

**DISEÑO DE UN SISTEMA PARA FILTRAR, PRESURIZAR Y CLIMATIZAR EL
TALLER DE RECONSTRUCCIÓN EN INTERCOR**

RAMIRO ALEXANDER VERGARA TAPIAS

HUGO ZUÑIGA PÉREZ

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARTAGENA D.T.y C.**

1998

**DISEÑO DE UN SISTEMA PARA FILTRAR, PRESURIZAR Y CLIMATIZAR EL
TALLER DE RECONSTRUCCIÓN EN INTERCOR**

RAMIRO ALEXANDER VERGARA TAPIAS

HUGO ZUÑIGA PÉREZ

**Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
HELBERT CARRILLO
Ingeniero Mecánico**

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARTAGENA D.T.y C.**

1998

Nota de aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Cartagena, 12 de Junio de 1998

Cartagena, Julio de 1997

SEÑORES:

COMITÉ DE PROYECTOS DE GRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
LA CIUDAD

Estimados Señores :

Con la presente se hace entrega del proyecto de grado, titulado “**DISEÑO DE UN SISTEMA PARA FILTRAR, PRESURIZAR Y CLIMATIZAR EL TALLER DE RECONSTRUCCIÓN EN INTERCOR.**”; del cual he sido director.

Agradezco de antemano la atención prestada.

HELBERT CARRILLO
ING. MECÁNICO.

Cartagena, Julio de 1997

SEÑORES:

COMITÉ DE PROYECTOS DE GRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
LA CIUDAD

Estimados Señores :

Atentamente nos permitimos presentar nuestro trabajo de grado, titulado ”
**DISEÑO DE UN SISTEMA PARA FILTRAR, PRESURIZAR Y CLIMATIZAR EL
TALLER DE RECONSTRUCCIÓN EN INTERCOR.**”; como requisito para
obtener el titulo de **INGENIERO MECÁNICO.**

Agradecemos de antemano la atención prestada.

Cordialmente,

RAMIRO A. VERGARA T.

HUGO ZUÑIGA P.

ARTICULO 105

La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados, y no pueden ser explotados comercialmente sin ser autorizados. Esta observación debe quedar impresa en parte visible del proyecto.

DEDICATORIA

A Dios por haberme dado siempre fuerzas para seguir adelante.

A mis padres EMIRO ANTONIO VERGARA, ALCIRA TAPIAS, mis hermanas YANETH y ROCIO, por todo el apoyo brindado.

A mi esposa DIANA PÁJARO, a mi querido hijo RAMIRO ANDRÉS, animadores entusiastas en los momentos de flaqueza y motivo de mis preocupaciones.

A todas aquellas personas que de una u otra forma ayudaron que esta meta se cumpliera

A todos ellos GRATITUD PERENNE!!.

RAMIRO A. VERGARA T.

DEDICATORIA

A mi esposa MERCEDES DOLORES DORIA RAMOS y a mis hijos HUGO ARMANDO y MIRÍAM MERCEDES, motivos de mis preocupaciones y justificación de mis esfuerzos.

A la memoria de MIRIAM PÉREZ SEÑA y a TOMAS BERNARDO ZUÑIGA PADILLA, mis padres, verdaderos guías y paradigmas de amor y de trabajo.

A todos mis hermanos, animadores entusiastas en los momentos de flaquezas.

A TODOS ELLOS GRATITUD PERENNE!!

HUGO ZUÑIGA PÉREZ

AGRADECIMIENTOS

Los autores de este proyecto expresan sus agradecimientos a:

Herberth Carrillo, Ingeniero Mecánico, Por su apoyo y colaboración en el desarrollo de este proyecto.

Profesores de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar y en especial a JUSTO RAMOS, Decano de la Facultad, por sus orientaciones y consejos oportunos.

José Díaz Daza, Superintendente de los talleres de reconstrucción en la empresa INTERCOR, por haber depositado en nosotros la confianza y brindarnos el apoyo técnico necesario para la colaboración de este proyecto.

Aminta Teresa Quiñones Fontalvo, Tecnóloga en Sistema, Por su colaboración y dedicación en la transcripción de la tesis.

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|--|-------------|
| Figura 1. Volumen de control para ecuaciones de continuidad y Bernoulli. | 6 |
| Figura 2. Flujo de aire debido a una depresión causada por una salida de aspiración | 24 |
| Figura 3. Instalación incorrecta de extractor por causa de corto circuito. | 24 |
| Figura 4. Instalación correcta de extractor por ventilación lado a lado. | 24 |
| Figura 5. Ventilación lado a lado con conducto de extracción. | 27 |
| Figura 6. Conducto central de extracción. | 27 |
| Figura 7. Unidad extractora en el techo. | 27 |
| Figura 8. Inyección vertical desde conductos horizontales. | 31 |
| Figura 9. Sistema de suministro a través de conductos verticales con aberturas en celosías. | 31 |
| Figura 10. Sistema de suministro simple con ventilador soplando directamente a la atmósfera. | 33 |
| Figura 11. Formas del chorro de aire al dejar una abertura de suministro con aletas. | 33 |

| | |
|--|----|
| Figura 12. Disposición general de un ventilador centrífugo. | 44 |
| Figura 13. Diferentes modelos de álabes para ventiladores centrífugos. | 46 |
| Figura 14. Características típicas de un ventilador de paletas. | 46 |
| Figura 15. Características típicas de un ventilador de álabes curvados hacia adelante. | 48 |
| Figura 16. Características típicas de un ventilador de álabes curvados hacia atrás. | 50 |
| Figura 17. Ventilador helicoidal montado sobre anillo. | 52 |
| Figura 18. Posición de la hélice para dar el volumen máximo: montaje sobre anillo. | 52 |
| Figura 19. Proyección de los álabes a través del orificio para obtener la máxima presión montado sobre un diafragma. | 52 |
| Figura 20. Ventilador axial simple sin aletas directrices. | 55 |
| Figura 21. Corte transversal de un álabe de ventilador "Aerofoil". | 55 |
| Figura 22. Efecto del ángulo de entrada sobre las características de un ventilador, de flujo axial. | 57 |
| Figura 23. Aletas directrices en los ventiladores axiales. | 57 |
| Figura 24. Sistema de conducción de aire por medio de ductos. | 81 |

| | |
|---|-----|
| Figura 25. Perdidas por rozamiento en los conductos circulares de acero. | 89 |
| Figura 26. Ejemplos de diseños buenos y malos de las canalizaciones. | 91 |
| Figura 27. Cámara de disposición. | 96 |
| Figura 28. Precipitación por pulverizado de agua. | 96 |
| Figura 29. Ciclón. | 98 |
| Figura 30. Filtro seco. | 98 |
| Figura 31. Filtro viscoso. | 102 |
| Figura 32. Precipitador electrostático. | 102 |
| Figura 33. Vista en planta de bodega de reconstrucción. | 110 |
| Figura 34. Esquema isometrico de bodega para reconstrucción. | 111 |
| Figura 35. Orientación del viento con respecto a la ubicación de la bodega de reconstrucción en INTERCOR S.A. | 121 |
| Figura 36. Detalle de abertura en el techo, ventana y la pared que comunica con los hangares de camiones esquema 1, esquema 2, esquema 3. | 123 |
| Figura 37. Esquema típico de persianas para controlar una diferencia de presión 0,1 pulgadas de agua dentro del recinto. | 133 |
| Figura 38. Diagrama de las fuerzas que actúan en las persianas. | 136 |

| | | |
|--|-------------------------|-----|
| Figura 39. Esquema para distribución de aire por medio | de ductos. | 142 |
| figura 40. Línea central para dimensionamiento del | ducto tipo A. | 144 |
| figura 41. Línea central para dimensionamiento del | ducto tipo B. | 147 |
| Figura 42. Dimensiones de codos, reducciones y | derivación. | 149 |
| Figura 43. Dimensiones de espacio y derivación con | codos de 90°. | 153 |
| Figura 44. Cajas mezcladoras de aire existente. | | 159 |
| Figura 45. Esquema para el calculo del tiro y | velocidades del | 163 |
| chorro de aire a diferentes | distancias del difusor. | |
| Figura 46. Esquema para el montaje del motor eléctrico | en la caja | 173 |
| mezcladora de aire | | |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|--|-------------|
| Tabla 1. Valores Coeficiente K. | 178 |
| Tabla 2. Renovación de aire por hora. | 178 |
| Tabla 3. Calor que despiden las personas. | 178 |
| Tabla 4. Calor que despiden los motores eléctricos. | 178 |
| Tabla 5. Calor Iluminación Maquinaria y Procesos. | 178 |
| Tabla 6. Calentamiento solar a través del techo. | 178 |
| Tabla 7. Calentamiento solar a través de los muros. | 178 |
| Tabla 8. Duración media de la radiación solar. | 178 |
| Tabla 9. Escala Beaufort de los vientos. | 178 |
| Tabla 10. Efecto refrescante del aire en movimiento. | 42 |
| Tabla 11. Niveles de ruido máximos en industrias | 71 |
| Tabla 12. Equivalentes circulares de conductos un mismo flujo y una misma pérdida de aire. | 186 |

rectangulares para

RESUMEN

En todo movimiento de flujo de aire hay dos tipos de movimiento de gran importancia.

Régimen Laminar: con un número de $Re \leq 200.000$

Régimen Turbulento: Con un número de $Re \geq 400.000$.

Este régimen es el único que existe en los conducto de ventilación.

Ecuación de Continuidad: Representa la ley de conservación de masa del fluido que circula por un ducto.

$$Q = V * A$$

Ecuación de Bernoulli: Es el principio de la conservación de la energía.

$$P + (V^2)/2 = \text{constante.}$$

$$P_T = P_E + P_V$$

P_T = Presión total.

P_E = Presión estática.

P_V = Presión dinámica.

VENTILACIÓN

Existen dos tipos de ventilación general: ventilación natural y ventilación mecánica.

Ventilación Natural: En este no interviene ningún elemento mecánico. (extractores, ventiladores, etc.), esta es debido a fenómenos naturales como diferencias de presión y de densidad de aire.

Ventilación Mecánica: En este sistema el flujo de aire es entregado por ventiladores, se emplean tres procesos diferentes:

- Sistema de extracción de aire
- Sistema de inyección de aire

- Una combinación de los dos sistemas anteriores.

Distribución del Aire:

En todo sistema de ventilación mecánica si no existe una adecuada distribución del aire no se logra una adecuada ventilación .

Hay que tener sistema de ventilación mecánica si no existe una adecuada distribución del aire, no se logra una adecuada ventilación.

Hay que tener en cuenta ciertos parámetros como:

En la extracción del aire la colocación de los extractores con respecto a las aerturas del recinto deben ser de tal manera que el aire fresco pase a través de todo el espacio.

Las entradas de aire deben estar ubicadas de manera que la entrada de aire no estorbe a los ocupantes del recinto que se esta ventilando, por lo general se coloca a nivel de la zona de respiración, además el área de las entradas de aire influye en el buen funcionamiento de este sistema de ventilación.

En la inyección de aire el suministro es a través de ductos los cuales se diseñan de tal manera que el aire se expansa lo más homogéneamente posible en cada zona o espacio de trabajo a ventilar, en estos se utilizan toberas en las salidas de aire (difusores y rejillas) para aumentar la velocidad de salida del aire.

En zonas industriales una simple disposición de los ventiladores soplando directamente de la atmósfera puede ser utilizado con éxito en el caso que no se puedan colocar ductos.

Cálculos de la Ventilación: Para calcular el caudal a ventilar existen dos modos: el método de velocidades recomendadas según el número de renovaciones de aire por una hora y el método según el incremento de calor.

Velocidades de Ventilación Recomendada: Se basa en el número de renovaciones por aire admitido según cada caso en particular como indica la tabla 2. anexo A.

El volumen total a ventilar se multiplica por este factor y da el caudal de aire necesario.

Incremento de Calor: Cuando el factor principal es la reducción de temperatura el cálculo del caudal de aire a mover se hace teniendo en cuenta todas las fuentes que generan calor como: Ocupantes, luminarias, aparatos eléctricos, motores y radiación por paredes y techo.

Las tablas del 3 al 7 (Ver anexo A) son unas estimaciones de los factores para cada caso.

Movimiento del Aire: La sensación de calor es menor en aire en movimiento que en aire tranquilo aunque la temperatura de bulbo seco sea la misma para ambos casos. Cuando mayor es la velocidad mayor es la sensación refrescante.

Para temperaturas de locales, comprendidas ente 21 y 24°C, un desplazamiento de aire a la velocidad de 0.5 a 1 m/seg. da una importante sensación refrescante a las personas sentadas y a mediana actividad pero cuando se efectúa un trabajo muscular en lugares calurosos la velocidad del aire requerida es de 1,25 a 2,5 m/seg. para aliviar el calor.

VENTILADORES

Hay tres tipos básicos de ventiladores los centrífugos, axiales y helicoidales.

Centrífugos: Esta compuesto por un impulsor girando dentro de una carcasa que convierte la presión estática en presión dinámica.

Existen tres tipos de ventiladores centrífugos, según la configuración de las hélices.

Hélices radiales rectas.

Hélices curvadas hacia delante

Hélices curvadas hacia atrás.

Estos ventiladores son usados en aplicaciones donde se requieren manejar grandes volúmenes de aire a través de ductos.

Hélices Radiales Rectas ó Ventiladores con Paleta: generan poca presión pero son de gran uso en caso donde se requiere manejar, aire con partículas en suspensión ya que las partículas no se adhieren a las palas (autolimpieza).

Álabes Curvados Hacia Adelante: La velocidad del aire saliendo de este tipo es más grande en otros. En consecuencia este diseño mueve más aire que otros para un diámetro y velocidad dado lo que quiere decir que es una unidad mucho más compacta haciéndolo especial para el uso en unidades manejadoras de aire acondicionado.

El aire a manejar debe ser completamente limpio puesto que las partículas en suspensión se adhieren a las aspas ocasionando desvalanceo.

Álabes Curvados Hacia Atrás: Es el que da mayor rendimiento, estos ventiladores actúan a mayores velocidades tangenciales que los otros tipos de ventiladores centrífugos y son los que mayor volumen de aire manejan.

Generalmente son los utilizados en ventilación industrial con ductos donde se requiera manejar grandes volúmenes de aire a presiones estáticas y dinámicas elevadas.

Ventilador Helicoidal: Tienen un ancho campo de aplicación donde la resistencia al flujo de aire es baja. Proporcionan grandes volúmenes de aire económicamente en el caso de que no se precise de un sistema de conducción de aire.

Son muy utilizados en la extracción de aire en los edificios y fabricas.

Los ventiladores de ancha superficie de palas son los más apropiados para desplazar grandes volúmenes de aire a baja presión sin ruido.

Ventilador de Flujo Axial: Son utilizados para manejar grandes volúmenes a presión relativamente elevadas, pero no tan elevadas, como los centrífugos, la ventaja es que no necesita de conexión a 90° con el ducto, mientras que los ventiladores centrífugos si necesitan de esta conexión.

DISEÑO DE CONDUCCIONES DE AIRE

Un proceso es imprescindible para el diseño de sistemas de ventilación que precisen de conductos y pueden ser resumidos como sigue, hay que tener en cuenta los siguientes pasos para el diseño de un sistema de ductos en ventilación.

1. Estudio minucioso del plano del edificio en sí mismo a fin de diseñar el sistema más conviene, evitando en lo posible todas las obstrucciones y manteniendo el acceso a todas las partes y servicios del inmueble. Al mismo tiempo es preferible que el diseño sea simple, con codos suaves y cambios de sección graduales.
2. Disponer las salidas de la conducción para asegurar una buena distribución del aire en el espacio a ventilar.

3. Disponer el tamaño de la salida basandose en el volumen de aire necesario, número de salidas necesarias, pero sin olvidar que al aumentar la velocidad también aumenta el ruido. Asegurándose que los agujeros tengan una superficie libre suficiente.

4. Calcular los tamaños de los conductos principales y ramificaciones por uno de los siguientes métodos.
 - a) Método Dinámico: En el cual se escoge la velocidad en diferentes secciones, la velocidad se reduce de un máximo en el conducto principal a un mínimo en la entrada del local.

 - b) Método de equifricción: En el cual el conducto está proporcionado para dar la misma pérdida de presión, debida a la fricción, por unidad de longitud.

INTRODUCCIÓN

El aire en los talleres para reconstrucción de motores y componentes en general debe estar exento de polvos y otras partículas abrasivas debido al efecto dañino que estos causarían en el interior de los motores y componentes. Además debe de existir un buen movimiento de aire que asegure el confort en los trabajadores; uno de los objetivos de la ingeniería mecánica es crear los mecanismos necesarios para satisfacer esas necesidades.

Las condiciones ambientales presente en la Guajira donde las brisas propagan la existencia de polvos en su ambiente han obligado a la empresa INTERCOR S.A. a buscar un sistema para controlar este problema en sus talleres de reconstrucción.

La ingeniería mecánica, en particular la ventilación como una de sus áreas de estudio ofrece soluciones a problemas de climatización y depuración de aire en recintos industriales y comerciales.

