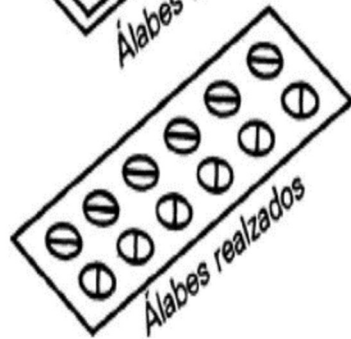
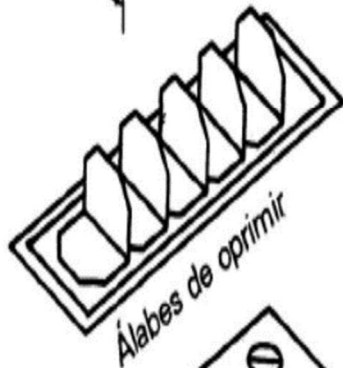


**ÁLABES DE ESPESOR SENCILLO**

*No.	Dimensiones, pulgadas			Coeficiente
	R	S	L	
1*	2.0	1.5	0.75	0.12
2	4.5	2.25	0	0.15
3	4.5	3.25	1.60	0.18

\*Los números son sólo referencia

Cuando no se tiene extensión de la orilla posterior para este codo, las pérdidas permanecen aproximadamente igual para codos sencillos, pero aumentan mucho para codos en serie



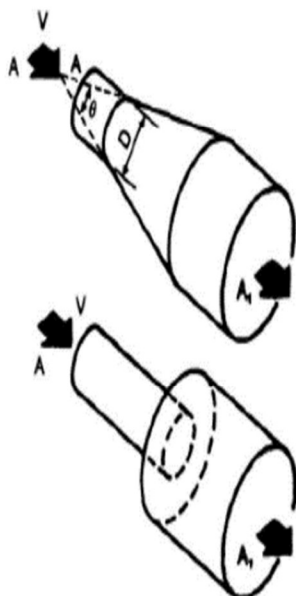
**ÁLABES DE ESPESOR DOBLE**

Coeficiente C

*No.	Dimensiones, in		Velocidad (V), ft/min				Observaciones
	R	S	1000	2000	3000	4000	
1	2.0	1.5	0.27	0.22	0.19	0.17	Embossed Vane Runner
2	2.0	1.5	0.33	0.29	0.26	0.23	Push-On Vane Runner
3	2.0	2.13	0.38	0.31	0.27	0.24	Embossed Vane Runner
4	4.5	3.25	0.26	0.21	0.18	0.16	Embossed Vane Runner

\*Los números son sólo referencia

### A. Transición, redonda, cónica



Cuando  $\theta = 180^\circ$

$$R_e = 8.56 DV$$

en la cual

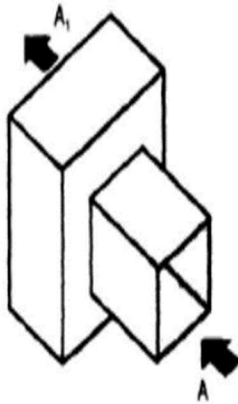
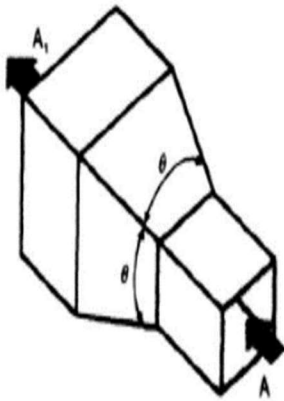
D = Diámetro corriente arriba (pulgadas)

V = Velocidad corriente arriba (ft/min)

Coficiente C (ver nota)

$R_e$	$A_1/A$	$\theta$							
		16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
$0.5 \times 10^5$	2	0.14	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
	4	0.23	0.30	0.46	0.61	0.68	0.64	0.63	0.62
	6	0.27	0.33	0.48	0.66	0.77	0.74	0.73	0.72
	10	0.29	0.38	0.59	0.76	0.80	0.83	0.84	0.83
	$\geq 16$	0.31	0.38	0.60	0.84	0.88	0.88	0.88	0.88
$2 \times 10^5$	2	0.07	0.12	0.23	0.28	0.27	0.27	0.27	0.26
	4	0.15	0.18	0.36	0.55	0.59	0.59	0.58	0.57
	6	0.19	0.28	0.44	0.90	0.70	0.71	0.71	0.69
	10	0.20	0.24	0.43	0.76	0.80	0.81	0.81	0.81
	$\geq 16$	0.21	0.28	0.52	0.76	0.87	0.87	0.87	0.87
$\geq 6 \times 10^5$	2	0.05	0.07	0.12	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
	4	0.17	0.24	0.38	0.51	0.56	0.58	0.58	0.57
	6	0.16	0.29	0.46	0.60	0.69	0.71	0.70	0.70
	10	0.21	0.33	0.52	0.60	0.76	0.83	0.84	0.83
	$\geq 16$	0.21	0.34	0.56	0.72	0.79	0.85	0.87	0.89

