

# Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Proyecto de Extracción de Polvo de Medera del  
Taller de Carpintería del Instituto Superior  
Tecnológico Nor Oriental de la Selva ”**

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO**

**PABLO WALTER PAUCAR LOZANO**

PROMOCION: 1983 - 1

**LIMA . PERU . 1992**

## PROLOGO

Durante el desarrollo del presente trabajo, efectuaremos el diseño de un sistema de extracción de polvo de madera aplicando procedimientos de Ingeniería en Ventilación Industrial como un medio de control de las condiciones del medio ambiente de trabajo para el Taller de Carpintería del Instituto Superior Tecnológico "Nor oriental de la Selva" de la ciudad de Tarapoto.

En el Primer Capítulo se expone el objetivo, importancia, alcances y limitaciones del presente Proyecto de Sistema de Extracción de Polvo de Madera.

En el Segundo Capítulo se expone y se revizan los aspectos relativos a la constitución de la madera, sus propiedades, estructura y características fundamentales, como también, los efectos nocivos del polvo en la industria su producción y sistemas de control adecuados.

En el Tercer Capítulo se expone el procedimiento, parámetros y metodología para el diseño del sistema de extracción del polvo de madera, adecuado a las

condiciones establecidas del lugar, ambiente, operaciones tecnológicas y proceso productivo.

En el Cuarto Capítulo se presenta la aplicación de los dos Capítulos anteriores para diseñar el sistema de extracción de polvo, así como la selección de los equipos necesarios del sistema. Previa a la selección se expone y se revisa los diferentes tipos, aplicación y el procedimiento de selección.

En el Quinto Capítulo se presenta el costo del sistema de extracción, el cual es determinado en base al Capítulo anterior donde se diseñó el sistema de extracción y se seleccionó los equipos. Los cálculos de costos son basados en informaciones proporcionados por los fabricantes.

## INDICE

	Páginas.
PROLOGO	
CAPITULO 1: INTRODUCCION.	1
CAPITULO 2: ASPECTOS GENERALES SOBRE EL POLVO DE MADERA.	
2.1 Constitución de la madera	3
2.1.1 Propiedades de la madera	5
2.2 Efectos nocivos del polvo de madera	7
2.2.1 Polvo industrial	9
2.3 El control del polvo en la Industria	13
2.3.1 Control de polvo fino e inerciales	15
2.3.2 Sistema de aspiración localizada	19
CAPITULO 3: PARAMETROS DEL DISEÑO.	
3.1 Procedimiento de diseño	21
3.2 Distribución en Planta de máquinas o equipos	34
CAPITULO 4: DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRACCION DE POLVO DE MADERA.	
4.1 Dimensionamiento de los ductos principales y secundarios.	39
4.1.1 Consideraciones para el dimensionamiento	39

4.1.2	Dimensionamiento del sistema de ducto I por el "Método de Balanceo de Presión" estática (MBPE)	40
4.2	Determinación de pérdidas en el sistema	115
4.3	Equilibrio del sistema de extracción	127
4.4	Selección de la capacidad del ventilador extractor	128
4.5	Selección del purificador de aire	134

## **CAPITULO 5: COSTOS Y ANALISIS ECONOMICO.**

5.1	Costo de materiales y equipos	139
5.2	Costo de fabricación y montaje	141

OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFIA.

PLANOS.

APENDICE.

## CAPITULO 1

### INTRODUCCION

Uno de los propósitos de la ventilación es el mantenimiento de un estado y composición del aire que resulten apropiados a las necesidades de la higiene.

Las necesidades higiene del aire consisten en el mantenimiento de unos condiciones definidas y en el aprovisionamiento del aire limpio.

Con respecto a los contaminantes nocivos que se incorporan al aire en forma de gases, vapores y polvo, lo único que pide la higiene es que no sobrepasen las concentración máximas admisibles, lo que significa la máxima proporción de una impureza determinada que no ocasione síntomas de enfermedad después de una exposición prolongada y su valor depende del tipo y toxicidad del contaminante, de la dureza del trabajo, etc.

En las fábricas las impurezas se propagan por mov. y corrientes de aire que son del todo inevitables. La ventilación tiene por objeto el mantenimiento de la pureza de unas condiciones presentes en el aire de un local, en otras palabras, mantener la temperaturas, velocidad y nivel de impurezas entre ciertos limites.