La realización de proyectos como el que a continuación se presenta, son una muestra más que la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, como entidad formadora de ingenieros mecánicos busca responder y dar solución a necesidades no sólo empresariales sino también de la comunidad ya que esta

brindando una buena alternativa a quienes necesites de un buen diseño de ventilación.

El propósito de este proyecto es ofrecer a la empresa INTERCOR S.A. un buen diseño de un sistema para filtrar, presurizar y climatizar el taller de reconstrucción, para ello hemos seleccionado toda la información existente respecto a estos temas presente en el marco teórico de este proyecto y que ha sido la base para los cálculos aquí planteados.

1. CONCEPTOS GENERALES

1.1. RÉGIMEN DE FLUJO

El movimiento de un fluido y la observación de los fluidos lleva a distinguir dos tipos de movimiento de gran importancia.

Régimen laminar

Régimen turbulento

1.1.1. Régimen Laminar: Las trayectorias de las partículas del fluido en movimiento son bien definidas y no se entrecruzan

1.1.2. Régimen Turbulento: Se caracteriza por el movimiento desordenado de partículas; es el único que existe en los conductos de ventilación. La velocidad en cada punto del fluido no es constante como ocurre en el flujo laminar, sino que varía aleatoriamente con el tiempo, ordenándola alrededor de su valor medio.

El criterio para determinar el tipo de flujo lo estableció Reynolds, a través de una expresión dimensional:

$$R_e = (VD)/\nu$$

$$R_e = \rho(VD)/\mu$$

V = Velocidad del fluido (m/s)

D = Diámetro del ducto (m)

ν = Viscosidad cinemática (m²/s)

ρ = Masa especificada Kg-S²/m⁴

μ = Viscosidad del fluido (Kg.s/m²)

El flujo, en régimen laminar en ductos, ocurre y es estable para valores del número de Reynolds inferiores a 2000. Entre este valor 4000 se encuentra una zona crítica en la cual no se puede determinar con seguridad la pérdida de carga en ellos. El flujo en ductos de ventilación es turbulento, el cual se presenta a R_e por encima de 4000.

1.2. ECUACIONES FUNDAMENTALES

Las ecuaciones fundamentales del movimiento de los fluidos aplicables a la ventilación son:

La ecuación de continuidad

La ecuación de Bernoulli

1.2.1. Ecuación de Continuidad: La ecuación de continuidad representa la ley de conservación de las masas del fluido que circula por un ducto Figura 1.

La cantidad de fluido que pasa por la primera sección, en la unidad de tiempo será:

$$W_1 = \gamma_1 A_1 V_1$$

donde:

γ_1 = Peso específico

A_1 = Sección de entrada

V_1 = Velocidad media en la sección.

Para otra sección se tendría:

$$W_2 = \gamma_2 A_2 V_2$$

Trasladándose de movimiento permanente, la cantidad del fluido que entra en la sección A_1 , igual a la que sale por A_2

$$\gamma_1 A_1 V_1 = \gamma_2 A_2 V_2$$

Si el fluido es considerado incomprensible $\gamma_1 = \gamma_2$, es decir, que el fluido no reduce su volumen bajo la acción de presiones externas. En ventilación las variaciones de presión que sufre el aire raras veces superan las 0,1 atmósfera y puesto, que el peso específico de un gas (supuesto perfecto, y a temperatura constante) es directamente proporcional a la presión, se deduce que la variación puede ser despreciada, por lo tanto.

$$A_1 V_1 = A_2 V_2$$

De un modo general:

$$Q = A_1 V_1 = A_2 V_2 = AV = \text{Constante}$$

$$Q = AV$$

$Q = \text{Flujo (cfm)}$

V = Velocidad media en la sección (f.p.m.)

A = Área sección de flujo (pie²)

1.2.2. Ecuación de Bernoulli: Esta ecuación no es otra cosa que el principio de conservación de la energía. Para la deducción del teorema de Bernoulli fueron formuladas varias hipótesis:

El desplazamiento del fluido se realiza sin fricción

El líquido es incompresible

En tales condiciones se llega a que:

$$(V_1^2/2g) + (P_1/\gamma) + Z_1 = (V_2^2/2g) + (P_2/\gamma) + Z_2 = \text{constante}$$

Este teorema puede ser enunciado así:

En ausencia de trabajo externo y de rozamiento, a lo largo de cualquier línea de corriente, la suma de las alturas cinéticas ($V_1^2/2g$), piezométricas (P_1/γ) y potencia (Z) es constante.

Como $\gamma = \delta g$ y suponiendo además un régimen turbulento, se reemplaza en la ecuación anterior $(\delta V^2/2) + P + \delta g z = \text{constante}$.

En donde: δ = Densidad; g = Gravedad; Z = altura con respecto a una referencia arbitraria; P = Presión que marcaría un manómetro en la pared de la conducción.

En general cuando se trata de gases el término $\delta g Z$ puede despreciarse frente a los demás con lo que la ecuación se reduce a:

$$\delta V^2/2 + P = \text{constante.}$$

De donde P suele denominarse presión estática (PE) y $\delta V^2/2$, presión dinámica (PV), la suma de ambas se llama presión total (PT), valores que se dan tomando como referencia la presión atmosférica.

$$PT = PE + PV$$

La experiencia no confirma rigurosamente el teorema de Bernoulli, debido a que los fluidos reales se apartan del modelo perfecto. En ventilación la fricción es el principal responsable de esta diferencia. A consecuencia de las fuerzas de fricción, el flujo se mueve con la pérdida de energía (pérdida de carga), la cual se disipa en forma de calor. La ecuación de Bernoulli puede aplicarse a un

fluido real añadiéndole un termino adicional correctivo (h_f) que tiene en cuenta esa perdida de carga.

Si se vuelve a la figura 1. de la ecuación de continuidad y se hace un balance de energía entre los puntos 1 y 2 se tiene que:

$$P_1 + (\delta V_1^2)/2 = P_2 + (\delta V_2^2)/2 + \text{perdida de carga}$$

Reescribiendo la ecuación anterior se obtiene:

$$P_2 + (\delta V_2^2)/2 = P_1 + (\delta V_1^2)/2 - h_f$$

Lo anterior significa que las perdidas representan una disminución de la presión total que se va produciendo a lo largo de la conducción.

1.3. TUBO PITOT

Un tubo pitot consiste en un tubo con una extremidad doblada en dirección a la corriente del fluido.

Teóricamente la presión dinámica será:

$$H = V^2/2g$$

H = diferencia de altura en el manómetro en pie

$$V = \sqrt{2gH}$$

En realidad sin embargo, se debe introducir un coeficiente de corrección C.

$$V = C \sqrt{2gH}$$

La exactitud de un tubo pitot depende de la velocidad del fluido. para la medida de pequeñas presiones menores de 2 mm H₂O (ocasionadas por bajas velocidades), por medio de los manómetros convencionales en U no son recomendables, En estos casos es necesario recurrir a los manómetros inclinados (10:1) los cuales son capaces de efectuar lecturas de hasta $\pm 0,1$ mm H₂O. En general los tubos pitot no deben utilizarse para velocidades de fluido inferiores a 4 m/s o sea 800 f.p.m.

Cuando $g = 32,2 \text{ pie/seg}^2$ y la densidad del aire es de 0,075 libras por pie cúbico (aire a condiciones normales), esta formula se convierte en:

$$V = 4005 \sqrt{H} \text{ ó } V = 4005 \sqrt{PV}$$

Siendo PV = presión de velocidad en pulgadas de agua.

1.4. DENSIDAD

La densidad es un factor importante a tener en cuenta ya que nos permite relacionar la presión dinámica con la velocidad del fluido a través de la ecuación:

$$PV = \frac{1}{2} gV^2$$

El valor de δ considerado en esta ecuación para la elaboración de gráficas y curvas en los diferentes manuales, generalmente es el usado para condiciones normales del aire o sea 20°C (70°F) y 760 mm de Hg (29.92 in Hg), $\delta = 1,23 \text{ Kg/m}^3$ ó 0,075 libras por pie cúbico.

Este valor de la densidad se hace necesario corregirlo cuando se tiene condiciones distintas a las normales, por lo tanto se haya un δ' así:

$$\delta' = n'\delta$$

Siendo n el factor de corrección, el cual es función de la presión y la temperatura del aire, que se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$n' = 293^\circ\text{K}/T(\text{real})/760 \text{ mmHg.}$$

en donde:

T = temperatura del aire en grados Kelvin.

P = presión atmosférica en mmHg.

Este factor puede usarse para corregir las velocidades medidas a velocidades reales, las tasas de flujo reales a las tasas a condiciones normales.

$$Q_{\text{normal}} = Q_{\text{real}} * n'$$

En resumen, los cambios de temperatura y presión afectan la densidad del aire y por ende cambia la cantidad de energía requerida para mover el aire

2. VENTILACIÓN

2.1. VENTILACIÓN GENERAL.

Es el intercambio constante (suministro o extracción) de aire en un área general, cuarto o espacio.

Este intercambio de aire tiene el propósito de generar comodidad y reducir la concentración de los contaminantes por dilución del aire contaminado con el aire limpio.

En forma opuesta al control por ventilación exhaustiva local, el control por ventilación general permite que se presente la emisión. El aire contaminado se diluye hasta niveles de exposición aceptables; o si el objetivo es prevenir incendios en un espacio, se diluyen las concentraciones por debajo de los límites inferiores de la inflamabilidad o explosividad. En sentido contrario a la ventilación de lugar de trabajo.

2.1.1. Aplicaciones: La ventilación general puede considerarse aplicable cuando existen las siguientes condiciones:

- Las fuentes de emisión contienen relativamente pocos materiales tóxicos.

- Las fuentes de emisión están compuestas principalmente por gases y vapores.
- Las emisiones se presentan uniformemente con el tiempo.
- Las contaminaciones se dispersan ampliamente.
- Las emisiones no se presentan en la proximidad de los trabajadores.
- Prevalecen condiciones climáticas moderadas.

La ventilación general es menos efectiva y más costosa, bajo las siguientes condiciones:

Las fuentes de emisión contienen materiales altamente tóxicos.

Los materiales emitidos están compuestos principalmente por material particulado.

Las emisiones varían con el tiempo.

El trabajo se realiza en la vecindad inmediata de las fuentes de emisión.

2.2. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VENTILACIÓN GENERAL.

La circulación del aire de un área o espacio confinado, puede clasificarse como ventilación natural y como ventilación mecánica.

2.2.1. Ventilación Natural: La ventilación natural es el desplazamiento y el ingreso de aire a través de ventanas, puertas, muros, pisos y otras aberturas por medio de fuerzas naturales tales como diferencias de presión (viento) y temperatura (densidad del aire) entre la edificación y sus alrededores. Se debe recordar que el movimiento del aires para su ingreso no depende solamente de las características físicas de la edificación, por ejemplo su ubicación, etc.

2.2.1.1. Ventilación Debida a Fuerzas de Presión: En la utilización de las fuerzas naturales del viento para producir movimiento de aire, debe considerarse: la velocidad promedio, la dirección y la variación del viento. Además, se debe dar consideración a los objetos naturales y hechos por el hombre que puedan obstruir o cambiar las condiciones naturales del viento.

Las condiciones promedio del viento se obtienen generalmente de las estaciones meteorológicas o en los aeropuertos.

El volumen de aire movido por las fuerzas del viento puede calcularse por la fórmula:

$$Q = EAV$$

Donde:

Q = cfm del aire.

A = Área libre de las aberturas de entrada, pie cuadrados.

V = Velocidad promedio del viento, en fpm.

E = Coeficiente entre 0.5 y 0.6 cuando la entrada está en la misma dirección del viento y 0.25 a 0.35 cuando la entrada está en ángulo al viento.

2.2.1.2. Ventilación Debida a la Diferencia de Densidad del Aire: Las diferencias de densidad del aire se encuentra normalmente en áreas industriales calientes y secas como fundiciones, plantas de acero, etc. El movimiento del aire se efectúa en este tipo de industria por la producción de calor, por la distancia vertical entre la entrada y salida del aire y las respectivas de éstas.

El volumen de aire movido por las diferencias de temperatura (densidad) se determina en la siguiente forma:

$$Q = \sqrt{\left(\frac{H}{2}\right) \left(\frac{t_i - t_e}{RT}\right)} ; R = 1/(2gA^2 C^2)$$

Donde:

Q = cfm de aire . Ventilación natural.

H = Distancia vertical entre la entrada y la salida. pie.

$t_i - t_e$ = Diferencia de temperatura entre el aire inferior y exterior, en °F.

T = Temperatura absoluta promedio, °R.

R = Resistencia.

g = Constancia gravitacional.

A = Área libre de entrada en pie cuadrados.

C = Coeficiente, en la mayoría de los casos 0.65 y 0.5 para aberturas restringidas.

La labor de un sistema de ventilación natural depende de muchos factores entre estos están:

- La orientación del edificio con respecto a la prevalencia de los vientos.
- La interferencia de los edificios cercanos u otras obstrucciones
- La velocidad y dirección del viento, diferencias de temperaturas interior - exterior y la altura de chimeneas.
- Tipo, tamaño y localización de las aberturas de entrada y salida.
- Ajustes de aberturas de entrada y salida de acuerdo a las condiciones del viento existentes.

Una combinación de ventilación mecánica y natural es frecuente instalada en plantas industriales grandes.

Ventiladores colocados generalmente para extraer aire de la edificación, son usados para ventilación suplementaria durante periodos extremos de calor.

2.2.2. Ventilación Mecánica: Un sistema de ventilación mecánica es aquel en el cual el flujo de aire es producido por ventiladores. Si el ventilador está entregando aire a un espacio se llama “sistema suministro”, si el ventilador está removiendo aire de este espacio se llama “sistema de extracción”. Frecuentemente se utilizan ambos tipos de ventiladores.

El aire puede ser suministrado a las condiciones externas existentes o puede ser limpiado y calentado o enfriado de acuerdo a los requisitos del ambiente a ventilar. La limpieza o acondicionamiento del aire es posible solamente con un sistema mecánico.

2.2.2.1. Sistema De Ventilación: La ventilación natural es raramente del todo satisfactoria a menos que las condiciones exteriores sean ideales.

El aire caliente y viciado no saldrá de un edificio excepto que el aire exterior sea más frío que el interior.

También varía continuamente con los cambios de dirección del viento y puede ser restringida por obstrucciones al viento causadas por edificios adyacentes. Además no puede haber un control efectivo del polvo u olores en el que entra.

La aireación, mediante ventiladores, es necesaria en la mayor parte de los casos para mantener el acondicionamiento de aire a un estándar satisfactorio. Pueden emplearse tres procesos diferentes.

- a) Extracción del aire.
- b) Suministro de aire (aire inyectado).
- c) Una combinación de extracción e inyección.

Cada método tiene su mérito particular. Dentro los tres el uno o el otro es preferible según su aplicación.

Sistemas de extracción: El método de extracción es el más empleado. En muchos casos se puede recomendar por su simplicidad y economía. El aire interior es renovado mediante su extracción del espacio ocupado, causando la entrada de aire fresco del exterior.

Un ventilador de aspiración o un orificio en un canal de aspiración, crea una área de baja presión adyacente a él. El aire fluyendo en este espacio crea una

más ancha área de baja presión a su alrededor tal como lo muestra la figura 2., y el aire del exterior fluye por toda apertura disponible para llenar la depresión. Pero el grado de aireación producido depende del lugar por donde entra el aire fresco y la cantidad que fluye a través del lugar ocupado.

Sistema de alimentación de aire por inyección: El aire fresco es inyectado dentro del lugar ocupado por medio de ventiladores y con un sistema de simple alimentación el aire del interior se escapa a través de cualquier abertura disponible. La presión del aire interior es ligeramente aumentada sobre la ambiental exterior, la cual tiende a evitar la entrada de aire en lugares no convenientes y ayuda a evitar aspiraciones.

A fin de obtener una buena distribución del aire fresco es necesario prever una disposición uniforme de aberturas de salida de aire. Debe tenerse en cuenta al mismo tiempo las condiciones atmosféricas y la influencia de la presión del viento contra las salidas del aire.

Sistemas combinados de extracción e inyección: Un completo control de ventilación se logra usando a la vez ventiladores de aspiración e inyección. Una uniforme distribución del aire fresco es así asegurada y vendrá determinada por un flujo entre las aberturas de alimentación y las de expulsión.

Los ventiladores de entrada están seleccionados para dar un 20% más de volumen que los de expulsión. Esto mantiene al aire del edificio a una presión

superior a la ambiental exterior y así reduce la posibilidad de infiltración de polvo y otras poluciones arrastradas por el aire.

Si se precisa de una depuración del aire de entrada es imprescindible usar un sistema de inyección. La eliminación del polvo no es factible en un sistema de extracción.

2.3. LA DISTRIBUCIÓN DEL AIRE.

2.3.1. Sistema de Extracción: Para obtener una ventilación satisfactoria los puntos de aspiración y aberturas naturales deben estar dispuestos de tal forma que el aire fresco pase a través de todo el espacio. Ejemplo típico de buen y mal montaje se muestran en las figuras 3. y 4. Donde las dos paredes laterales un edificio dan acceso a la atmósfera y disposición más simple es la de instalar en una pared los ventiladores helicoidales aspirando hacia la atmósfera y prever, convenientemente espaciadas, entradas de aire en la pared opuesta. Si solamente una de las paredes laterales de acceso a la atmósfera, una posible solución sería utilizar una canalización de extracción a lo largo de la pared interior tal como indica la figura 5.