### B. Transición, rectangular, piramidal



Cuando  $\theta = 180^\circ$

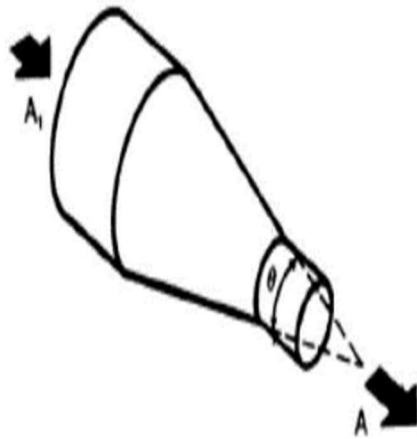
Coeficiente C (ver nota 1)

A <sub>1</sub> /A	$\theta$							
	16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
2	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.32	0.33	0.30
4	0.36	0.43	0.50	0.56	0.61	0.63	0.63	0.63
6	0.42	0.47	0.58	0.68	0.72	0.76	0.76	0.75
≥10	0.42	0.49	0.59	0.70	0.80	0.87	0.85	0.86

**Nota:** A = área, corriente de aire que entra, A<sub>1</sub> = área, corriente de aire que sale

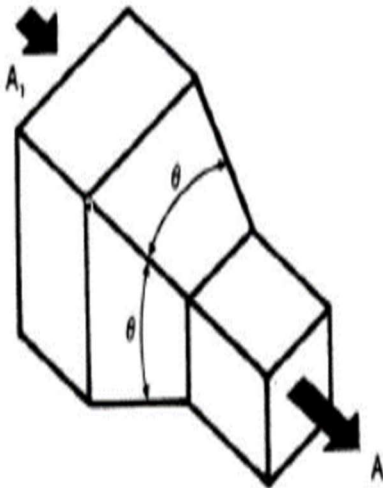


### A. Contracción. Redonda y rectangular, gradual a abrupta



Coeficiente C (ver nota)

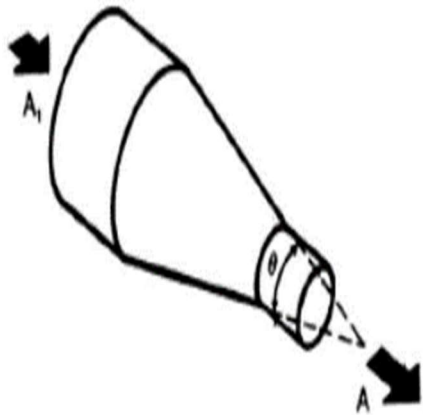
A <sub>1</sub> /A	θ						
	10°	15°-40°	50°-60°	90°	120°	150°	180°
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43



Cuando  $\theta = 180^\circ$

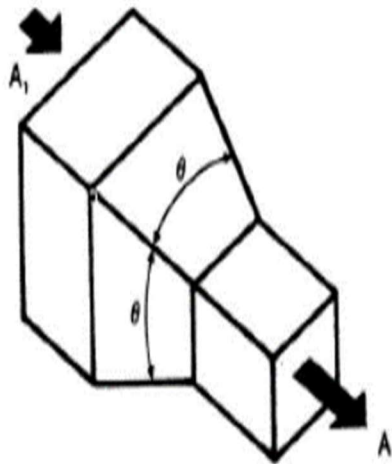
**Nota:** A<sub>1</sub> = área de la corriente que entra, A = área de la corriente que sale

### A. Contracción. Redonda y rectangular, gradual a abrupta



Coeficiente C (ver nota)