La ventilación puede ser general o localizada. La ventilación localizada por aspiración tiene por objeto la extracción del aire polucionado en el mismo sitio al que se produce lo contaminado impidiendose así la propagación de las impurezas. El empleo de este método hace mínima la cantidad de aire que se debe renovar para mantener un grado de dilución conveniente. La aspiración localizada no constituye una ventilación propiamente dicha.

Durante la elaboración de desarrollo del trabajo efectuaremos los cálculos de un sistema de extracción de polvo de madera para un taller de carpintería.



CAPITULO 2

ASPECTOS GENERALES SOBRE EL  
POLVO DE MADERA

## 2.1 CONSTITUCION DE LA MADERA.

**Naturaleza.** Las propiedades de la madera dependen de causas internas (clase, edad, estado de salud) y externas (suelo, clima, explotación, ramaje, etc.), extendiéndose entre amplios límites. En el tronco se superponen las zonas de crecimiento. Tres son las secciones características de un tronco, a saber:

1. Sección transversal perpendicular al eje del tronco (los anillos anuales aparecen más o menos concéntricos);
2. Sección longitudinal por el eje del tronco o sección radial (los anillos anuales dan el veteado apareciendo como líneas paralelas);
3. Paralelamente al eje del tronco, tangencialmente a los anillos anuales (sección tangencial o costera con los anillos anuales aproximadamente parabólicos).

En la sucesión de los anillos anuales se distingue la madera joven (albura), de textura blanda, y la madera antigua (duramen), más compacta y oscura. En muchas clases de madera se distingue en el eje del tronco el núcleo o médula, formado por células macizas y a veces teñido por las resinas segregadas.

Maderas con núcleos de color: pino, arce, pino oregón, roble, nogal.

Maderas con núcleo sin teñir: abeto, pinabete, arce, abedul, haya, aliso, álamo.

**Defectos de la Madera.** Atendiendo a la forma del tronco, los defectos que mas influyen sobre el valor útil de la madera son la curvatura, la conicidad y los nudos (ramificación baja, a menos de 10 m de altura).

Defectos de constitución anatómica: La madera con anillos anuales irregulares es difícil de trabajar y se deforma mucho. La madera de crecimiento excéntrico tiene menos valor, pues por lo general contiene mucha madera córnea roja (de contracción anormal y malas propiedades mecánicas). El veteado irregular se utiliza con éxito en los chapeados de muebles. Los agallas y las grietas resinosas reducen la resistencia y segregan resina por el calor. El núcleo falso (núcleo rojo) del haya es signo de vejez; no cambia gran cosa las propiedades de la madera, pero el núcleo rojo no es impregnable.

Los nudos reducen la resistencia. La madera de sierra se valoriza por la cantidad de nudos (DIN 4074).

Defectos por daño o enfermedad: Grietas longitudinales y radiales, núcleo hojoso,

agrietamientos por heladas, daños por el rayo, roturas por la nieve, quemaduras de la corteza, daños de tala, transporte y ocasionados por animales (particularmente insectos) y hongos.

### 2.1.1 PROPIEDADES DE LA MADERA

a) **Composición química.** El análisis elemental de todas las maderas es bastante uniforme: 50% de carbono, 43% de oxígeno, 6,1% de hidrógeno, resto de nitrógeno y cenizas. El análisis molecular da: 40 a 50% de celulosa (macromoléculas filiformes, elementos constitutivos aislados, glucosa); 20 a 30% de lignina (mocas, de retícula espacial); 20 a 25% de poliosas de madera (hemicelulosas, hidratos de carbono acompañantes) y sustancias extractivas (resinas, grasas); curtientes y minerales (cenizas).

b) **Propiedades Físicas.** La densidad aparente de la madera anhidra (resecada) depende del volumen de poros; la densidad real (substancia celular) es de  $1,50 \text{ g/cm}^3$ . La densidad aparente es variable, dentro de una misma madera (curvas de continuidad) y del mismo tronco (zonas de crecimiento); la densidad aparente aumenta cuando más duramen entra en la composición del tronco. La figura 1 sirve para determinar la densidad o peso específico de la madera en función del contenido de humedad.

## 2.2 EFECTOS NOCIVOS DEL POLVO DE MADERA.

Las necesidades higiénicas del aire en la industria consiste en el mantenimiento del nivel de impurezas entre ciertos límites de concentración, máximas admisibles, esto es la máxima proporción de una impureza determinada que no ocasiona síntomas de enfermedad después de una exposición prolongada.