Si la distancia entre las paredes laterales es considerable, generalmente es mejor proceder a una extracción central. De esta manera el trayecto de aire se reduce y la probabilidad de un cortocircuito disminuye. Esto se logra algunas veces mediante una canalización central de aspiración tal como lo muestra la

figura 6., pero para edificios de una sola planta, una solución más simple consiste en emplear unidades de extracción montadas en el techo tal como se ve en la figura 7. Unidades de este tipo, incorporando un ventilador helicoidal, generalmente necesita menos capital para la instalación y menos costo de funcionamiento, que un sistema de conducciones demasiado largo. Su eficiencia es ayudada por las corrientes de convección dirigidas hacia arriba, también se evita toda la interferencia con grúas - puente o equipos similares.

Donde el calor representa un problema es necesario renovar el aire caliente acumulado en la parte alta. Si se mantiene este estrato superior de aire caliente, este gradualmente se extenderá hacia abajo y disminuirá la natural ventilación del aire calentado en el nivel de trabajo.

En tales casos se acostumbra a extraerlo desde un nivel alto a través del techo o de final de los caballetes, mientras que las entradas de aire natural estarán situadas en un nivel inferior. Cuando más rápida sea la extracción del aire caliente superior, con más rapidez se elimina el calor del área de trabajo y más fácilmente el aire entrante se distribuirá a través del espacio.

2.3.1.1. Entradas de Aire: Es de remarcar que el éxito de un sistema de extracción está influenciado en gran manera por las entradas de aire. Por regla general las entradas de aire deberán colocarse a nivel de la zona de respiración por otra parte tampoco deben estar demasiado bajas, ni cerca de los

ocupantes, ya que el aire entrante, a través de ellas, causaría molestias a las personas sentadas a su lado.

Las dimensiones de las aberturas influyen en el confort y el funcionamiento del ventilador. Si su área total es pequeña habrá resistencia a la entrada y su velocidad de extracción del edificio disminuirá.

Por regla general el área libre total de entrada es por lo menos de 1,5 a dos veces el área total de los orificios de salida. Por área libre se entiende cantidad de espacio Útil en una abertura. Es generalmente indicada por los fabricantes como porcentajes del área total.

La dimensión de la abertura de entrada necesaria para ventilación puede expresarse como sigue:

$$\left(\frac{\text{m}^3/\text{h}}{\text{m}^2} \text{ de abertura} \times \text{velocidad de entrada en m/s} \right) \times (100/\% \text{ área libre})$$

= Superficie de abertura en m²

2.3.2. Sistema de Inyección de Aire: El suministro de aire es generalmente distribuido por conductos pero una simple disposición de los ventiladores soplando directamente desde la atmósfera puede ser usada con éxito, para edificios industriales.

2.3.2.1. Distribución de Aire: En los edificios no industriales el aire es generalmente inyectado a través de aberturas en las paredes o difusores en el techo. Los sistemas industriales presentan varias formas. El aire es a menudo impulsado a través de toberas con el fin de obtener un recorrido máximo. Quizá el método más común es el de abertura de salida en canalizaciones horizontales, suspendidas sobre la zona de trabajo, figura 8. Otro método es inyectándolo hacia abajo a través de conductos verticales de canalización terminados en una celosía, tal como se ve en la figura 9.

2.3.2.2. Aberturas y Toberas de Salida: Las aberturas de alimentación deben estar dispuestos de tal forma que den una uniforme distribución del aire fresco sin provocar malestar debido a corrientes de aire. El reparto del aire depende del tipo de aberturas y de la velocidad de inyección. Al salir de la abertura el flujo de aire genera un movimiento secundario de aire, al arrastrar el aire ambiente; ver figura 10. Este movimiento secundario ayuda a la difusión y es proporcional a la velocidad de inyección.

Un flujo de aire al salir de una abertura plana rectangular se esparce con un ángulo de 15 a 20° hasta que pierde su velocidad. Este ángulo puede aumentarse a 60° mediante aletas de dispersión en la abertura, (ver figura 10.), no obstante reducirá el impulso o distancia del chorro a la mitad.

La velocidad de la corriente de aire disminuye rápidamente después de que haya pasado por la abertura. (Ver figura 10.)

La velocidad del aire a diferentes distancias de la abertura se calcula con la siguiente ecuación.

$$V = (KV_1\sqrt{A_1})/X$$

Donde:

V = Velocidad de la corriente en m/s en algún punto de la habitación.

K = Constante dada en la tabla 1. (ver anexo A)

V₁ = Velocidad a la salida de la abertura m/s.

A₁ = Área libre de la abertura en m²

X = Distancia a la abertura en m.

2.4. CÁLCULOS DE LA VENTILACIÓN

La ventilación implica suministro de aire fresco, la eliminación de los productos de contaminación y del calor, y también a un movimiento de aire para refrigerar o refrescar.

Ciertos procesos de acondicionamiento de aire pueden combinarse económicamente con un sistema de ventilación primaria. El aire inyectado puede ser calentado o enfriado y el polvo contenido en él, eliminado por filtración.

Para determinar la cantidad de ventilación y el movimiento de aire requerido, hay que tener en cuenta los siguientes factores:

- Dimensiones del local o edificio.
- Número y tipo de los ocupantes y sus actividades.
- Aportación de calor del equipo y radiación solar.
- Humedad relativa.
- Temperatura del aire exterior y variación de la temperatura.

En todos los casos la ventilación se diseñará para adaptarse a las condiciones más calientes, que prevalecerán durante un cierto tiempo. En zonas templadas se basará en el calor medio del verano.

2.4.1. Velocidades de Ventilación Recomendadas: Una base para estimar la velocidad de renovación del aire es el número de veces, por hora, que el aire contenido en un edificio debe reemplazarse por aire fresco. La tabla 2.(ver anexo A) es un guía del número de renovaciones de aire por hora generalmente admitido en ventilación.

El procedimiento consiste en calcular el volumen interior total en m³ y multiplicar este volumen por el número de renovaciones deseadas por hora. El calculo de la ventilación, sobre la base de intercambio de aire por hora es como sigue:

largo X ancho X alto X renovaciones de aire por hora = cantidad de aire necesario en m³/hora.

Otro método consiste es asegurar una alimentación mínima de 30 m³ por personas y hora. Esto permite renovar el aire viciado por los ocupantes si no existen otras contaminaciones. Pero esto es insuficiente en el caso en que existan otras poluciones provenientes de humos o contaminaciones industriales para eliminar el calor.

En climas muy calurosos será necesario multiplicar por dos o tres veces la ventilación recomendada en la tabla 2. (ver anexo A). En tales casos es mejor calcular la ventilación basándose en el incremento de calor en el interior del edificio.

2.4.2. Incrementos de Calor: En los lugares donde la reducción de la temperatura es el factor principal a considerar, se aconseja calcular la ventilación tomando como base la cantidad de calor a eliminar. Cualquier forma de fuerza mecánica genera calor. Es necesario tener en cuenta los incrementos de calor provenientes de las siguientes fuentes:

1. El calor del cuerpo producido por los ocupantes.
2. Aparatos eléctricos, otras máquinas y procesos exotérmicos.
3. Rayos solares transmitidos a través de paredes y techo.

2.4.2.1. Calor Producido por los Ocupantes: La pérdida de calor corresponde a diferentes grados de ejercicio físico es dada aproximadamente en la tabla 3. (ver anexo A)

2.4.2.2. Calor Procedente de los Aparatos Eléctricos: Los motores eléctricos y otros aparatos se calientan al usarlos y, por consiguiente, caldean al atmósfera. Además la energía del motor se convertirá directa o indirectamente en calor. Una estimación segura será el equivalente calorífico de la potencia absorbida por el motor a plena carga. La tabla 4. (ver anexo A), da una estimación de estos equivalentes, la tabla 5. (ver anexo A), también es otra estimación de estos equivalentes en BTU/hr. El calor producido por otros aparatos eléctricos, incluyendo las lámparas, es del 0.86 Kcal/hora por vatio.

2.4.2.3. Radiación Solar: La cantidad de calor radiado y absorbido por las paredes de los inmuebles variará según el color. Las superficies de color oscuro absorben más calor que aquellas de color claro. El flujo de calor que atraviesa las paredes y techados dependerá de su naturaleza y grosor. El vidrio es transparente a las radiaciones solares y permite que pasen instantáneamente en casi su completa intensidad. El hierro ondulado también permite una rápida transmisión del calor.

En los inmuebles de construcción ligera, la penetración del calor radiado es rápida y la máxima absorción de calor proviene de esta fuente debe tenerse en cuenta para el plan de ventilación.

El cálculo de la influencia solar sobre la temperatura de los inmuebles son complejas y en gran parte materia de conjetura.

Depende de muchos factores tales como: la claridad de la atmósfera, la sombra de los árboles, el color de las superficies externas y velocidad del viento.

Se puede admitir como primeras aproximaciones las indicaciones dadas en las tablas 5.,6., 7. (ver anexo A) Ellas indican para un tiempo caluroso y claro y para máximas radiaciones solares, el porcentaje aproximado de absorción y reflexión de radiaciones y el tiempo tardado en la transmisión de calor.

Estas tablas se refieren únicamente a la transmisión del calor solar cuando la temperatura es prácticamente la misma en el interior que en el exterior. No indica el flujo de calor por grado de diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior, y, por tanto, no pueden ser utilizada para calcular la potencia de enfriamiento cuando la temperatura inferior es más baja que la existente a la sombra del exterior.

La duración media de los rayos solares sobre las superficies del inmueble se indican en la tabla 8.(ver anexo A) Los valores indicados para 20° de latitud Norte pueden usarse igualmente para 20° de latitud Sur y para latitudes ecuatoriales.

2.4.2.4. Calculo de Ventilación Basada Sobre los Incrementos de Calor:

Cuando se calculan los incrementos debidos al calor solar, es necesario recordar que los efectos de las radiaciones afectan al mismo tiempo solamente a una o dos paredes de un edificio rectangular.

Es recomendable basar los cálculos en la pared que recibe más calor solar en los momentos más calurosos del día; es decir, cuando la diferencia de temperatura entre la exterior e interior es mínima.

La ventilación necesaria para eliminar el calor, puede calcularse a partir del incremento total de calor en Kcal/hora mediante la formula siguiente:

$$\begin{aligned} & (\text{Número de kcal/hora})/0.288 \times \text{elevación de temperatura en } ^\circ\text{C} \\ & = \text{Número de m}^3 \text{ /hora} \end{aligned}$$

Si la temperatura exterior a la sombra es de 25°C y la temperatura máxima interior admisible es de 30 °C, la diferencia será de 5°C, la velocidad requerida tiende a incrementarse a medida que la diferencia de temperatura decrece, y es imposible refrescar mediante la ventilación solamente a una temperatura inferior a la de la sombra exterior.

2.4.2.5. El Movimiento del Aire: La sensación de calor experimentada por una persona está influenciada por el movimiento del aire. La sensación de calor es menor en aire en movimiento que en aire tranquilo, aunque la temperatura

indicada por el termómetro de bulbo seco sea la misma. Aunque la temperatura sea alta, el movimiento de aire puede provocar un considerable alivio del calor y afecta directamente en la capacidad e inclinación al trabajo. Se admite que para temperaturas locales comprendidas entre 21 y 24°C un desplazamiento de aire a la velocidad de 0,5 a 1 m/s da una importante sensación refrescante a las personas sentadas y de mediana actividad. Pero cuando se efectúa un trabajo muscular en lugares calurosos la velocidad del aire requerida es de 1,25 a 2,5 m/s para aliviar el calor.

El movimiento del aire es obtenido con la ayuda de ventiladores de circulación y ventiladores industriales de enfriamiento.

La velocidad generalmente designadas por “brisas ligeras” es del orden de 2.5 m/s. La escala de Beaufort de los vientos, en la tabla 9.(ver anexo A), muestra las velocidades de los mismos en km/hora y m/s.

El efecto refrescante del aire en movimiento puede ser expresado en función de la disminución de la temperatura del aire (termómetro seco), el cual daría el mismo efecto refrescante en aire tranquilo. El efecto exacto depende de la humedad, de la temperatura y de los vestidos usados, etc. pero la tabla 10. puede tomarse como guía.

Tabla 10. Efecto refrescante del aire en movimiento.

| | |
|-----------------|------------------|
| 0,1 m/s | enfriamiento 0°C |
| 0,3 m/s | enfriamiento 1°C |
| 0,7 m/s | enfriamiento 2°C |
| 1,0 m/s | enfriamiento 3°C |
| 1,6 m/s | enfriamiento 4°C |
| 2,2 m/s | enfriamiento 5°C |
| 3,0 m/s | enfriamiento 6°C |
| 4,5 m/s | enfriamiento 7°C |
| 6,5 m/s | enfriamiento 8°C |

3. VENTILADORES

Un ventilador se define como una máquina propulsora de aire en forma continua por acción aerodinámica. Hay tres tipos básicos de ventiladores; centrífugos, helicoidales y axiales.

3.1 VENTILADORES CENTRÍFUGOS

El ventilador centrífugo está formado por un impulsor el cual gira dentro de una carcasa en forma de voluta, tal como lo indica la figura 12. Cuando el impulsor gira, las hélices en su periferia despiden el aire por centrifugación en la dirección de rotación. El aire así despedido entra en la voluta y es forzado hacia la salida tan pronto como abandona la hélice. Al mismo tiempo el aire es aspirado a la entrada para reemplazar al que ya ha sido despedido. El aire entra en forma axial, gira en ángulo recto a través de las aletas y es despedido en forma radial. La finalidad de la carcasa es convertir la presión estática en presión dinámica desarrollada en la extremidad de las paletas.

Existen variantes de esta forma fundamental. Tres tipos diferentes de hélices son utilizadas, tal como se muestra en la figura 13.

a) Hélices radiales rectas.

b) Hélices curvadas hacia adelante.

c) Hélices curvadas hacia atrás.

Los rendimientos de los ventiladores se encuentran entre un 45% a un 75% según del tipo que sean.

3.1.1. Ventiladores con Paletas: Su rendimiento no es muy elevados y son destinados a presiones moderadas. Una de sus características es que los materiales que se encuentran en el flujo de aire no se adhieren a las palas. Son de autolimpieza, lo cual es una ventaja en el caso de que el aire estuviese cargado de polvo.

La variación del volumen en función de la presión viene representada en la figura 14.

3.1.2. Ventiladores con Álabes Curvados Hacia Adelante: Los más altos rendimientos se obtienen cuando los álabes tienen la superficie curvada. Una forma muy corriente de la curvatura de los álabes, es tener el lado cóncavo en el sentido de la rotación. Los álabes de este tipo tienen poca altura radial u son generalmente numerosos. Los ventiladores así construidos son conocidos como multipalas.

El álabe curvado hacia adelante tiene el efecto de cuchara en el aire, la velocidad del aire saliendo de este tipo es más grande que en otros. En consecuencia este diseño mueve más aire que otros para un diámetro y velocidad dados. En otras palabras para una capacidad dada, el ventilador con álabes curvadas hacia adelante es más pequeño y gira más lentamente.

La figura 15. Representa las variaciones de volumen en función de la presión para ventiladores de álabes curvadas hacia adelante.

3.1.3. Ventiladores con Álabe Curvados Hacia Atrás: Los mejores rendimientos en ventiladores centrífugos se obtienen cuando los álabes son curvados hacia atrás. Estos tienen el lado convexo en el sentido de la rotación. Esta forma favorece el flujo del aire a través de los álabes, reduciendo el choque y las pérdidas por remolinos. Estos ventiladores actúan a mayores velocidades tangenciales que los otros tipos y son los que mayor volumen de aire manejan dentro de los centrífugos.

El tamaño es una de las desventajas de los ventiladores centrífugos. A fin de reducir su volumen y también su precio, en la práctica para grandes volúmenes de aire, las ruedas se construyen de doble ancho y llevan en ambos lados de la carcasa entradas de aire. Son conocidos como ventiladores de doble entrada. Estos proporcionan un volumen doble al de los ventiladores de simple entrada e igual diámetro de rueda y velocidad, la figura 16. muestra la característica presión volumen de los ventiladores con álabes curvados hacia atrás.

3.2. VENTILADORES HELICOIDALES

Los ventiladores de hélices tienen un ancho campo de aplicaciones, en donde la resistencia al flujo de aire es baja. En la mayoría de los casos mueve el aire a través de un orificio practicado en la pared. Su interés reside sobre todo en que ellos proporcionan grandes volúmenes de aire económicamente y no exigen importantes inversiones de capital. El término ventilación de extracción se aplica a menudo a los ventiladores helicoidales porque son muy usados en la extracción del aire en los edificios.

El efecto propulsor de los álabes varían en función de su forma. Un ventilador con palas largas curvadas desplazará más cantidad de aire y será más silencioso que uno de álabes planos y rectos para un mismo diámetro e igual velocidad. Los álabes estrechos y rectos, provocan más turbulencia y tienen más tendencia a vibrar. Para proporcionar la misma impulsión de aire, un ventilador con álabes estrechos deberá girar a mayor velocidad que uno de palas anchas.