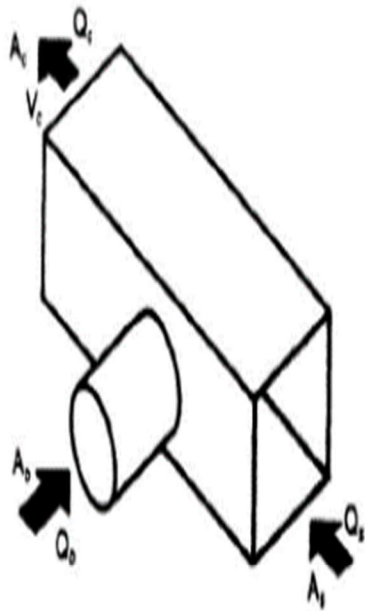
$A_1/A$	$\theta$						
	$10^\circ$	$15^\circ-40^\circ$	$50^\circ-60^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$150^\circ$	$180^\circ$
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43



Cuando  $\theta = 180^\circ$

**Nota:**  $A_1$  = área de la corriente que entra,  $A$  = área de la corriente que sale

### A. Te convergente. Ramal redondo a cabezal rectangular



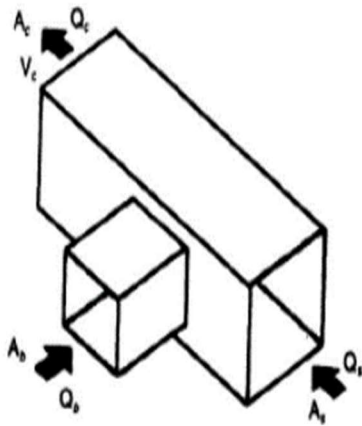
Ramal, coeficiente C (ver nota)

$V_c$	$Q_b/Q_c$									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
< 1200 ft/min	-.63	-.55	0.13	0.23	0.78	1.30	1.93	3.10	4.88	5.60
> 1200 ft/min	-.49	-.21	0.23	0.60	1.27	2.06	2.75	3.70	4.93	5.95

Cuando:

$A_b/A_b$	$A_b/A_c$	$A_t/A_c$
0.5	1.0	0.5

**B. Te convergente. Ramal y cabezal rectangulares**



Ramal, coeficiente C (ver nota)

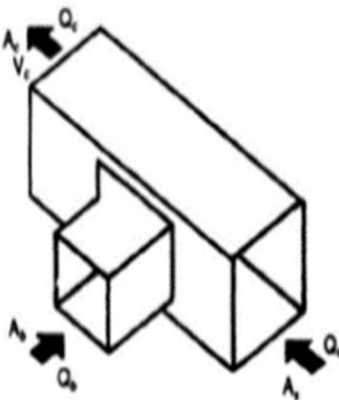
$V_c$	$Q_r/Q_c$									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
<1200 ft/min	-0.75	-0.53	-0.03	0.33	1.03	1.10	2.15	2.93	4.18	4.78
>1200 ft/min	-0.69	-0.21	0.23	0.67	1.17	1.66	2.67	3.36	3.93	5.13

Cuando:

$A_b/A_s$	$A_r/A_c$	$A_b/A_c$
0.5	1.0	0.5

**Nota:** A = área, in<sup>2</sup> Q = flujo de aire, CFM, V = velocidad (ft/min)

**C. Te convergente. entrada 45° al cabezal rectangular**



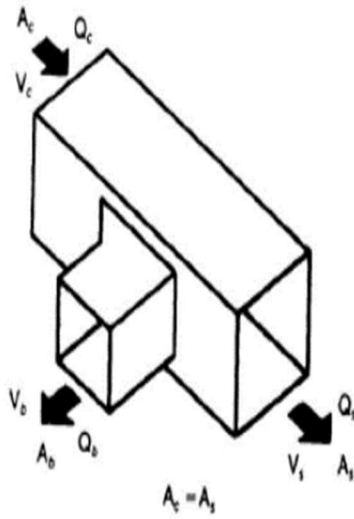
Cuando:

$A_b/A_s$	$A_r/A_c$	$A_b/A_c$
0.5	1.0	0.5

Ramal, coeficiente C (ver nota)

$V_c$	$Q_r/Q_c$									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
< 1200 ft/min	-0.83	-0.68	-0.30	0.28	0.55	1.03	1.50	1.93	2.50	3.03
> 1200 ft/min	-0.72	-0.52	-0.23	0.34	0.76	1.14	1.83	2.01	2.90	3.63

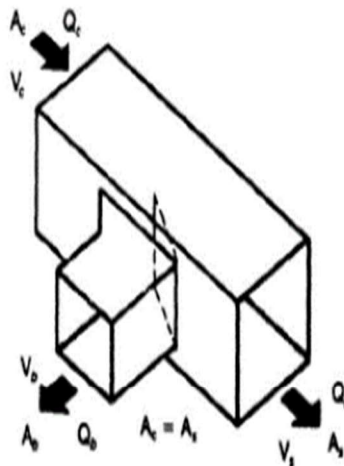
**A. Te, entrada a 45°. Cabezal y ramal rectangulares**



Ramal, coeficiente C (ver nota)

$V_b/V_c$	$Q_b/Q_c$								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.91								
0.4	0.81	0.79							
0.6	0.77	0.72	0.70						
0.8	0.78	0.73	0.69	0.66					
1.0	0.78	0.98	0.85	0.79	0.74				
1.2	0.90	1.11	1.16	1.23	1.03	0.86			
1.4	1.19	1.22	1.26	1.29	1.54	1.25	0.92		
1.6	1.35	1.42	1.55	1.59	1.63	1.50	1.31	1.09	
1.8	1.44	1.50	1.75	1.74	1.72	2.24	1.63	1.40	1.17

**B. Te, entrada a 45°. Cabezal y ramal rectangulares con compuerta**

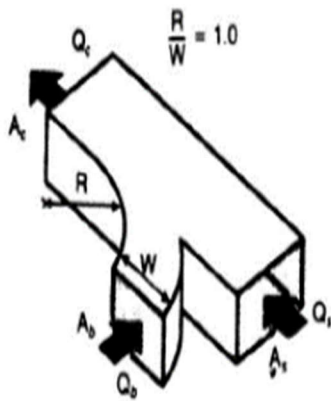


Ramal, coeficiente C (ver nota)

$V_b/V_c$	$Q_b/Q_c$								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.61								
0.4	0.46	0.61							
0.6	0.43	0.50	0.54						
0.8	0.39	0.43	0.62	0.53					
1.0	0.34	0.57	0.77	0.73	0.68				
1.2	0.37	0.64	0.85	0.98	1.07	0.83			
1.4	0.57	0.71	1.04	1.16	1.54	1.36	1.18		
1.6	0.89	1.08	1.28	1.30	1.69	2.09	1.81	1.47	
1.8	1.33	1.34	2.04	1.78	1.90	2.40	2.77	2.23	1.92

Nota: A = área, in<sup>2</sup>, Q = flujo de aire cfm, V = velocidad, pies por minuto.

D. Ye convergente, rectangular



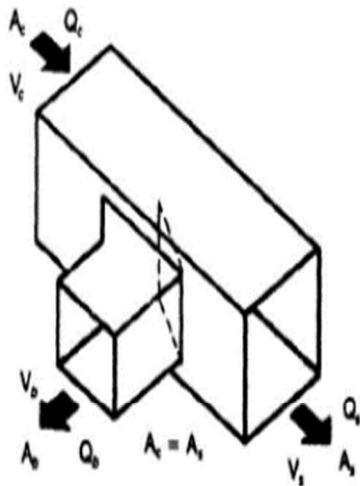
Ramal, coeficiente (ver nota)

$A_b/A_c$	$A_e/A_c$	$Q_b/Q_c$								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	-0.50	0	0.50	1.2	2.2	3.7	5.8	8.4	11
0.33	0.25	-1.2	-0.40	0.40	1.6	3.0	4.8	6.8	8.9	11
0.5	0.5	-0.50	-0.20	0	0.25	0.45	0.70	1.0	1.5	2.0
0.67	0.5	-1.0	-0.60	-0.20	0.10	0.30	0.60	1.0	1.5	2.0
1.0	0.5	-2.2	-1.5	-0.95	-0.50	0	0.40	0.80	1.3	1.9
1.0	1.0	-0.60	-0.30	-0.10	-0.04	0.13	0.21	0.29	0.36	0.42
1.33	1.0	-1.2	-0.80	-0.40	-0.20	0	0.16	0.24	0.32	0.38
2.0	1.0	-2.1	-1.4	-0.90	-0.50	-0.20	0	0.20	0.25	0.30

Cabezal, coeficiente C (ver nota)