Los ventiladores de ancha superficie de palas, ilustradas en la figura 17. Son más apropiados para desplazar grandes volúmenes de aire a baja presión sin ruido.

El aire entra en un ventilador helicoidal de todas direcciones y es emitido axialmente, pero hay también alguna parte emitida radicalmente. Estos ventiladores no son apropiados para trabajar en contra de una resistencia apreciable. Su particular campo de aplicación es desplazar el aire bajo condiciones de libre aspiraciones y descarga, o en presiones estáticas no excediendo a los 15 mm de agua. Para esta clase de aplicaciones este ventilador es generalmente el más práctico y el más económico. La potencia absorbida por un ventilador helicoidal crece al aumentar la resistencia que se le opone.

Por regla un ventilador helicoidal con álabes de hoja de acero da un volumen máximo en condiciones de flujo libre, cuando el filo delantero de las hojas, esto es el filo de descarga, esta parejo con el montante en anillos, tal como lo muestra la figura 18. La presión máxima se obtiene proyectando los álabes parcialmente en el orificio, al como lo indica la figura 19. Esta proyección de los álabes permite una descarga del aire a través de la punta de los mismos, así se reducen perdidas ocasionadas por la contracorriente, permitiendo al ventilador desarrollar su presión máxima.

Es necesario dejar alrededor de los álabes un espacio suficiente para descarga centrífuga. Si un ventilador es montado en un conducto cilíndrico el mejor rendimiento será obtenido cuando el conducto sea al menos 25% superior al diámetro del impulsor y el ventilador esté montado en un plato formando diafragma, con los álabes proyectados a través del orificio, tal como lo indica la figura 19.

3.3. VENTILADORES DE FLUJO AXIAL

Estos ventiladores comprenden un impulsor o impulsores, con álabes de sección de ala de avión rodando dentro de una carcasa cilíndrica. El flujo de aire a través de ventilador es prácticamente paralelo al eje del impulsor. El paso directo de aire a su través, permite al ventilador ser montado directamente en conductos rectos. El sistema de conducción es más simple que en el caso de los ventiladores centrífugos, los cuales requieren conexiones a 90°.

La forma más simple de un ventilador de flujo axial es el que tiene una sola hélice montada sobre el árbol del motor, tal como se ve en la figura 20. Este tipo es capaz de desarrollar presiones por encima de los 60 mm de agua. Para presiones más elevadas este diseño básico se modifica de diversas maneras.

3.3.1. Álabes << Aerofoll >>: La construcción de un ventilador de flujo axial está influenciado por varios factores, entre los cuales está el diseño de los alabes y sección. Una sección de álabes puede tomar una gran variedad de formas, pero básicamente es tal como se ve en la figura 21. desde una arista de entrada relativamente ancha a una arista de salida muy delgada. La longitud de esta sección es la cuerda. La forma de la línea media A-A, entre la superficie más alta y la más baja, es la curvatura, y el ángulo formado por la dirección de rotación y la superficie, se denomina ángulo de incidencia o paso. Estos tres factores influyen en su funcionamiento.

La presión generada es también afectada por el diámetro del eje. Generalmente los ventiladores con grandes ejes desarrollan presiones más elevadas para una misma velocidad periférica que aquellos que tienen ejes más pequeños, aunque con sacrificio de flujo de aire.

El volumen de aire es función del ángulo de incidencia. Se puede obtener una gran gama de volúmenes para una velocidad y diámetro dado para diferentes ángulos de incidencia.

La variación de presión con el volumen entregado por un ventilador típico de flujo axial, se muestra en la figura 22. Se verá que para un ángulo de incidencia relativamente bajo, la presión crece lentamente al disminuir el volumen. para ángulo más elevados del álabe se alcanza un punto en donde el ventilador no desarrolla la presión requerida para liberar el volumen de aire preciso. Esto se pone de manifiesto en un bajón brusco de la curva. El punto donde comienza este bajón es conocido como "Punto Critico".

3.3.2. Huelgo en la Extremidad de los Álaves: A fin de mantener la presión máxima con ventiladores de flujo axial, es necesario que haya un huelgo mínimo entre la extremidad de los álaves y la carcaza. Este huelgo varia desde un 0,1% a un 0,4% del diámetro del impulsor de acuerdo con la construcción del ventilador.

Hay casos, no obstante, donde es necesario hacer rodar las hélices con un gran huelgo en los extremos. En este caso el punto critico se manifiesta para una presión más baja y deben tomarse precauciones en la elección del ventilador, para que no trabaje en condiciones criticas cuando una resistencia se ponga al flujo de aire.

3.3.3. Creación de Presiones Elevadas: La rotación del aire representa parte de la energía puesta en juego. Para obtener del ventilador la presión máxima, es preciso hacer desaparecer la rotación del con la mínima perdida de energía

posible. Esto será efectuado mediante el aire arremolinado a la salida de las mismas. Estas aletas son conocidas como aletas directrices. Ellas aumentan la presión de una hélice de 10% hasta un 30%, (ver figura 23.).

Inversamente las directrices pueden también colocarse en la entrada, a fin de poner en rotación al aire en el ventilador. En este caso la hélice esta diseñada para admitir el aire en rotación, comunicarle energía y descargarlo con la mínima rotación. La única pérdida de energía en el proceso es debida a imperfecciones en el diseño y fabricación del ventilador. Por este método el aumento de presión es de un 20% a un 60%. (ver figura 23.).

3.4. LEYES DE LOS VENTILADORES

Estas leyes se utilizan para calcular los cambios en un sistema de ventilación, cuando se varía un parámetro de operación. Por ejemplo, supóngase que se cambian las RPM de un ventilador. Cual es la nueva presión estática en el ventilador?. La nueva presión estática de la campana?. La nueva potencia en caballos requerida?. La nueva tasa de flujo?.

Las leyes de los ventiladores permiten predecir esto, antes de que se realice el cambio.

3.4.1. Primera Ley: En esta ley permanecen constantes el sistema, la densidad del aire, el diámetro del ventilador y varían las revoluciones del ventilador, es decir su velocidad de rotación y se expresa así.

$$Q_2 = Q_1(\text{RPM})_2 / (\text{RPM})_1$$

$$PE_2 = PE_1((RPM)_2/(RPM)_1)^2$$

$$BHP_2 = BHP_1((RPM)_2/(RPM)_1)^3$$

3.4.2. Segunda Ley: Permanece constante el flujo de aire, el sistema, el tamaño del ventilador, la velocidad de rotación y varía la densidad del aire; Se expresa así:

$$PE_2 = PE_1(\delta_2/\delta_1)$$

$$BHP_2 = BHP_1(\delta_2/\delta_1)$$

Esta ley se utiliza cuando hay cambios de temperatura y de altitud del lugar de uso.

3.4.3. Tercera Ley: Permanecen constante la presión estática, el sistema, el tamaño del ventilador y varían la densidad. Se expresa así:

$$Q_2 = Q_1(\delta_1/\delta_2)^{1/2}$$

$$(RPM)_2 = (RPM)_1(\delta_1/\delta_2)^{1/2}$$

$$BHP_2 = BHP_1(\delta_1/\delta_2)^{1/2}$$

Se utiliza cuando se requiere mantener constante la presión estática, a pesar de que ocurran cambios en la densidad del aire.

3.4.4. Cuarta Ley: Permanece constante la masa del aire por unidad de tiempo, el sistema, el tamaño del ventilador y varía la densidad del aire. se expresa matemáticamente en la siguiente forma.

$$Q_2 = Q_1(\delta_1 / \delta_2)$$

$$(RPM)_2 = (RPM)_1(\delta_1 / \delta_2)$$

$$PE_2 = PE_1(\delta_1 / \delta_2)$$

$$BHP_2 = BHP_1(\delta_1 / \delta_2)^2$$

La ley N° 4 y la ley N° 2 se utilizan para seleccionar ventiladores por medio de los cuadros de selección, para condiciones diferentes a las especificadas en ellos. Esta ley es muy usada en los procesos de combustión y aire acondicionado ya que el flujo masivo proporcionado por los ventiladores es constante.

Los números 1 y 2 se refieren a las condiciones antes y después del cambio respectivamente.

Estas fórmulas son solamente herramientas de cálculos. Los valores reales raramente siguen fórmulas teóricas exactas.

3.5. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA

La potencia generalmente se denomina “Potencia al Aire”, “Potencia Nominal”. “Potencia del Motor”. etc.

3.5.1. Potencia al Aire: Se refiere a la cantidad mínima de potencia para mover un volumen de aire contra la presión total del ventilador. Esta dada por la siguiente formula

$$AHP = (P_{tv} * Q(CFM))/6356$$

AHP = Potencia al aire

P_{tv} = Presión total del ventilador

Como se ha anotado, nada se consigue sin una pequeña perdida, y los ventiladores no son una excepción. En realidad el ventilador es un equipo ineficiente. Cuando él mueve el Q especificado contra la P_{tv} , desperdicia cerca de 25,50% de la potencia que le entra.

3.5.2. Potencia al Freno: Se refiere a la potencia real requerida para operar el ventilador en forma que realice completamente su tarea de mover el Q especificado contra PT del ventilador, las pérdidas en el eje y el cojinete, etc.

La potencia al freno es la potencia al aire dividida por un factor de eficiencia mecánica (n):

$$\text{BHP} = (\text{Ptv} * \text{Q}(\text{CFM})) / (6356 * n)$$

El factor de eficiencia (n), se determina experimentalmente por el fabricante del ventilador. Si n no puede ser determinada (por ejemplo, para un ventilador existente), un valor de n = 0,60 permitirá efectuar un cálculo aproximado.

Después de probar un ventilador y determinar el consumo de potencia, se puede determinar la eficiencia total y la estática así:

$$\text{Eficiencia Total Mecánica} = (\text{Q} * \text{Ptv}) / 6356 * \text{BHP}$$

$$\text{Eficiencia Estática: } (\text{Q} * \text{Pev}) / 6356 * \text{BHP}$$

3.6 RUIDO EN VENTILADORES

El ruido es un fenómeno que se presenta en todos los sistemas de ventilación lo que hace necesario mantenerlo por debajo de determinados límites a fin de que no influya sobre la salud de las personas ubicadas cerca a él o produzca efectos adversos sobre la eficiencia del sistema.

Se pueden generar ruidos de dos tipos: Los aerodinámicos producidos por la componente rotacional, la cual está asociada con el impulso dado al aire cada vez que un alabe pasa por un punto dado y la componente vertical la cual se debe en gran parte al desprendimiento de vórtices de los álabes del ventilador.

Los no aerodinámicos, los cuales incluyen desequilibrio, ruido de cojinetes, ruidos de rozamiento y ruidos de engranaje.

3.6.1. Fuentes Aerodinámicas del Ruido del Ventilador.

3.6.1.1. Ruido Rotacional: El ruido generado por los álabes es común a todos los ventiladores; cada vez que una aleta pasa por un punto dado, el aire en ese punto recibe un impulso. La velocidad de repetición de ese impulso - la frecuencia con que pasa el álabe - determina el tono fundamental de ese tipo de ruido. En los ventiladores axiales el incremento del ancho de las aletas reducirá la intensidad del sonido. Mientras que el espesor produce un ligero efecto

sobre el ruido rotacional. Doblando el número de álabes, disminuye el ruido de rotación en algo más de 3 dB.

Las observaciones anteriores se aplican también a ventiladores centrífugos con pocos álabes. Sin embargo, el número de álabes de un ventilador centrífugo viene generalmente establecido para un diseño óptimo del flujo, y la generación de ruido decrece pero ligeramente, para un número de álabes mayor que el óptimo.

Una cubierta que rodee el ventilador propulsor puede servir para reducir considerablemente el ruido, si está situada correctamente. Sin embargo, si el flujo choca contra parte de la cubierta, el ruido puede hacerse más intenso que en el caso de ventilador sin cubierta.

1. **Efecto de las Directrices en un Ventilador Axial:** Las directrices son aletas fijas ubicadas en la parte posterior del ventilador que sirven para fijarlo dentro de los ductos. Si el ventilador tiene tantas directrices como álabes, el paso de aire sobre aquellos acentuará el ruido, especialmente si las directrices están próximas a los álabes. Para obtener el mínimo de ruido el número de directrices no debe ser igual al número de alabes, y deben alejarse lo más posible de ellos.
2. **Efectos de la Voluta y Cortavapor de un Ventilador Centrífugo:** La voluntad en espiral es la más conveniente para corregir un mínimo de ruido,

en la cual la presión se incrementa en relación inversa con el ángulo de recorrido si la sección de la voluta crece rápidamente, la velocidad de salida se reduce y la presión crece, causando un cambio brusco en el cortavapor e incrementando el ruido a la frecuencia de paso del álabe. La sección del cortavapor: cuanto más pequeña es la sección más ruido rotacional se producirá en el cortavapor; una sección de 5 por 100 del diámetro del rotor se considera generalmente como el mínimo y por lo tanto, se debe aumentar algo para aplicaciones de bajo ruido.

3.6.1.2. Ruido de Vórtice.

- **Generación por los Álaves:** Cuando un álabe se mueve a través del aire, se genera un gradiente de presión en dirección perpendicular al mismo, Si el flujo máximo al álabe es permanente, el ruido es poco, o sea que el gradiente de presión es constante. Si el perfil del álabe es incorrectamente diseñado, puede dar origen a torbellinos mayores incrementando el ruido. Este efecto se puede minimizar usando centros de salidas curvados, de tal manera que los vórtices sean dirigidos al extremo del álabe.

En ventiladores centrífugos que no pasean alabes aerodinámicos, los vórtices se pueden crear en el centro de entrada de los álaves. para minimizar este efecto los ángulos de entrada a los álaves deben ser correctos.

Turbulencia de la Corriente de Aire: Es ocasionada generalmente por obstrucciones en la corriente, a la salida o a la entrada. La presencia de algún ángulo o codo provoca aumento de turbulencia y de ruido.

3.6.1.3. Efectos de los Conductos: El ruido puede emitirse también como resultado de la resonancia de la carcasa del ventilador y los conductos. Puesto que el ruido aéreo que proviene del ventilador contiene todas las frecuencias posibles de la zona audible, cualquier sistema mecánicamente resonante se excitará a su frecuencia natural de vibración. Este efecto puede controlarse con un revestimiento exterior. Aunque es preferible interiormente ya que sirve para reducir el ruido de la corriente del aire, así como la vibración del conducto.

3.6.2. Fuentes no Aerodinámicas de Ruido de Ventilador.

3.6.2.1. Ventilador Desequilibrado: Un ventilador desequilibrado puede ser un serio problema de ruido. para disminuir el ruido, el ventilador se debe equilibrar lo más perfectamente posible. En otro caso deben emplearse bases aislantes de las vibraciones, así como conexiones flexibles en los conductos.

3.6.2.2. Ruido de Cojinetes: Este ruido se presenta únicamente cuando los cojinetes de bola de rodillo se dañan o se pica el camino de la rodadura.

3.6.2.3. Resonancia Estructural: Como en la mayoría del ruido del ventilador está presente un amplio rango de frecuencias, es factible que alguna banda de

frecuencia corresponda a la frecuencia natural de alguna parte del ventilador - generalmente las tapas planas de la carcasa - el ruido resultante puede transmitirse con facilidad. esto se disminuye añadiendo refuerzos para aumentar la frecuencia natural de esa parte o aplicando un material que amortigüe para reducir el ruido.

3.6.2.4. Ruido del Motor: El ventilador puede radiar ruido de origen magnético, si el rotor se monta directamente sobre el eje del motor, En algunas instalaciones muy silenciosas de baja velocidad se aísla el ventilador de su eje para reducir esta posibilidad. En ventiladores de más alta presión de velocidad, este montaje es practico, ya que el sonido emitido es de intensidad más baja que el ruido del motor.

3.6.2.5. Acoplamientos: Con buenos acoplamientos no se incrementa mucho el ruido del ventilador. Los chirridos se pueden eliminar con un buen alineamiento. Los acoplamientos secos son corregidos sólo temporalmente por lubricación.

3.6.2.6. Correas: Las correas planas y en forma de V raramente son fuentes de ruido. Si se diseñan con un factor de seguridad demasiado bajo, pueden ocasionar algún ruido en la aceleración. Las poleas para diversos tipos de arrastres deben rodar realmente y estar bien equilibradas.

3.7. NIVELES DE RUIDO EN LOS VENTILADORES

Los niveles de presión sonora se miden con sonómetros, haciéndose la lectura en dB. Los límites permisibles que tienen en el medio son los siguientes:

| Exposición Diaria Horas | Nivel de Ruido dB (A) |
|----------------------------|--------------------------|
| 8 | 85 |
| 4 | 90 |
| 2 | 95 |
| 1 | 100 |

La mayor parte de los fabricantes de ventiladores han establecido como unidades de nivel de presión sonora de los ventiladores los “sones”. El método de evaluación por medio de esta unidad tiene la ventaja de ser lineal en vez de logarítmico.

Los ventiladores sin conductos (ventiladores de techo, pared, helicoidales, etc.) son los que más fácilmente pueden sobrepasar los niveles de ruido.