$A_b/A_c$	$A_e/A_c$	$Q_b/Q_c$								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.75	0.25	0.30	0.30	0.20	-0.10	-0.45	-0.92	-1.5	-2.0	-2.6
1.0	0.5	0.17	0.16	0.10	0	-0.08	-0.18	-0.27	-0.37	-0.46
0.75	0.5	0.27	0.35	0.32	0.25	0.12	-0.03	-0.23	-0.42	-0.58
0.5	0.5	1.2	1.1	0.90	0.65	0.35	0	-0.40	-0.80	-1.3
1.0	1.0	0.18	0.24	0.27	0.26	0.23	0.18	0.10	0	-0.12
0.75	1.0	0.75	0.36	0.38	0.35	0.27	0.18	0.05	-0.08	-0.22
0.5	1.0	0.80	0.87	0.80	0.68	0.55	0.40	0.25	0.08	-0.10

**B. Te, entrada a 45°. Cabezal y ramal rectangulares con compuerta**

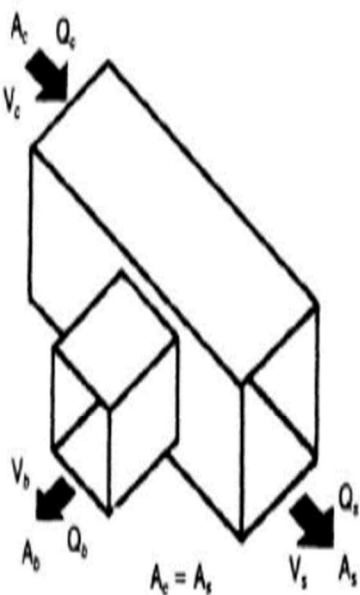


Ramal, coeficiente C (ver nota)

$V_b/V_c$	$Q_b/Q_c$								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.61								
0.4	0.46	0.61							
0.6	0.43	0.50	0.54						
0.8	0.39	0.43	0.62	0.53					
1.0	0.34	0.57	0.77	0.73	0.68				
1.2	0.37	0.64	0.85	0.98	1.07	0.83			
1.4	0.57	0.71	1.04	1.16	1.54	1.36	1.18		
1.6	0.89	1.08	1.28	1.30	1.69	2.09	1.81	1.47	
1.8	1.33	1.34	2.04	1.78	1.90	2.40	2.77	2.23	1.92

Nota: A = área, in<sup>2</sup>, Q = flujo de aire cfm, V = velocidad, pies por minuto.

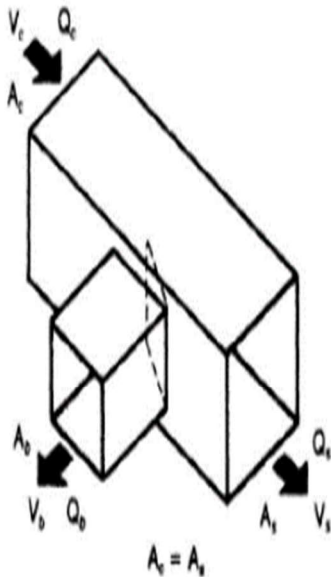
**C. Te. Cabezal y ramal rectangulares**



Ramal, coeficiente C (ver notas)

$V_b/V_c$	$Q_b/Q_c$								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	1.03								
0.4	1.04	1.01							
0.6	1.11	1.03	1.05						
0.8	1.16	1.21	1.17	1.12					
1.0	1.38	1.40	1.30	1.36	1.27				
1.2	1.52	1.61	1.68	1.91	1.47	1.66			
1.4	1.79	2.01	1.90	2.31	2.28	2.20	1.95		
1.6	2.07	2.28	2.13	2.71	2.99	2.81	2.09	2.20	
1.8	2.32	2.54	2.64	3.09	3.72	3.48	2.21	2.29	2.57

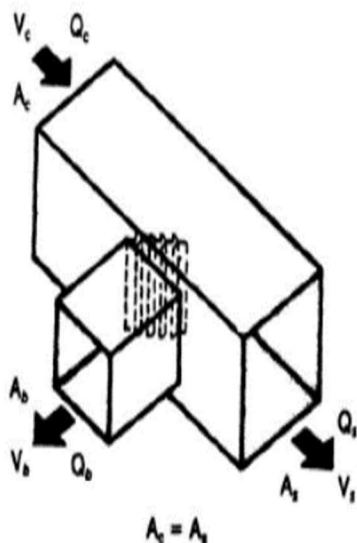
### D. Te. Cabezal y ramal rectangulares, con compuerta



Ramal, coeficiente C (ver nota)