AMCA ha establecido límites prácticos de ruido en locales, medidos en sones, los siguientes, Tabla 11.

En los catálogos de algunas marcas están indicados los niveles de ruido en sones de forma que hace posible la selección de los ventiladores correctos para aplicaciones concretas.

Tabla 11. Niveles de Ruido Máximo en Industrias (SONES)

| Nivel de Ruido | | Tipo de Local |
|----------------|--------------------|------------------------------------|
| Medio | Moderadamente Alto | |
| 10 | 15 | Trabajo de Oficina |
| 14 | 21 | Taller de Mantenimiento |
| 20 | 30 | Almacén General |
| 24 | 36 | Máquinas Ligeras/Líneas de montaje |
| 30 | 50 | Taller Mecánico |
| 35 | 50 | Taller de Galvanoplastia |
| 40 | 60 | Fundiciones |
| 50 | 75 | Máquina Pesada |
| 75 | 100 | Talleres de Prensa |

3.8. CRITERIOS DE ESPECIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES

Cuando se especifica un ventilador, se debe proporcionar la siguiente información a quien la solicitan:

3.8.1. Tipo de Ventilador: Axial (helicoidal, Tubular) o centrífugo (radial, curvado hacia adelante o hacia atrás). Tamaño del ventilador.

3.8.2. Flujo de Aire: Se debe especificar el flujo a condiciones estándar (SCFM) ó a condiciones de operación (ACFM).

3.8.3. Presión Estática y/o Total en el Ventilador: A condiciones de operación. Deben calcularse ambas.

3.8.4. Temperatura. Humedad y/o Densidad del Aire o Gas: Permitir saber si los ejes requieren de un enfriamiento especial.

3.8.5. Cantidad y Tipo de Material Particulado: En casos extremos, la carga de polvo puede afectar la densidad de la mezcla polvo - aire. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones de Higiene Industrial, las mezclas polvo . aire no afectan substancialmente las densidades.

Un factor más puede ser los efectos del material particulado sobre el ventilador, debido a su abrasidad, los cuales pueden causar un descargue rápido. Lo anterior hace necesario reforzar las aletas del ventilador.

En caso de seleccionar el ventilador por catalogo se debe escoger el adecuado de acuerdo al tipo de material que se va a extraer.

3.8.6. Carga de Vapores o Neblinas en el Aire: Es necesario que el vendedor conozca si existe riesgo de incendio o explosión. Si se presentan estas condiciones, se deben recomendar equipos a prueba de chispa. Además se puede condensar vapor en la carcaza, causando problemas, que puede corroer las aletas, la carcaza y los accesorios, haciendo necesario recubrilos con material anticorrosivo.

3.8.7. Configuración de la Entrada y la Salida: Las condiciones defectuosas de entrada y salida pueden afectar el trabajo y la eficiencia del ventilador. Además, el vendedor debe reconocer el tipo de acoplamiento y transmisiones en relación con la tubería. Se deben discutir las velocidades de entrada y de

salida. Algunos sistemas pueden requerir compuertas reguladoras de flujo. Las compuertas a la entrada permiten reducir flujo de aire en forma segura y económica.

3.8.8. Tipo de Rotor: El vendedor debe saber el tipo de rotor deseado, algunos tipos importantes son: hierro fundido, acero, aluminio, bronce, cobre, resistentes a ácidos y resistentes al desgaste.

3.8.9. Tipo y Tamaño del Motor: Es importante adquirir un motor que cumpla con las necesidades del sistema, para esto es necesario saber: potencia, velocidad, encerramiento, ubicación, voltaje y fase. Además es necesario complementar la información determinando si va unido al eje del ventilador o con bandas en V y si estas funcionará a velocidad constante o ajustable.

3.8.10. Acceso a la Carcaza: Siempre se debe especificar el acceso a la carcaza. Las actividades de mantenimiento deberán incluir inspección periódica del ventilador. Las aletas del ventilador se gastan a veces rápidamente generando deficiencia en el sistema. Por ejemplo, una aleta de ventilador gastada $\frac{1}{4}$ ó $\frac{1}{2}$ pulgadas puede afectar sustancialmente la generación de presión estática.

3.8.11. Cojinetes y Sellos: Es necesario determinar el tipo de cojinete que se va a utilizar, es decir si es de anillo o de bola, y además si van a ser sellados.

3.8.12. Acoplamiento Flexibles: Se debe definir si los acoplamientos van a ser flexibles. Este tipo de instalación inhibe la transmisión de vibración y ruido a lo largo de la tubería.

3.8.13. Requisitos de Ruido: El ruido del ventilador esta relacionado con la velocidad de rotación, el tipo de aletas, la distancia, etc. Como regla general, si todos los demás factores son iguales, el ruido generado por el ventilador es menor a:

- Máxima eficiencia de operación.
- Cuando se usan ventiladores con menos aletas
- Cuando se opera a menor velocidad (RPM) y
- Cuando se utilizan aletas curvadas hacia adelante

Si el ruido producido es superior a los límites establecidos, se deben discutir el problema con el vendedor.

3.8.14. Montaje y Aislamiento de Vibración: Siempre que se requiera se debe solicitar el aislamiento para evitar la transmisión de la vibración. Normalmente se utilizan soportes de caucho o de neopreno en caso de que puedan existir sustancias químicas que ataquen el caucho.

3.8.15. Protección y Drenaje de la Carcaza: Se deben proteger las carcazas tanto internamente con sustancias químicas anticorrosivas, como externamente contra el mal tiempo, con pintura anticorrosiva y resinas epóxicas si es necesario. Además a la carcaza se le debe colocar un tapón de drenaje en la parte inferior.

4. DISEÑO DE CONDUCCIONES DE AIRE

Un proceso es imprescindible para el diseño de sistemas de ventilación que precisen de conductos y pueden ser resumidos como sigue:

1. Estudio minucioso del plano del edificio en sí mismo a fin de diseñar el sistema más conviene, evitando en lo posible todas las obstrucciones y manteniendo el acceso a todas las partes y servicios del inmueble. Al mismo tiempo es preferible que el diseño sea simple, con codos suaves y cambios de sección graduales.
2. Disponer las salidas de la conducción para asegurar una buena distribución del aire en el espacio a ventilar.
3. Disponer el tamaño de la salida basandose en el volumen de aire necesario, número de salidas necesarias, pero sin olvidar que al aumentar la velocidad también aumenta el ruido. Asegurándose que los agujeros tengan una superficie libre suficiente.
4. Calcular los tamaños de los conductos principales y ramificaciones por uno de los siguientes métodos.

a) Método Dinámico: En el cual se escoge la velocidad en diferentes secciones, la velocidad se reduce de un máximo en el conducto principal a un mínimo en la entrada del local.

b) Método de equifricción: En el cual el conducto está proporcionado para dar la misma pérdida de presión, debida a la fricción, por unidad de longitud.

4.1. VELOCIDADES DEL AIRE EN LOS CONDUCTOS

| | Edificios Públicos | Fabricas |
|--|--------------------|----------|
| Entrada de aire fresco | 4-5 m/s | 6-8 m/s |
| Conducto principal a partir del ventilador | 4-5 m/s | 6-12 m/s |
| Conductos derivados | 2-5 m/s | 3-5 m/s |
| Conductos verticales | 1,5-3 m/s | 2-4 m/s |
| Salidas | 0,5-2 m/s | 1-5 m/s |

Las velocidades más elevadas son admitidas en fabricas porque el factor ruido no es tan importante. Así pues, las velocidades máximas pueden usarse donde el ruido no represente un factor decisivo.

Los conductos principales con derivaciones son normalmente empleados para llevar el aire desde el ventilador a las salidas, en referencia a conductos individuales, para reducir el costo de instalación.

4.2. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DUCTOS

Primeramente, es necesario estar familiarizado con los tipos de sistemas de ductos y con algunos de los términos usados en los trabajos de diseño.

| | |
|---|--|
| DISEÑO DE DUCTOS Clasificación y Terminología | |
| Velocidad del Aire en los Ductos | |
| Baja Velocidad Ductos principales-1000-2400 PPM Ramales - 600-1600 PPM | Alta velocidad Ductos principales-2500-4500PPM Ramales-2000-4000PPM |
| SALIDAS DE AIRE | |
| Salidas de Baja Presión Presiones estáticas 0,1-0,5" | Terminales de Alta Presión Presiones Estáticas 1,0-3,0" |
| CONSTRUCCIÓN | |
| Ductería Convencional | Conducto Espiral |

PPM = Pie por minutos

Los sistema de ductos, se clasifican como sistemas de baja y de alta velocidad. En los sistemas de baja velocidad, los ductos principales están diseñados para velocidades de aire de entré 5 y 10 m/seg. (1000 y 2000)pie por minuto (PPM). Las velocidades de ductos ramales son del orden de los 3 a los 8 m/seg. (600 y 1600) PPM.

En comparación, los sistemas de alta velocidad, entran diseñados para 12,7 a 23 m/seg. (2500 a 4500) PPM. en los ductos principales y para 10 y 20 m/seg.

(2000 a 4000) PPM. en los ramales. Según la magnitud de las velocidades para las que están diseñados los diferentes sistemas, será necesario usar diferentes clases de salidas de aire. Las salidas propias para sistemas de baja presión, son, por ejemplo, las rejillas o difusores montados directamente en los ductos; estas operan con presiones estáticas de 0,1 a 0,5 pulgadas de agua¹. En cambio, las terminales en sistemas de alta presión, tales como los usados en conductos espirales o dobles ductos de alta velocidad, operan con presiones estáticas de 1 a 3 pulgadas de agua. La forma de la construcción de los ductos, también varían para esos dos tipos de sistemas. Los sistemas de baja velocidad, operan a presiones por abajo de los 3 ¾ pulgadas y en ellos suele utilizarse la construcción rectangular convencional. En cambio, para sistemas de alta velocidad que operan normalmente a presiones más altas (por arriba de la 3 ¾ pulgadas de presión estática), Se utiliza un conducto espiral o bien, ductería rectangular reforzada con uniones soldadas o remachados.

4.3. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

Pasemos a revisar parte de la teoría en que se apoya el diseño de ductos por medio del análisis de un sistema sencillo. Ver figura 24.

Este sistema está integrado por una turbina, ductería, reducciones, rejillas de descarga y un ducto de aire de retorno. La turbina succiona aire de la habitación, el cual circula en está a una velocidad aproximada de 25 pie por

¹ En los cálculos de fricción del aire se usan las mismas unidades de medida que se utilizan para la fricción del agua.

minuto. Después, la turbina descarga el aire a una velocidad cercana a los 1500 pie por minuto (PPM). En este proceso, del paso 1 al 2, el aire ha sufrido cuatro transformaciones.

1. Se ha incrementado su velocidad
2. Se ha incrementado la presión
3. Se ha incrementado su temperatura
4. Se ha comprimido ligeramente.

Estas cuatro transformaciones representan el trabajo hecho por la turbina.

En aplicaciones de ventilación, no se considera el efecto de la compresión del aire, porque las presiones involucradas son muy bajas. La velocidad y la presión estática involucradas en la operación de la turbina son los factores esenciales a considerar en el diseño de los ductos. Estos dos factores se combinan en el sistema de ductos para producir una presión total; la cual resulta, pues tanto de la presión ejercida por la velocidad, como de la presión estática.

La presión estática presente en el ducto y detrás de la rejilla, obliga al aire a salir a través de esta. La ubicación de las rejillas, debe basarse en la consideración de la cantidad de aire y la velocidad de salida. Si la presión estática fuera constante del punto 2 al punto 3 se podrían colocar las rejillas de cada salida de la misma forma y obtener la misma cantidad de aire y el mismo rendimiento. Sin embargo, si se tomaran lecturas de presión estática en los ductos reales, se observaría un valor de por ejemplo, 1,0" en el punto A y un valor de 0,9 en el punto B. Esto significa, estaría ocurriendo una pérdida de 0,1 pulgadas de presión estática entre esos dos puntos debido a la fricción de aire en el ducto. En otras palabras, las rejillas colocadas al final del ducto, entregarían menos aire que aquellas que se encuentran al principio. (esto del mismo modo). Por lo anterior, es necesario que el diseñador sea capaz de predecir las pérdidas en un sistema de ductos para que pueda diseñar un

sistema que entregue las cantidades adecuadas a todos los espacios ventilados.

4.3.1. Carta de Fricción: Cuando se diseñan tuberías de agua, puede encontrarse la **fricción equivalente** en pie de agua por 100 pie de tubería, para una cantidad dada de agua pasando por una tubería de cierto diámetro. Esto se hace por medio de cartas de fricción o tablas.

En el diseño de ductos para ventilación se usan cartas de fricción y similares². En esta, la cantidad de PCM de aire, esta representada en el eje vertical, mientras que las perdidas de fricción en pulgadas de agua, por cada 100 pie de longitud de ducto, se indican en el eje horizontal. De izquierda a derecha, aparecen unas líneas inclinadas por corresponder a la velocidad del aire en PPM (Pie por minuto) y de bajo hacia arriba de la carta, van apareciendo unas líneas inclinadas que están ligeramente curvadas; ellas representan los valores del Diámetro para Ductos circulares, expresado en pulgadas.

4.3.2. Diámetro del Ducto: Como se observa en la carta de Fricción, esta es para ductos circulares. Sin embargo, la mayoría de los sistemas de ductos para baja velocidad son rectangulares, por lo que es necesario realizar la conversión de estas dimensiones a su equivalente circular. Se entiende por “equivalente circular” un ducto redondo que produzca la misma fricción que un ducto

² Al final de esta tesis se encuentran las cartas y algunas de las tablas usadas en el diseño del sistema de ductos

rectangular dado, suponiendo que circule a través de el una cantidad igual de aire.

4.4. PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE DUCTOS

1. Estudie los planos del edificio y:

a) Seleccione los lugares de las salidas de aire y de los retornos de forma tal que se logre una optima distribución de aire en cada espacio ventilado.

b) Seleccione los dispositivos de inyección y retorno (rejillas, difusores, etc.) consultando los catálogos de los vendedores.

2. Dibuje a mano alzada un diagrama del sistema de ductos, es más prácticos.

a) Conecte las salidas de suministro de aire y los retornos con el equipo de suministro de aire.

b) Familiarícese con la construcción del edificio.

c) Evite todos los obstáculos de metal y equipo en el camino de la ductería.

d) Procure que el diseño sea lo más simple posible (evitando configuraciones complicadas).

3. Calcule las dimensiones de los ductos principales y las de las ramales.

4. Determine los requerimientos totales de presión tanto del suministro como del retorno.

5. En principio, debe calcularse la pérdida total de presión que ocurre en cada uno de los ductos conectados al abanico y de cada salida o rejilla con objeto de igualar estas presiones. Sin embargo, en la práctica generalmente se calculan sólo las pérdidas de presión del ducto que pone mayor resistencia, para efectos de diseño esta pérdida se considera como la pérdida total del sistema de ductos y el problema del balance se resuelva recurriendo al sistema de compuertas.

6. Seleccione la forma de los ductos, Esta forma es la que permite obtener la mayor capacidad de conducción de aire por pie² de lamina.

a) La razón ancho del Ducto/Altura del ducto, no deberá extender el valor de 8 a 1.

b) Siempre que sea posible, la razón Ancho/Altura del ducto, deberá mantenerse en valores menores de 4 a 1.

7. Haga construir los ductos, los ductos deben construirse con lamina lisa, evitando además golpes que produzcan rugosidades, puesto que estas provocarían aumento de las perdidas por fricción.

8. Balance el sistema de ductos, Entre más autobalanceado quede el sistema de ductos, menor será su costo general por diversos conceptos.

a) Ingeniería.

b) Fabricación de los Ductos.

c) Instalación.

d) Balance adicional del sistema.

4.5. MÉTODOS DINÁMICOS DE DIMENSIÓN DEL DUCTO

El método dinámico de dimensión del conducto implica una elección arbitraria de velocidades para varias secciones del sistema de conducción, empezando por la velocidad más elevada en el ventilador y reduciéndola gradualmente hasta dar la más baja en los conductos verticales y aberturas al espacio ventilado. La ecuación que gobierna es:

$$V = Q/A$$

donde

$V = \text{Velocidad}$

$Q = \text{Caudal}$

$A = \text{Área sección transversal ducto}$

Conociendo las áreas de las diferentes secciones se pueden fijar las dimensiones reales. Desde el punto de vista de la construcción es aconsejable que cambie solamente una dimensión en cambio de sección del conducto.

4.6. MÉTODO DE EQUIFRICCIÓN PARA DIMENSIONAR EL CONDUCTO

El método de equifricción para dimensionar conductos de aire es probablemente mejor que el método dinámico. Tienden a asegurar mejor la distribución del aire en donde se necesiten de grandes longitudes de conducto, Asimismo elimina en parte la necesidad de una experiencia previa para asignar a las diferentes partes del sistema la velocidad más apropiada.