$V_b/V_c$	$Q_b/Q_c$								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.58								
0.4	0.67	0.64							
0.6	0.78	0.76	0.75						
0.8	0.88	0.98	0.81	1.01					
1.0	1.12	1.05	1.08	1.18	1.29				
1.2	1.49	1.48	1.40	1.51	1.70	1.91			
1.4	2.10	2.21	2.25	2.29	2.32	2.48	2.53		
1.6	2.72	3.30	2.84	3.09	3.30	3.19	3.29	3.16	
1.8	3.42	4.58	3.65	3.92	4.20	4.15	4.14	4.10	4.05

### E. Te. Cabezal y ramal rectangulares con extractor



Ramal, coeficiente C (ver nota)

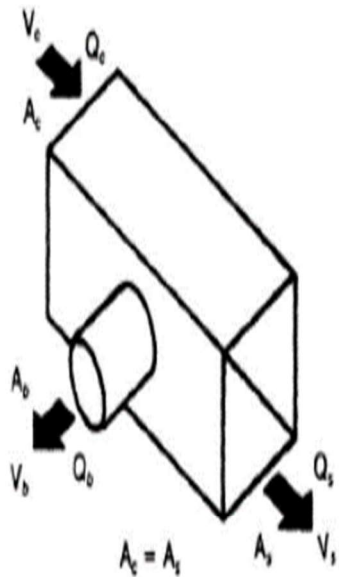
$V_b/V_c$	$Q_b/Q_c$								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.60								
0.4	0.62	0.69							
0.6	0.74	0.80	0.82						
0.8	0.99	1.10	0.95	0.90					
1.0	1.48	1.12	1.41	1.24	1.21				
1.2	1.91	1.33	1.43	1.52	1.55	1.64			
1.4	2.47	1.67	1.70	2.04	1.86	1.98	2.47		
1.6	3.17	2.40	2.33	2.53	2.31	2.51	3.13	3.25	
1.8	3.85	3.37	2.89	3.23	3.09	3.03	3.30	3.74	4.11

Cabezal, coeficiente C (ver nota)

$V_b/V_c$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8
C	0.03	0.04	0.07	0.12	0.13	0.14	0.27	0.30	0.25



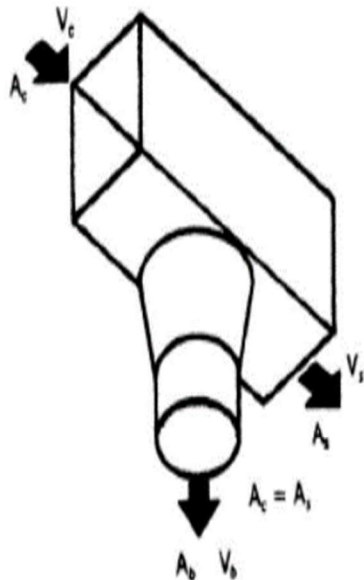
### F. Te. Cabezal rectangular con ramal redondo



Ramal, coeficiente C (véase nota)

$V_b/V_c$	$Q_b/Q_c$								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	1.00								
0.4	1.01	1.07							
0.6	1.14	1.10	1.08						
0.8	1.18	1.31	1.12	1.13					
1.0	1.30	1.38	1.20	1.23	1.26				
1.2	1.46	1.58	1.45	1.31	1.39	1.48			
1.4	1.70	1.82	1.65	1.51	1.56	1.64	1.71		
1.6	1.93	2.06	2.00	1.85	1.70	1.76	1.80	1.88	
1.8	2.06	2.17	2.20	2.13	2.06	1.98	1.99	2.00	2.07

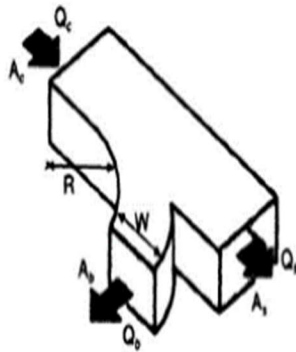
### G. Te. Cabezal rectangular con ramal cónico (2)



Ramal, coeficiente C (ver nota)

$V_b/V_c$	0.40	0.50	0.75	1.0	1.3	1.5
C	0.80	0.83	0.90	1.0	1.1	1.4

H. Ye, Rectangular (15)



$$\frac{R}{W} = 1.0$$

Ramal, coeficiente C (ver nota)