En este método se escoge solamente una velocidad arbitraria, la de la última derivación del sistema. Después de dimensionar esta derivación, las otras se escogen a fin de obtener la misma pérdida de carga por unidad de longitud. La tabla de la figura 25. da la pérdida de carga en mm de agua (o kg/m^2) por longitud de conducto para diferentes conductos cilíndricos llevando la cantidad de aire indicada. La pérdida de carga por sección considerada se lee en la tabla; los siguientes conductos se dimensionan leyendo en la tabla el diámetro del conducto para la misma pérdida de carga y el volumen de aire apropiado.

Lecturas para conductos rectangulares pueden obtenerse convirtiendo su sección transversal a la equivalente en circular mediante la referencia de la tabla 12 (ver anexo B). Estos dos pasos se reducen en uno utilizando un

ductolmetro (Ver anexo B.) Hay que tener presente que los métodos anteriores meramente dimensionan el sistema de conductos. De aquí no sigue automáticamente que la cantidad exacta de aire necesario estará disponible en cada una de las salidas. Aquellas que estén más cerca del ventilador darán un poco más de aire que aquellas que están en los extremos. Diseñar un sistema a fin de obtener los requisitos exactos implicaría largos cálculos y tamaño de conductos especiales. En casos donde la distribución exacta es importante se acostumbra a poner registros en las ramificaciones y usarlos para equilibrar el sistema.

Ciertas precauciones deben tomarse respecto a codos, contracciones, obstrucciones, etc., a fin de mantener la pérdida de carga en el sistema por los ventiladores. Los ejemplos vienen dados en la figura 26.

4.7. PERDIDAS DE CARGA EN LA CANALIZACIONES.

A fin de elegir el ventilador más conveniente en un sistema dado de canalizaciones, es necesario conocer dos puntos esenciales. El primero es el volumen de aire necesario; y el segundo es la contrapresión con la cual el ventilador debe trabajar. La contraprestación es una cantidad variable dependiente de varios factores. Por ejemplo, se precisa menos presión para hacer pasar una cantidad de aire dado en un tubo de gran sección por donde se moverá lentamente, que enviar la misma cantidad de aire a través de la misma longitud en un conducto más pequeño, por donde se moverá mucho más rápido. Será más difícil hacer pasar el aire por un codo brusco de 90° que por unos tubos de curvatura suave. La energía se pierde también en otros lugares tales como, restricciones, expansiones, baterías de calefacción, etc., creando todo esto una presión en contra de la ventilador.

Para calcular la pérdida de carga en la instalación comúnmente conocida como resistencia del sistema, se hace simplemente considerando cada una de las partes, o sea, el difusor de entrada, conductos rectos, conexiones al ventilador, expansiones y contracciones, cambio de dirección (curva), calentadores, filtros, etc., y pérdidas a la descarga. La suma de las pérdidas en las secciones individuales dará la pérdida total a través del sistema.

En el anexo B se encontrará un resumen de las pérdidas de carga en los sistemas más corrientes de ventilación. Las indicaciones provienen de varias

fuentes de recopilación y los valores indicados pueden considerarse como razonables en los casos más corrientes.

Con el fin de obtener la máxima consistencia se ha escogido el método del coeficiente de pérdidas. Este método detalla las pérdidas en las partes individuales del sistema en términos de la energía, es decir, de la presión dinámica del flujo de aire en el punto considerado. Esto supone que para todas las velocidades del flujo de aire las pérdidas son proporcionales a la velocidad.

El coeficiente de pérdida K se verá que es la porción de presión dinámica que debe ser suministrada por el ventilador de la sección considerada, para asegurar el flujo de aire deseado, a través de la misma. La presión dinámica se deduce de la velocidad media

5. DEPURACIÓN DEL AIRE

Cuando inyectando aire en un edificio se perjudican los procesos de trabajo debido a las impurezas del mismo, es preciso eliminarlas.

Afín de separar los polvos, humos, etc., primero es necesario conocer su tamaño y otras características físicas.

Los equipos habituales para depuración de aire son los siguientes, empezando por las partículas de mayor tamaño:

1. Cámaras de deposición y pulverización de agua:

Eliminación de polvo industrial más pesado, partículas de gran tamaño, ó restos de pintura por aspersión.

2. Ciclones:

Polvo industrial pesado, aserrín, etc., y tamaños más pequeños hasta polvos finos como la harina.

3. Filtros:

Polvos ligeros, polvo de la atmósfera apenas visible al ojo humano, humos pesados, polen.

4. Precipitadores electrostáticos:

Polvos excepcionalmente finos, humos ligeros, impurezas microatmosféricas.

5. Esterilizadores de aire:

Eliminación de bacterias, etc.

5.1. CÁMARA DE DEPOSICIÓN Y PULVERIZADORES DE AGUA

Son generalmente grandes cámaras donde se expande el aire canalizado cargado de polvo; el aire así pierde su velocidad y consecuentemente su poder de portador. Esto provoca la caída de los polvos al fondo de la cámara (ver figura 27.). La cámara generalmente está provista de tabique de manera que cualquier flujo de aire a través de la cámara sea imposible; también actúan de paredes en las cuales chocan las partículas de polvo perdiendo su energía dinámica. Algunas veces estas cámaras se les adapta chorros de agua pulverizada, tal como muestra la figura 28. En este caso vapor de agua se condensa alrededor de la partícula creándole un sobre peso y arrastrándola

hacia el fondo, bajo la influencia del aire. Este método es aplicado a cabinas para pintado a pistola y especialmente recomendado en sitios donde existan vapores inflamables.

La resistencia de estas cámaras al paso del aire es pequeña, no obstante depende de la cantidad de tabiques.

5.2. CICLONES

El ciclón es una cámara dinámica de deposición, en la cual el aire se inyecta tangencialmente dentro del cilindro. La fuerza centrífuga obliga al polvo a precipitarse contra la pared del cilindro como lo muestra la figura 29., dentro de una tolva, la cual se vacía periódicamente. Los ciclones pueden ser diseñados para varios tamaños de partículas y también de polvos. El rendimiento del aire es generalmente bajo, debido a que la salida de está en la parte superior del torbellino interior, de tamaño pequeño, y a la masa arremolinada de aire sale a gran velocidad como un torbellino de paso fino.

Es difícil convertir este movimiento en un movimiento axial, sin pérdida de gran parte de la energía racional. Los ventiladores axiales no pueden ser conectados directamente a los ciclones sin consultar a los fabricantes de ventiladores.

Los ciclones deberán ser seleccionados para aplicaciones en las cuales se tenga ya experiencia. Es difícil establecer la pérdida de carga que se tendrá, pues puede variar considerablemente. Dos ciclones, efectúan trabajos prácticamente idénticos, pueden tener pérdidas de cargas diferentes trabajos prácticamente idénticos, pueden tener pérdidas de carga de diferentes, por ejemplo uno 25 y el otro 175 mm de agua, pues depende de la recuperación de energía de la columna de aire arremolinado y del flujo de aire que pasa. Es posible obtener excelentes rendimientos en la separación ó recuperación de grandes partículas. No es conveniente utilizar los ciclones para depuración del aire inyectado en un edificio, ya que no eliminan las partículas finas, las cuales causan afecciones pulmonares. La función de los ciclones es de evitar deposiciones en las paredes exteriores, tejados ó suelo cerca de los puntos de expulsión de los procesos industriales, y así no molestar al vecindario, ó para recogida de materiales en los sistemas de transporte neumático.

5.3. FILTROS SECOS

Los filtros se clasifican, generalmente, en dos categorías principales: secos y viscosos. Los secos están generalmente hechos de tejidos de malla fina, en la mayoría de los casos telas de algodón, aunque algunas veces se usan materiales fibrosos, Uno de los modelos consiste en varios sacos cilíndricos unidos a un marco ofreciendo gran área de paso de flujo de aire, provocando una ligera depresión e incrementando la capacidad de recogida de polvo. Existe generalmente algún dispositivo para vaciar el polvo filtrado del interior de los sacos a un depósito situado por regla general en la base. Una variante de este tipo es utilizar un saco de gran longitud que actúa a la vez como conducto y filtro. Este es uno de los métodos usados en la industria textil, donde las fibras de algodón están casi siempre en suspensión en la atmósfera. Presiones de aire del orden de 38 mm de agua son las más utilizadas.

El segundo tipo de filtro seco, utilizado en pequeño sistemas de inyección de aire, consiste en varios paneles conteniendo in fabricado de papel ó tela arrugada, tal como lo muestra la figura 30. Estos paneles son generalmente eliminados y reemplazados cuando están sucios, Un filtro de este tipo provoca una pérdida de carga del orden de 5 mm de agua para una velocidad de aire de 1 m/s, para una depuración normal. Este valor se elevaría considerablemente si el filtro no se reemplazara periódicamente, en este caso las pérdidas de carga experimentadas serían de 15 mm ó más. Una medida del grado de limpieza del filtro puede obtenerse mediante la observación de la película de

carga a través de un filtro escogido. esta medida será efectuada con la ayuda de un tubo de forma de U, generalmente suministrado por los fabricantes de filtros.

5.4. FILTROS VISCOSOS

Este tipo de filtro está generalmente fabricado con tela, material fibroso ó algunas veces con placas recubiertas de un producto viscoso donde se adhieren las partículas de polvo (ver figura 31.). La elección del producto viscoso es muy importante. Debe tener gran poder humectante, viscosidad estable, inodoro, no debe evaporarse ni ser inflamable. Los productos usados deben ser aceites.

El filtro puede ser de tipo recambiable en el cual la tela se usa como soporte del producto humectante; ó puede limpiar empleándose entonces lana de metal ó vidrio, cubiertas metálicas ó telas reforzadas. En algunos casos los filtros son de autolimpieza poseyendo una banda filtrante en continuo movimiento, la cual pasa periódicamente a través de un baño limpiador de aceite. La pérdida de carga media de un filtro viscoso no debe exceder a los 6 mm de columnas de agua para una velocidad de aire de 1 m/s.

5.5. PRECIPITADORES ELECTROSTÁTICOS

Es bien sabido en electricidad elemental que si dos partículas son de la misma carga se repelen y de cargas contrarias se atraen. El precipitador de polvo electrostático se basa en este fenómeno (ver figura 32.). El aire pulverulento pasa a través de una serie de finos hilos que poseen una carga electrostática positiva aproximadamente de 13.000 voltios. Los hilos están conectados alternativamente con varillas ó tubos con potencial cero, tal como se ve en la figura. Las partículas de polvo al atravesar el campo electrostático, entre hilos y varillas, adquieren carga positiva. El aire y el polvo pasan luego a través de una serie de placas colocadas paralelamente y distantes 8 mm, las cuales con alternación poseen un potencial positivo de 6.000 voltios. Las partículas de polvo cargadas positivamente son repelidas por estas placas hacia las otras recubiertas de un producto viscoso y de potencial cero. Aquí son retenidas hasta que sean eliminadas por otro procedimiento.

Este tipo de depurador de aire es muy eficaz para eliminar del aire pequeñas partículas de polvo. La pérdida de presión es muy baja, del orden de 1 mm de columna de agua.

Desgraciadamente el elevado precio del aparato impide su uso excepto cuando el valor del polvo recuperado es considerable, así sucede en el corte de diamantes y metales preciosos, ó bien cuando el proceso se mejora lo suficiente para justificar la inversión.

6. CÁLCULOS

6.1. DESCRIPCIÓN EDIFICIO

El edificio es una bodega con unas dimensiones de 112 * 98 * 11,8 metros como se muestra en planos principales (1 y 2). Están construidas en lamina industrial de zinc ondulado tanto las paredes como el techo.

En el techo se encuentra una claraboya cuya área libre de salida es de ciento doce (112) metros por ochenta (80) centímetros, para que permita una salida de aire (ver plano de detalle). En el interior de la bodega se encuentran unas oficinas y talleres con aire acondicionado de manera que estos volúmenes no se tendrán en cuenta para el cálculo de la ventilación. Existe un área de 7 * 11.8 metros en la pared sureste que comunica con la bodega para componentes de camiones. Esta área debe permanecer abierta siempre, ya que por ella existe una circulación constante del puente grúa que lleva los componente a reconstruir, desde los hangares de camiones a los talleres de reconstrucción y viceversa.

En los talleres de reconstrucción existen ocho puentes grúa a una altura de 10,5 metros que se deslizan a todo lo largo y ancho de la bodega como muestra el plano 1. los cuales hay que tener en cuenta para el trazado de los ductos.

6.2. DATOS CLIMÁTICOS

Estos datos se obtuvieron de un estudio que realizó el departamento técnico superintendencia de ingeniería ambiental de la mina, en el cual aparecen las temperaturas mínimas y máximas registradas en cada día, además aparecen temperaturas de bulbo seco y húmedo, humedad y velocidad del viento.

Este estudio fue realizado en doce meses como muestran las tablas de valores promedios. (Ver Anexo D.)

6.2.1. Cálculo de Temperatura Máxima Promedio:

$$T_{maz} = \sum_{i=1}^{n=12} [(A+B+\dots N)/12]$$

$$T_{mp} = (36,7 + 32,3 + 32,8 + 34,3 + 35,1 + 33,6 + 34,4 + 34,7 + 36,1 + 34,7 + 33 + 32,6)/12$$

$$T_{mp} = 34,19^{\circ}\text{C}$$

6.2.2. Cálculo de Temperatura Mínima Promedio:

$$T_{min} = \sum_{i=1}^{n=12} [(A+B+\dots N)/12]$$

$$i=1$$

$$T_{\min p} = (25,6 + 22,5 + 22,5 + 22,9 + 22,9 + 21,8 + 24,4 + 23,7 \\ + 23,9 + 22,1 + 22,6 + 22,6)/12$$

$$T_{mp} = 23,1^{\circ}\text{C}$$

6.2.3. Cálculo de la Velocidad del Viento Promedio

$$V_{\text{el Viento m/s}} = \sum_{i=1}^{n=12} [(A+B+\dots N)/12]$$

$$V_{pm} = (2,45 + 2,61 + 2,99 + 3,23 + 2,93 + 2,22 + 2,45 + 2,59 + \\ 2,52 + 2,19 + 2,19 + 1,99)/12$$

$$V_{pm} \text{ m/s} = 2,34 \approx 2.4 \text{ m/seg.}$$

6.3. CÁLCULO DE LA VENTILACIÓN

Para el cálculo de la ventilación se tendrán en cuenta dos métodos: el cálculo por renovaciones de aire recomendada y el cálculo por incremento de calor, se escogerá el método que de como resultado más caudal a ventilar y se evaluará con el volumen de aire necesario para mantener una presión de 0.1 en H₂O.

Para presurización del recinto INTERCOR nos ha establecido una presión de + 0,1 pulgadas de agua por encima de la presión atmosférica.

6.3.1. Cálculo por Renovación de Aire: Para el calculo por renovación de aire el volumen a ventilar se multiplica por el número de renovaciones recomendadas para cada caso en particular. Estos valores se encuentran en la tabla 2. en el anexo A., tomada de la guía práctica de la ventilación WOODS OF COLCHESTER LTDA., en la cual recomiendan de 6 a 10 renovaciones por hora para climas cálidos y tener en cuenta que los cambios más frecuentes aseguran la eliminación del calor.

Utilizando la formula que se encuentra en el numeral 2.4.1 de este proyecto que dice:

$$Q = A * B * C * F$$

Q = Cantidad de aire necesario en m³/h

A = Largo del edificio

B = Ancho del edificio

C = Alto del edificio

F = Renovaciones de aire necesario en m³/h.

$$Q = \text{Volumen a ventilar} * F$$

El volumen a ventilar es el volumen total de la bodega menos el volumen de las oficinas y recintos que tienen aire acondicionado. Ver figura 33 y 34.

Volumen total Bodega = 159.802 m³

Volumen dentro de la bodega
con aire acondicionado = 9.997 m³

Volumen a ventilar = 149.805 m³

Tomando $F = 10$ y Multiplicando por 2 según las recomendaciones de la guía práctica de ventilación WOODS OF COLCHESTER LTDA.

$$Q = 149805 \text{ m}^3 + (10 * 2) \text{ renovaciones/hora}$$

$$Q = 2996100 \text{ m}^3/\text{hora}$$

Pasando esta cantidad a CFM

$$1 \text{ pie} = 0,3048 \text{ m}$$

$$1 \text{ pie}^3 = 0,0283 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ h} = 60 \text{ minutos}$$

$$Q = 2996100 \text{ m}^3/\text{h} * \text{Pie}^3/0.0283 \text{ m}^3 * 1\text{h}/60 \text{ min}$$

$$Q = 1764487 \text{ CFM}$$

6.3.2. Cálculo por Incremento de Calor: El cálculo por incremento de calor tiene en cuenta las características del edificio como ubicación, dimensiones y tipo de construcción. Además de este factor tiene en cuenta todas las fuentes que generan calor como ocupantes, luminarias, motores, y radiaciones.