$A_2/A_1$	$A_2/A_c$	$Q_2/Q_c$								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	0.55	0.50	0.60	0.85	1.2	1.8	3.1	4.4	6.0
0.33	0.25	0.35	0.35	0.50	0.80	1.3	2.0	2.8	3.8	5.0
0.5	0.5	0.62	0.48	0.40	0.40	0.48	0.60	0.78	1.1	1.5
0.67	0.5	0.52	0.40	0.32	0.30	0.34	0.44	0.62	0.92	1.4
1.0	0.5	0.44	0.38	0.38	0.41	0.52	0.68	0.92	1.2	1.6
1.0	1.0	0.67	0.55	0.46	0.37	0.32	0.29	0.29	0.30	0.37
1.33	1.0	0.70	0.60	0.51	0.42	0.34	0.28	0.26	0.26	0.29
2.0	1.0	0.60	0.52	0.43	0.33	0.24	0.17	0.15	0.17	0.21

Ramal de 90°

Cabezal, coeficiente C (ver nota)

$A_2/A_1$	$A_2/A_c$	$Q_2/Q_c$								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	-0.1	-0.3	-0.1	0.05	0.13	0.21	0.29	0.38	0.46
0.33	0.25	0.08	0	-0.2	-0.1	0.02	0.08	0.16	0.24	0.34
0.5	0.5	-0.3	-0.6	-0.5	0	0.06	0.12	0.19	0.27	0.35
0.67	0.5	0.04	-0.2	-0.4	-0.3	-0.1	0.04	0.12	0.23	0.37
1.0	0.5	0.72	0.48	0.28	0.13	0.05	0.04	0.09	0.18	0.30
1.0	1.0	-0.2	-0.4	-0.4	-0.1	0.06	0.13	0.22	0.30	0.38
1.33	1.0	0.10	0	0.01	-0.3	-0.1	0.03	0.10	0.20	0.30
2.0	1.0	0.62	0.38	0.23	0.13	0.08	0.05	0.06	0.10	0.20

## ANEXO N°2

temperatura $t$ °C	densidad $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	módulo elasticidad $K \cdot 10^{-9}$ N/m <sup>2</sup>	viscosidad dinámica $\mu \cdot 10^3$ N·s/m <sup>2</sup>	viscosidad cinemática $\nu \cdot 10^6$ m <sup>2</sup> /s	tensión superficial $\sigma$ N/m	presión de vapor $p_v$ kPa
0	999,8	1,98	1,781	1,785	0,0756	0,61
5	1000,0	2,05	1,518	1,519	0,0749	0,87
10	999,7	2,10	1,307	1,306	0,0742	1,23
15	999,1	2,15	1,139	1,140	0,0735	1,70
20	998,2	2,17	1,002	1,003	0,0728	2,34
25	997,0	2,22	0,890	0,893	0,0720	3,17
30	995,7	2,25	0,798	0,800	0,0712	4,24
40	992,2	2,28	0,653	0,658	0,0696	7,38
50	988,0	2,29	0,547	0,553	0,0679	12,33
60	983,2	2,28	0,466	0,474	0,0662	19,92
70	977,8	2,25	0,404	0,413	0,0644	31,16
80	971,8	2,20	0,354	0,364	0,0626	47,34
90	965,3	2,14	0,315	0,326	0,0608	70,10
100	958,4	2,07	0,282	0,294	0,0589	101,33