Características de la Edificación.

| | |
|-------------------|--|
| Emplazamiento: | 20° Latitud Norte |
| Dimensiones: | 112 * 98 * 11,8 ver planos 1 y 2. |
| Construcciones: | Lamina Industrial de Zinc Galvanizado |
| Ocupantes: | 83 Andando a una velocidad promedio de 5Km/h trabajos ligeros |
| Fuentes de Calor: | 105 Luminarias de 1000 Wts 13 Luminarias de 400 Wts 450 Hp Generados por motores de combustión interna (montacargas) |

Los cálculos, se harán para las condiciones más críticas es decir, suponiendo que todas las personas estén dentro de la bodega moviéndose, todas las luminarias están prendidas y todos los montacargas están funcionando dentro de la bodega. Además para la radiación se tendrá en cuenta la hora más calurosa del medio, debe ser de 1 - 3 pm y con base en la pared que mayor exposición al sol tiene, la pared suroeste de la edificación según recomendaciones de MODERN HEATING VENTILATING AND AIR CONDITIONING.

Calor Radiado por Personas: La Tabla 3. Ver anexo A., es una estimación de la pérdida de calor para diferentes grados de ejercicio físico.

Para personas andando a una velocidad de 5km/h da un factor de 250 Kcal/h.

$$Q_{\text{personas}} = 83 * 250 \text{ Kcal/h} = 20750 \text{ Kcal/hora.}$$

Calor generado por Luminarias: En la tabla 4. Ver anexo A., se encuentran los factores para estimar calor generado por luminarias.

$$1 \text{ kw} \quad 105 * 1 * 860 \text{ Kcal/h} = 90300 \text{ kcal/h}$$

$$0,4 \text{ kw} \quad 13 * 0,4 * 860 \text{ kcal/h} = 4472 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{Luminarias}} = 94772 \text{ kcal/hora}$$

Calor generado por los motores de combustión interna: En la tabla 5., anexo A., se encuentran los factores para estimar el calor generado por los motores de combustión interna en Btu/hora.

Eficiencia de los motores 45%

$$\text{Btu/hr} = (\text{Hp motor/Eficiencia}) * 2544$$

$$\text{Btu/hr} = (450/0,45) * 2544 = 2'544.000$$

Pasando esta cantidad a kcal/hora

$$1 \text{ Btu} = 0,252 \text{ kcal}$$

$$q_{\text{motoresCl}} = 2544000 \text{ (Btu/h)} * 0,252/\text{Btu}$$

$$q_{\text{motoresCl}} = 641088 \text{ kcal/hora}$$

Calor radiado por el techo: La tabla 6. Anexo A., es una estimación del calentamiento solar a través del techo para diferentes situaciones en la cual encontramos para techos de placa ondulada de zinc, palastro ó fibrocemento un factor de 375 kcal/m²h

Calculando el área del techo tenemos que:

$$a = \sqrt{52^2 + 5,2^2} = 52,25 \text{ m}^2$$

$$b = 112 \text{ m}$$

$$A = 112 * 52,25 * 2 = 11704 \text{ m}^2$$

$$\text{Área del techo} = 11704 \text{ m}^2$$

$$q_{\text{techo}} = 11704 \text{ m}^2 * 375 \text{ kcal/m}^2\text{-h}$$

$$q_{\text{techo}} = 4'389.000 \text{ kcal/h}$$

Calor radiado por paredes: Para el calor radiado por paredes se determino que la pared con más exposición al sol era la suroeste de manera que los cálculos se basaron en esta pared.

En la tabla 7. Anexo A., se encuentran los factores para hallar el calor radiado por las paredes en la cual tenemos que para paredes onduladas de fibrocemento un factor de 170.

$$\text{Área de pared suroeste } 110 * 11,8 = 1298\text{m}^2$$

Área de ventanas:

$$3 \text{ Ventanas de } 2,6 * 2,6 * 0,5 = 10,2 \text{ m}^2$$

$$1 \text{ Ventana de } 1,2 * 1,2 * 0,5 = 0,7$$

$$\text{Área de ventanas} = 10,9 \text{ m}^2$$

Se ha tomado el 50% del área en las ventanas por ser ventanas de rejillas

$$q_{\text{pared}} = 1298\text{m}^2 * 170 \text{ kcal/m}^2\text{h} = 220.660 \text{ kcal/h}$$

$$q_{\text{ventanas}} = 10,9 \text{ m}_2 * 500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} = 5450 \text{ kcal/h}$$

El calor total será la suma de cada uno de los calores parciales.

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{personas}} + Q_{\text{luminarias}} + Q_{\text{motores}} + Q_{\text{techo}} + Q_{\text{paredes}} + Q_{\text{ventanas}}$$

$$q_{\text{total}} = 20750 + 94772 + 641088 + 4'389.000 + 220.660 + 5450$$

$$q_{\text{total}} = 5'371.720 \text{ kcal/horas}$$

Para hallar la cantidad de aire necesario se aplica la formula expuesta en el numeral (2.4.2.4.) de este proyecto, sacada de las recomendaciones hechas por la guía práctica de la ventilación industrial de WOODS OF COLCHESTER LTDA. que dice:

$$Q \text{ m}^3/\text{h} = (\text{Número de kcal/h})/0,288 * \text{elevación de temperatura en } ^\circ\text{C}$$

La elevación de temperatura en °C son los grados de temperatura admitidas por encima de la temperatura a la sombra del lugar donde se encuentra el recinto a ventilar.

La temperatura a la sombra es de 25°C y se admite un incremento de 4°C por lo que se tiene que:

$$Q_{m^3/h} = 5'371.720 / (0,288 * 4) = 4'662.951 \text{ m}^3/h$$

Pasando este valor a CFM (Pie cúbicos por minutos)

$$4662951 \text{ m}^3/h * (\text{pie}^3 / 0,0283\text{m}^3) * (h/60 \text{ min})$$

$$Q = 2746143 \text{ CFM}$$

6.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS:

Se aprecia que la cantidad de aire a mover teniendo en cuenta la transferencia de calor es mucho mayor que la cantidad debida a las renovaciones por hora, por lo cual se escogen los resultados obtenidos con base en el incremento de calor para el diseño del sistema de ventilación.

En los cálculos por incremento de calor vemos que el mayor problema existe en la radiación a través del techo.

$$q_{\text{total}} = 5'371.720 \rightarrow 100\%$$

$$q_{\text{techo}} = 4'389.000 \rightarrow X$$

$$X = (4'389.000 * 100) / 5'371.720 = 82\%$$

Como se aprecia representa un 82% del calor total transferido de manera que aislando el techo se reduciría notablemente el volumen del aire a mover en la ventilación, lo cual queda a opción de la empresa INTERCOR S.A.

6.5. PRESURIZACIÓN DEL RECINTO

INTERCOR S.A., nos ha establecido que los talleres de reconstrucción deben estar presurizados a + 0,1 pulgadas de agua por encima de la presión atmosférica. La presión dinámica dentro del recinto será de 0,1 pulgadas de agua.

Utilizando la formula expuesta en el numeral 1.3., de este proyecto para hallar la velocidad con que el aire saldría por cualquier abertura del recinto tenemos que:

$$V = 4005 \sqrt{P_V}$$

$$V = 4005 \sqrt{0,1}$$

$$V = 1266 \text{ pie/minutos} = 21 \text{ pul/seg} * (0,3048 \text{ m/pie}) = 6,4 \text{ m/seg}$$

$$V = 1266 \text{ FPM}$$

Esta velocidad tiene que ser mayor que la velocidad máxima promedio fuera del recinto.

De los datos obtenidos en el estudio de datos climáticos hechos por el departamento técnico de ingeniería ambiental de INTERCOR S.A. tenemos que la velocidad máxima promedio de viento es:

$$V_f = 3,5 \text{ m/s}$$

$$V_F = 3,5 \text{ m/s} * 60 \text{ s/min} * \text{pie}/0,3048 \text{ m}$$

$$V_F = 689 \text{ FPM}$$

La figura 35., es una indicación de la orientación del viento fuera del recinto en porcentajes, Datos obtenidos del departamento técnico de ingeniería ambiental de la mina.

Como la velocidad con que el aire sale del recinto es mucho mayor que la velocidad máxima promedio afuera de este, mantener una presión dinámica de + 0,1 pulgadas de agua dentro del recinto asegura una salida constante de aire por cualquier abertura que exista en sus paredes y techo.

6.5.1. Cálculo del volumen de aire necesario para mantener una presión de + 0,1 pulgadas de agua dentro del recinto: Para este cálculo se aplica la ventilación debida a fuerzas de presión utilizando la formula expuesta en el numeral 2.2.1.1., de este proyecto según recomendaciones de ASHRAE 1973 cap 2. y la guía práctica de la ventilación WOODS OF COICHESTER. en la que se tiene en cuenta el área libre existente en la edificación para este propósito y la ubicación de estas con respecto a la orientación del viento. La figura 36. es un esquema de estas aberturas y sus dimensiones.

La abertura 1(ver figura 36. Esquema 1), ubicada en la pares este u oriente, es el área de acceso a los angares de camiones y sus dimensiones son:

$$\text{Ancho} = 7 \text{ m}$$

$$\text{Altura} = 11,8 \text{ m}$$

Pasando estas dimensiones en pie

$$7\text{m} * \text{pie}/0,3048\text{m} = 23 \text{ pie}$$

$$11,8\text{m} * \text{pie}/0,3048\text{m} = 39 \text{ pie}$$

$$\text{Área} = 23 * 39 = 897 \text{ pie}^2$$

$$\text{Velocidad} = 1266 \text{ pie/min}$$

Como la salida de esta área esta en ángulo con respecto a la resultante de la orientación de los vientos $E = 0.35$

$$Q_1 = EAV$$

$$Q_1 = 0.35 * 897 * 1266$$

$$Q_1 = 3974.6 \text{ CFM}$$

La abertura 2 esta en la claraboya existente en el techo ver figura 36, Esquema 2.

$$a = 0.4 \text{ m}$$

$$b = 110 \text{ m}$$

Pasando estas dimensiones en pie

$$0.4\text{m} * \text{pie}/0.3048\text{m} = 1.31 \text{ pie}$$

$$110\text{m} * \text{pie}/0.3048\text{m} = 361 \text{ pie}$$

$$\text{Área} = 1.31 * 361 = 472.9 \text{ pie}^2$$

$$\text{Área total} = 472.9 * 2 = \text{pie}^2$$

$$\text{Velocidad} = 1266 \text{ pie/min}$$

La salida de esta área esta en la misma dirección del viento entonces $E = 0.6$.

$$Q_2 = EAV$$

$$Q_2 = 0.6 * 946 * 1266$$

$$Q_2 = 718.581 \text{ CFM}$$

Otra abertura a tener en cuenta son las ventanas de persianas con un área libre de 80% ver figura 36, Esquema 3.

| Pared Norte | Pared Sur | Pared Oeste | Pared Este |
|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Nº Dim. Area | Nº Dim. Area | Nº Dim. Area | Nº Dim. Area |

| | | | |
|---------------------|----------------------|--------------------|-----------------------|
| 2 0,8*0,8 =1,28 | 1 2,8*2,6=7,28 | 5 1,2*1,2=7,2 | 1 0,6*0,6=0,36 |
| 1 1*1,2 =1,2 | 2 3*3 =9 | 3 2,8*2,6=21,8 | 3 0,8*0,8=3,84 |
| 1 1,6*1,2=1,92 | A.Total=16,28 | A. total=29 | 1 1*1 = 1 |
| 1 2,6*2,4=6,24 | | | 2 1,6*1,2= 1,92 |
| 1 2,6*2,6=6,76 | | | 1 1,25*1.6= 2 |
| 1 3*2,6=7,8 | | | 1 1,4*1,2 =1,68 |
| A total 25,2 | | | A.total = 10,8 |

Nota: Todas las áreas totales están expresadas en m².

Área Ventanal Pared Norte:

$$A = 25,2 \text{ m}^2$$

$$A = 25,2\text{m}^2 * \text{pie}^2/0,3048\text{m}^2 = 561,8 \text{ pie}^2$$

Se toma el 80% de esta área por ser ventana de percianas.

$$A = 561,8 \text{ pie}^2 * 0,8$$

$$A = 449,4 \text{ pie}^2$$

La salida de aire de estas ventanas están en ángulo con respecto a la orientación del viento por lo tanto $E = 0,35$

$$Q = EAV$$

$$Q = 0,35 * 449,4 * 1266$$

$$Q_N = 199129,1 \text{ CFM}$$

Ventana Pared Sur:

$$A = 16,28 \text{ m}^2 * \text{pie}^2/0,3048^2$$

$$A = 53.41 \text{ pie}^2$$

$$A = 53,4 * 0,8$$

$$A = 42,72$$

E = 0,6 la salida de aire esta en la misma dirección del viento.

$$Q_S = EAV$$

$$Q_S = 0,6 * 42,7 * 1266$$

$$Q_S = 32435 \text{ CFM}$$

Ventana Pared Este: según tabla de la pagina ***

$$A = 29 \text{ m}^2 * \text{pie}^2/0,3048^2$$

$$A = 312 \text{ pie}^2$$

$$A = 312 * 0,8$$

$$A = 249,6$$

$E = 0,35$ la salida de aire esta en dirección opuesta a la dirección del viento.

$$Q_O = EAV$$

$$Q_O = 0,35 * 249,6 * 1266$$

$$Q_O = 94798 \text{ CFM}$$

Ventana Pared Oeste: según tabla de la pagina***

$$A = 10,8 \text{ m}^2 * \text{pie}^2 / 0,3048^2$$

$$A = 116,2 \text{ pie}^2$$

$$A = 116,2 * 0,8$$

$$A = 93 \text{ pie}^2$$

E = 0,6 la salida de aire esta en la misma dirección del viento.

$$Q_E = EAV$$

$$Q_E = 0,6 * 93 * 1266$$

$$Q_E = 70642 \text{ CFM}$$

La cantidad de aire que sale por las ventanas debido a una presión dinámica de 0,1 en H₂O dentro del recinto será:

$$Q_V = Q_n + Q_S + Q_O + Q_E$$

$$Q_V = 199129 + 32435 + 94798 + 70642$$

$$Q_V = 397004 \text{ CFM}$$

$$Q_3 = 397004 \text{ CFM}$$

Las puertas permanecerán cerradas y se abrirán eventualmente por lo tanto estas áreas no intervienen en los cálculos anteriores.

El volumen total necesario para mantener una presión de 0,1 pulgadas de agua será la suma de cada uno de las anteriores

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_T = (397460 + 718581 + 397004)\text{CFM}$$

$$Q_T = 1513045 \text{ CFM}$$

La guía práctica de la ventilación de WOODS OF COICHESTER, recomienda aumentar este volumen en un 20% con el fin de mantener una correcta presurización.

$$Q_T = 1513045 * 1,2$$

$$Q_T = 1815654 \text{ CFM}$$

El incremento del volumen a ventilar es:

$$\Delta Q = 1815654 - 1513045$$

$$\Delta Q = 302609 \text{ CFM}$$

Se deben diseñar unas rejillas especiales de manera que cuando la presión anterior sea superior a 0,1 pulgada de agua se abran y su área libre sea capaz de dejar salir este incremento de volumen ΔQ .

En el cálculo por incremento de calor tenemos que manejar un volumen de 2750000 CFM, muy por encima del que se requiere para la presurización del recinto. Recalculando tenemos que hallar el incremento de temperatura con respecto a la temperatura en la sombra manteniendo un nuevo volumen de aire igual a 1815654 CFM y con el mismo incremento de calor entonces:

$$(\text{Número Kcal/hora})/0.288\Delta t = Q$$

$$\Delta t = (\text{Número Kcal/horas})/0.288Q$$

$$\text{Número Kcal/hora} = 5371720 \text{ Kcal/hora}$$

$$Q = 1815654 \text{ CFM}$$

Pasando esta cantidad a m³/h.

$$Q = 1815654 \text{ CFM} * (0.3048)^3 \text{ m}^3/\text{Pie}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$Q = 3084816 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta t = 5371720 / 0.288 * 3084816$$

$$\Delta t = 6^\circ\text{C}$$

Con este incremento de temperatura dentro del recinto y moviendo 1815654 CFM la temperatura interior seria de 30°C aproximadamente que es una temperatura aceptable si se diseña una buena distribución de aire ya que a veces se han alcanzado temperaturas hasta de 37°C dentro de la edificación en condiciones criticas.

Por todo lo anterior el volumen total a mover será de:

$$Q_T = 1815654 \text{ CFM}$$

6.5.2. Diseño de Rejillas para Controlar la Presurización: La figura 37. es un esquema típico de rejillas para controlar la presión del recinto, las cuales se deben ubicar en la parte superior de las paredes sur y oeste. para que las salidas de aire queden en la misma dirección del viento.

Cada rejilla tendrá unas dimensiones de 40" * 30" con cinco persianas móviles como muestra la figura 37.

La figura 38. Es el diagrama de las fuerzas que actúan en cada persiana. El cálculo consiste en hallar el peso de las persianas de manera que cuando la diferencia de presiones se incremente a partir de 0,1 in de agua, estas se abran dejando salir la diferencia del caudal ΔQ entre la inyección y la extracción. Las variables utilizadas son:

F_r = Fuerza resultante debida al incremento de presión de 0,1 pulgada de agua en toda el área de la persiana.

W_P = peso de la persiana.

A_P = Área de la Persiana.