## ANEXO N° 3

**Espesor de la tubería según número de cédula**

Medida nominal de la tubería	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro interior	Medida nominal de la tubería	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro interior			
								pulgadas	mm	mm
Cédula 10	14	355.6	6.35	342.9	Cédula 80 (continuación)	3 1/2	101.6	8.08	88.4	
	16	406.4	6.35	393.7		4	114.3	8.56	97.2	
	18	457.2	6.35	444.5		5	141.3	9.52	122.3	
	20	508.0	6.35	495.3		6	168.3	10.97	146.4	
	24	609.6	6.35	596.9		8	219.1	12.70	193.7	
30	762.0	7.92	746.2	10		273.0	15.09	242.8		
Cédula 20	8	219.1	6.35	206.4		12	323.9	17.47	289.0	
	10	273.0	6.35	260.3		14	355.6	19.05	317.5	
	12	323.9	6.35	311.2		16	406.4	21.44	363.5	
	14	355.6	7.92	339.8		18	457.2	23.82	409.6	
	16	406.4	7.92	390.6	20	508.0	26.19	455.6		
	18	457.2	7.92	441.4	24	609.6	30.96	547.7		
	20	508.0	9.52	489.0	Cédula 100	8	219.1	15.09	183.3	
24	609.6	9.52	590.6	10		273.0	18.26	236.5		
30	762.0	12.70	736.6	12		323.9	21.44	281.0		
Cédula 30	8	219.1	7.04	206.0		14	355.6	23.82	308.0	
	10	273.0	7.92	261.4		16	406.4	26.19	354.0	
	12	323.9	8.38	307.1		18	457.2	28.56	398.5	
	14	355.6	9.52	336.6		20	508.0	30.96	442.9	
	16	406.4	9.52	387.4		24	609.6	38.89	531.8	
	18	457.2	11.12	434.9		Cédula 120	4	114.3	11.12	92.0
	20	508.0	12.70	482.6			5	141.3	12.70	115.9
24	609.6	14.27	581.1	6	168.3		14.27	139.8		
30	762.0	15.88	730.2	8	219.1		18.26	182.6		
Cédula 40	1 1/4	101.6	1.73	88.8	10		273.0	21.44	230.1	
	1 1/2	127.0	2.24	112.3	12		323.9	25.40	273.1	
	1 3/4	152.4	2.81	139.9	14		355.6	27.79	300.0	
	2	203.2	3.77	182.3	16		406.4	30.96	344.5	
	2 1/2	254.0	4.73	233.5	18		457.2	34.92	387.4	
	3	304.8	5.69	284.7	20		508.0	38.10	431.8	
	3 1/2	355.6	6.65	335.9	24	609.6	46.02	517.6		
	4	406.4	7.62	387.2	Cédula 140	1	219.1	30.92	177.9	
	5	457.2	9.14	435.9		10	273.0	35.40	222.2	
	6	508.0	10.67	484.7		12	323.9	38.58	266.7	
8	609.6	14.27	581.1	14		355.6	41.75	292.1		
10	711.2	17.88	684.5	16		406.4	46.52	333.4		
12	812.8	21.49	788.9	18		457.2	49.69	377.8		
Cédula 60	1 1/2	127.0	2.24	107.7	20	508.0	44.45	419.1		
	2	203.2	3.77	182.3	24	609.6	52.39	504.8		
	2 1/2	254.0	4.73	233.5	Cédula 160	1 1/4	101.6	4.78	87.3	
	3	304.8	5.69	284.7		1 1/2	127.0	5.56	109.5	
	3 1/2	355.6	6.65	335.9		2	203.2	6.35	189.5	
	4	406.4	7.62	387.2		2 1/2	254.0	7.62	233.5	
	5	457.2	9.14	435.9		3	304.8	8.89	284.3	
	6	508.0	10.67	484.7		4	355.6	11.12	335.1	
	8	609.6	14.27	581.1		5	406.4	13.49	386.7	
	10	711.2	17.88	684.5		6	457.2	15.88	438.3	
12	812.8	21.49	788.9	8		508.0	18.26	489.9		
14	914.4	25.10	893.3	10		609.6	21.44	541.5		
Cédula 80	1 1/4	101.6	2.41	95.8	12	323.9	23.82	289.0		
	1 1/2	127.0	3.02	117.0	14	355.6	26.19	317.5		
	1 3/4	152.4	3.20	139.0	16	406.4	28.56	346.0		
	2	203.2	3.73	182.3	18	457.2	30.96	374.5		
	2 1/2	254.0	4.55	233.5	20	508.0	33.34	403.0		
	3	304.8	5.38	284.7	24	609.6	40.64	490.5		
	3 1/2	355.6	6.21	335.9	Cédula 180	1 1/4	101.6	4.78	87.3	
	4	406.4	7.62	387.2		1 1/2	127.0	5.56	109.5	
	5	457.2	9.14	435.9		2	203.2	6.35	189.5	
	6	508.0	10.67	484.7		2 1/2	254.0	7.62	233.5	
8	609.6	14.27	581.1	3		304.8	8.89	284.3		
10	711.2	17.88	684.5	4		355.6	11.12	335.1		
12	812.8	21.49	788.9	5		406.4	13.49	386.7		
14	914.4	25.10	893.3	6		457.2	15.88	438.3		
16	1016.0	28.71	987.3	8		508.0	18.26	489.9		
18	1117.6	32.32	1086.9	10		609.6	21.44	541.5		