P = Presión resultante que actúa en las persianas.

$$P = F_r/A_P$$

$$P = 0,1 \text{ in H}_2\text{O} * ((0,433 \text{ lbf/in}^2)/12 \text{ in H}_2\text{O})$$

$$P = 3,6 * 10^{-3} \text{ lbf/in}^2$$

$$A_P = 40'' * 6'' = 240 \text{ in}^2$$

$$F_r = PA_P$$

$$F_r = 3,6 * 10^{-3} * 240$$

$$F_r = 0,864 \text{ lbf}$$

Del diagrama de fuerzas, Figura 38, esquema 1, haciendo sumatoria de momento en Ó hallamos el peso que debe tener la persiana para con una diferencia de presión igual a 0,1 pulgadas de agua, entre la presión interna y la externa se mantenga cerrada pero con un pequeño incremento de esta diferencia se abra y deje salir el aire.

$$\sum M_o = 0$$

$$W * 0,7 = F_r * 3$$

$$W_T = (F_r * 3)/0,7$$

$$W_T = (0,864 * 3)/0,7 = 3,70 \text{ lbf}$$

$$W_T = 3,70 \text{ lbf}$$

Este sería el peso total de la persiana si esta fuera de un mismo material, pero como lleva caucho en el extremo inferior recalcularemos el peso de la persiana tomando como base el 50% de este peso W_T para hallar el calibre de lamina en aluminio y luego calculamos el peso del caucho como sigue.

Pasamos el área de la persiana a pie^2 y hallamos el peso por pie cuadrado de esta:

$$A_P = ((40 * 6 \text{ in}^2) / 144 \text{ in}^2) * \text{pie}^2$$

$$A_P = 1,66 \text{ pie}^2$$

$$A_{P(\text{ft})} * W_{(\text{lb/sqft}^2)} = W_P$$

$$W_{(\text{lb/sqft}^2)} = W_T / A_{P(\text{ft})}$$

$$W_{(\text{lb/sqft})} = 3,7 / 1,66$$

$$W_{(\text{lb/sqft})} = 2,23 \text{ lb/ft}^2$$

Se requiere una lamina de aluminio con un peso aproximado del 50% de 2,23 lb/ft^2 . En las normas de Carrier cap. 2; tabla 18; encontramos la lamina de

aluminio B&s GAGE(35), calibre 12 con un peso por pie cuadrado de 1,03 lb. Seleccionamos esta lamina por ser la que más se aproxima a $2,23 * 0,5 = 1.115$ lb/ft².

El peso de la persiana sin incluir el caucho será:

$$W_P = 1,03 \text{ lb/pie}^2 * 1,66 \text{ pie}^2$$

$$W_P = 1,7 \text{ lb}$$

Del diagrama de fuerza esquema 2, figura 38, hacemos sumatoria de momentos en 0 para calcular el peso del caucho.

$W_C =$ Peso del caucho

$$W_P = 1,7$$

$$F_r = 0,864 \text{ lb}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$W_C 1,5'' + W_P 0,75'' = F_r 3''$$

$$W_C = (3F_r - 0,75 W_P)/1,5$$

$$W_C = (3''(0,864) - 0,75''(1,7))/1,5$$

$$W_C = 0,878 \text{ lb}$$

Para el cálculo del caudal de aire en cada rejilla se asume un área libre del 50%

$$A = (40 * 30 \text{ in}^2)/144 \text{ in}^2 * \text{pie}^2 * 0,5$$

$$A = 8,33 \text{ pie}^2$$

Como las rejillas estan ubicadas en la misma dirección del viento $E = 0,6$

$$Q_{\text{rejilla}} = E A V$$

$$E = 0,6$$

$$A = 8,33 \text{ pie}^2$$

$$V = 1266 \text{ pie/min}$$

$$Q_{\text{rejilla}} = (0,6)(8,33)(1266)$$

$$Q_{\text{rejilla}} = 6330 \text{ CFM}$$

El caudal de cada rejilla es de 6330 CFM por lo tanto el requerimiento de rejillas para dejar salir un caudal total de 302609 CFM que es el 20% del total extraído y que esta implícito en la inyección de aire será:

$$N_{\text{rejilla}} = \Delta Q / Q_{\text{rejilla}} = 302609 \text{ CFM} / 6330 \text{ CFM}$$

$$N_{\text{rejilla}} = 47,8 \approx 48 \text{ rejillas}$$

Especificación de Rejillas: Cada rejilla debe tener:

Cinco persianas de 40" * 6" hechas en lamina de aluminio B&S GAGE 3s calibre 12 ó similar con un peso especifico de 1,02 lb/ft².

El sello que va en la parte inferior y a todo lo largo de la persiana debe ser de caucho esponjoso ó un similar con peso total de 0,878 lb.

En todo caso se debe balancear el peso total de la persiana una vez que esta este instalada.

En el plano general de detalle se encuentran las dimensiones y especificaciones de construcción para estas rejillas.

6.6. CÁLCULO Y DISEÑO DE DUCTOS

Para una buena distribución y movimiento del aire es indispensable utilizar ductos. Con este propósito el área total del recinto la hemos dividido en 15 partes iguales, las cuales a su vez se dividen en 18 áreas iguales como muestra la figura 39; Las diagonales de estas 18 áreas la hemos interceptado para hallar el sitio donde se van a instalar los 18 difusores de las 12 zonas a las cuales se les pueden colocar ductos. Hay dos zonas a las cuales no se les puede colocar ductos debido a la complejidad que representan para ello, ver figura 39.

La figura 40 y 41, son los esquemas para el dimensionamiento de los ductos. El cálculo de las dimensiones se hará con el método de equifricción mediante el ducto de Temp Air. Ver anexo B; con un factor de fricción de 0,2 in H₂O por cada 100f_t de longitud según recomendaciones de AHSRAE y CARRIER Cap. 2.

6.6.1. Dimensionamiento del Ducto Tipo A: Del ductolametro Tem Air y con el esquema de la figura 40, tenemos que:

| Tramos | L (ft) | CFM | Dimensiones Pulgadas | Área f_t^2 | Velocidad FPM | Velocidad recomendada FPM |
|--------------|-----------|--------|-------------------------|-----------------|------------------|---------------------------------|
| 0 - 1 | 17 | 131400 | 78 * 58 | 31.4 | 4182 | 2500-4500 |
| 1 - 2 | 16.73 | 116800 | 68 * 58 | 27.4 | 4264 | 2500-4500 |
| 2 - 3 | 16.0 | 102200 | 68 * 55 | 25.9 | 3935 | 2500-4500 |
| 3 - 4 | 16.7 | 87600 | 60 * 55 | 22.9 | 3822 | 2500-4500 |
| 4 - 5 | 16.7 | 73000 | 60 * 48 | 20 | 3650 | 2500-4500 |
| 5 - 6 | 15.7 | 58400 | 60 * 42 | 17.5 | 3337 | 2500-4500 |
| 6 - 7 | 16.4 | 43800 | 48 * 42 | 14 | 3128 | 2500-4500 |
| 7 - 8 | 16.7 | 29200 | 48 * 30 | 10 | 2920 | 2500-4500 |
| 8 - 9 | 4.7 | 4600 | 48 * 19 | 6.3 | 2317 | 2500-4500 |
| Derivaciones | 4.6 | 7300 | 28 * 19 | 3.7 | 1972 | 2000-4000 |

Las dimensiones completas de este sistema de ductos y detalles se encuentran en el plano general de detalle.

Dimensionamiento de Reducciones, Zapatas y codos: En la figura 22. Numeral 4.6. de este proyecto, se encuentran esquematizadas las precauciones que se deben tener en cuenta al momento de diseñar reducciones, zapatas y codos.

En el dimensionamiento tomamos las recomendaciones de la tabla 10. de carrier cap. 2. presente en el anexo B.

Para las reducciones tomamos un ángulo máximo de 30° quedando las reducciones con una longitud estándar de 39 pulgadas (100 cm) aproximadamente, las cuales se ubicaron a una distancia mínima de 20 pulgadas después de cada derivación de el ducto principal.

Para el diseño de los codos utilizamos una relación $R/D = 1,25$, siendo D la altura del ducto y R el radio del codo hasta la línea central del ducto.

Carrier recomienda esta relación por ser la más eficiente en las construcciones de codos.

Las zapatas para las derivaciones se diseñaron con un ángulo de 45° . En las figuras 42 y 43 encontramos estas dimensiones.

6.6.2. Dimensionamiento del Ducto Tipo B.: Ver figura 41.

| Tramos | L (ft) | CFM | Dimensiones Pulgadas | Área f_t^2 | Velocidad FPM | Velocidad recomendada FPM |
|--------------------------|-----------|--------|-------------------------|-----------------|------------------|---------------------------------|
| 0 - 1 | 17 | 131400 | 78 * 58 | 31.4 | 4182 | 2500-4500 |
| 1 - 2 | 16.73 | 116800 | 68 * 58 | 27.4 | 4264 | 2500-4500 |
| 2 - 3 | 16.0 | 102200 | 68 * 55 | 25.9 | 3935 | 2500-4500 |
| 3 - 4 | 16.7 | 87600 | 60 * 55 | 22.9 | 3822 | 2500-4500 |
| 4 - 5 | 16.7 | 73000 | 60 * 48 | 20 | 3650 | 2500-4500 |
| 5 - 6 | 15.7 | 58400 | 60 * 42 | 17.5 | 3337 | 2500-4500 |
| 6 - 7 | 16.4 | 43800 | 48 * 42 | 14 | 3128 | 2500-4500 |
| 7 - 8 | 16.7 | 29200 | 48 * 30 | 10 | 2920 | 2500-4500 |
| 8 - 9 | 4.7 | 14600 | 48 * 19 | 6.3 | 2317 | 2500-4500 |
| Ramales A - B | | 14600 | 48 * 19 | 6.3 | 2317 | 2500-4500 |
| B - C | | 7300 | 28 * 19 | 3.7 | 1972 | 2000-4000 |

6.6.3. Cálculo de la Caída de Presión (S_P) en los Ductos: En tramos rectos y codos la caída de presión S_P se cálculo mediante la formula:

$$S_P = L_{eq} * (\text{fricción}/100\text{pie})$$

En las reducciones y derivaciones:

$$S_P = n * (h_{v2} - h_{v1})$$

En las expansiones $S_P = n \cdot (h_{v1} - h_{v2})$ donde:

S_P = Caída de Presión en pulgadas de agua

L_{eq} = Longitud equivalente en pie

n = Factor sacado de la tabla 10 carrier Cap. 2. Anexo B.

h_v = Presión de velocidades en las respectivas secciones

$$h_v = (v/4005)^2$$

El factor de fricción es de 0,2 in H₂O por cada 100 pie de longitud.

Cálculo tipo

- **Codo 90 Ducto Principal Ver figura 42 esquema 1.**

$$R/D = 1,25$$

$$W/D = 78/58 = 1,4$$

Con estos dos valores de anexo B, Tabla 10 Carrier hallamos la longitud equivalente L/D

$$L/D = 7$$

$$L = 7D = 7 * 4.8 f_t = 34 f_t$$

$$S_P = 34 f_t * (0,2 \text{ in H}_2\text{O}/100 f_t) = 0,068 \text{ in H}_2\text{O}$$

- **Conducto Principal 0 - 1:**

$$S_P = 17 f_t * (0,2 \text{ in H}_2\text{O}/100 f_t) = 0,034 \text{ in H}_2\text{O}$$

- **Reducción 1 (ver figura 42 esquema 2):** En la reducción tendremos un mismo caudal para dos secciones diferentes como se ve en el esquema

$$Q = 116800 \text{ CFM}$$

$$A_1 = 31,4 f_t^2$$

$$A_2 = 27,4 f_t^2$$

$$V_1 = 3791,7 \text{ FPM}$$

$$V_2 = 4262,7 \text{ FPM}$$

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

Hallamos

$$h_{v1} = 0,87$$

$$h_{v2} = 1,1$$

Según tabla 10 de Carrier cap. 2. Ver anexo B.

Para $a = 30^\circ$ hallamos

$$n = 1,02$$

$$S_P = 1,02(1,1 - 0,87) = 0,23 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$S_P = 0,23 \text{ in H}_2\text{O}$$

- **Derivación 1 (ver esquema 3 figura 42):** La derivación en T la consideramos como dos reducciones iguales:

$$Q = 7300 \text{ CFM}$$

$$A_1 = 5,54 \text{ ft}^2$$

$$A_2 = 3,69 \text{ ft}^2$$

$$V_1 = 1318 \text{ FPM}$$

$$V_2 = 19,780 \text{ FPM}$$

$$h_{v1} = 0,108$$

$$h_{v2} = 0,243$$

Según tabla 10 de Carrier cap. 2. Ver anexo B. Con $a = 45^\circ$ hallamos

$$n = 1,04$$

$$S_P = 1,04(0,243 - 0,108) = 0,14 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$S_P = 0,14 \text{ in H}_2\text{O}$$

Expansión # 9 (esquema 4 figura 43)

$$Q = 14600 \text{ CFM}$$

$$A_1 = 6,3 \text{ ft}^2$$

$$A_2 = 7,4 \text{ ft}^2$$

$$V_1 = 2317 \text{ FPM}$$

$$V_2 = 1973 \text{ FPM}$$

$$h_{v1} = 0,33$$

$$h_{v2} = 0,24$$

Según tabla 10 de Carrier cap. 2. Ver anexo B. Con $a = 15^\circ$ hallamos

$$V_2/V_1 = 0,6$$

$$n = 0,84$$

$$S_P = 0,84(0,33 - 0,24) = 0,076 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$S_P = 0,076 \text{ in H}_2\text{O}$$

- **Codos de 90° en la derivación # 9 Esquema 5 Figura 43:**

$$R/D = 25,4/28 = 1,26$$

$$W/D = 19/28 = 0,7$$

Con estos dos valores entramos en la tabla 10 de Carrier cap. 2, ver anexo B. y hallamos:

$$L/D = 7 f_t$$

$$L = (7 * 28)/12 = 16.3 f_t$$

$$S_p = 16.3 * (0,2/100) * 2$$

$$S_p = 0,065$$

En el recuadro siguiente aparece el resumen de los anteriores cálculos.

Caídas de Presión en Sistemas de Ductos A. y B.

Pérdida de Presión en Tramos Rectos y Codos

| Tramos | f/100 (in H ₂ O) | Longitud Equivalente (f _t) | Caídas de Presión S _p in H ₂ O |
|---|--------------------------------|--|--|
| Ventilador a Ducto Principal | $2 * 10^{-3}$ | 29,4 | 0,058 |
| Ducto principal | $2 * 10^{-3}$ | 124,53 | 0,25 |
| Ramificaciones | $2 * 10^{-3}$ | 90 | 0,18 |
| Codos 90° Ducto principal | $2 * 10^{-3}$ | 34 | 0,065 |
| Codo 90° Desviación | $2 * 10^{-3}$ | 32,6 | 0,0652 |
| Caída de presión = 0,62 in H ₂ O | | | |

Pérdidas en Reducciones Expansiones y Derivaciones en T

| Sección | Δhy (in H ₂ O) | Factor n Anexo B Tabla 10 Carrier | S _p (in H ₂ O) |
|---------------------|------------------------------|---|---|
| Reducción 1 | 0,23 | 1,02 | 0,23 |
| Reducción 2 | 0,10 | 1,02 | 0,10 |
| Reducción 3 | 0,21 | 1,02 | 0,21 |
| Reducción 4 | 0,27 | 1,02 | 0,28 |
| Reducción 5 | 0,2 | 1,02 | 0,20 |
| Reducción 6 | 0,22 | 1,02 | 0,22 |
| Reducción 7 | 0,27 | 1,02 | 0,26 |
| Reducción 8 | 0,2 | 1,02 | 0,20 |
| Expansión 9 | 0,09 | 0,84 | 0,076 |
| 8 Derivaciones en T | 0,135 | 1,04 | 1,123 |

Los difusores tienen una caída de presión igual a 0,1 pulgada de agua.

Caída presión difusores = $0,1 * 18 = 1,8$ pulgadas de agua

El filtro tiene una caída de 0,2 pulgadas de agua ver anexo C.

La caída total de presión S_p será la suma de las anteriores

$$S_{p1} = 0,62$$

$$S_{p2} = 2,89$$

$$S_{p3} = 1,8$$

$$S_{p4} = 0,2$$

$$\Delta P = 0,1$$

$$S_{p\text{total}} = 5,61 \text{ Pulgada de agua.}$$

El ventilador debe tener un $S_p = 5,6$ pulgadas de agua con un caudal total de 131400 CFM.

BIBLIOGRAFÍA

ASHRAE, American Society Of Heating, Refrigeratin and Air Conditioning, 2ed, EE.UU. 1973. George. 21.1 22.12p.

BATORIN V.V. Fundamentos de Ventilación Industrial. Labor S.A. Barcelona. 1976. 233-373p.

CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL, Carrier.

CLIFFORD George, Modern Heating Ventilating, and Air Conditioning, Services Inc. 1990. 451-584p.

KENR DONALD, Transferencia de Calor Cecsca 1ed, Mexico.

QUINCHIA, Rigoberto. Ventilación Industrial. 1988. 46-273p.

THE INDUSTRIAL PRESS, HEATING AND VENTILATING´S, Interamericana S.A. 1ed.

WOODS OF COLCHESTER LTDA. Guía Practica de la Ventilación. Blume. Barcelona. 1970 15-263p.