Las impurezas pueden clasificarse en:

- Exceso de vapor de agua
- Gases y vapores nocivos y,
- Polvo.

Que además de representar en riesgo para la salubridad incendio y de explosión la falta de control de como resultado:

- Una producción menor
- Una inferior calidad de trabajo y
- Una vida corta de los equipos.

La exposición a las impurezas pueden producir cuatro tipos distintos de incapacidades:

1. Las neumoconiosis. Silicosis y asbestosis por la inhalación prolongada de grandes cantidades de polvo que contenga sílice ( $\text{SiO}_2$ ) y amianto respectivamente.
2. Los polvos tóxicos tales como los de plomo y manganeso produce efectos ya sea por el conducto de la respiración o de la deglución.

3. La fiebre de vapores metálicos enfermedad pasajera que se produce por la inhalación de ciertos vapores de oxidos metálicos.

4. Reacciones alérgicas de envenenamiento por proteínas tipificado por la fiebre de heno, esta enfermedad es resultado directo de respirar polen y otras sustancias orgánicas, así como también problemas respiratorios a causa de polvos de origen vegetal.

El polvo de madera (serrin de madera) provoca irritaciones en las mucosas nariz, conjuntivitis, trastornos pulmonares, afisema, bronquitis crónica y favorece el desarrollo de tuberculosis pulmonar.

Polvos de ciertas maderas; cedro, cumbala, arca, etc. pueden provocar reacciones de tipo alérgico (alergoconiosis), ansias de asma y se manifiestan en la noche al final de su jornada de trabajo como inmediatamente después de su exposición, como vomitos, dermatites de contacto y conjuntivitis. Estas manifestaciones son reversibles cuando cesa el agente causal, si se prolonga la exposición pueden producir fibrosis pulmonar intersticial. Algunos polvos de ciertas maderas pueden generar cancer de la mesolaringe.

En los trabajos de la madera se encuentran 10.06 por mil tuberculosis contra 3.07 por mil en otros trabajos.

### 2.2.1 POLVO INDUSTRIAL.

El término "polvo" incluye todos los sistemas de partículas sólidas esparcidas por un medio gaseoso. Estos sistemas se llaman dispersos y constan de una fase dispersa (las partículas) y el medio dispersante (el aire o un gas). Cuando las partículas están suspendidas en el medio se dice que el sistema es un aerosol: pero si se depositan y la fase gaseosa es relativamente pequeña el sistema se llama aerogel.

#### PRODUCCION:

El polvo se produce al triturar (beneficio de minerales), moler, barrenar, cribar, maquinar, rectificar o pulir, cortar, etc. materiales de origen mineral o vegetal.

#### ESTRUCTURA Y CARACTERISTICAS

##### ESTRUCTURA:

El polvo industrial viene a ser una mezcla de partículas de sustancias diferentes, una de las cuales es predominante. Las diferentes clases de polvo se distinguen también por sus propiedades físicas tales como:

Tamaño de la partícula

Densidad

Forma

Consistencia

Carga eléctrica

Capacidad de absorción

Inflamabilidad y

Explosividad

#### CARACTERISTICAS:

**Forma.** Se presentan tres formas básicas de partículas; laminar, fibrosa y granular. Los polvos industriales generalmente constan de partículas de las tres formas y con un gran número de formas intermedias.

**Tamaño.** El tamaño de las partículas es de especial importancia así como su forma, densidad y carga eléctrica. Estas propiedades son importantes tanto desde un punto de vista tecnológico e higiénico. Desde el punto de vista tecnológico afectan al procedimiento para recogerlos en su fuente y a la forma de eliminarlos del aire. Las partículas grandes y pesadas, del tamaño de de varias decenas de micras no penetran en el aparato respiratorio del hombre.



TAMAÑO DE PARTICULA ( $\mu$ )	EFECTO
Menores de 5. Tamaño máximo 10	Pueden entrar en los pulmones
De 2 a 5	Quedan retenidos por organismo en un 20%
De 2 a 0.2	Quedar retenidos por el organismo en un 75%
Mayores de 5	Se ascientan sobre las membranas mucosas o son expulsados al respirar.
De 0.5 a 0.25 $\mu\text{m}$	No se detienen en la nariz y pueden penetrar profundamente en los alveolos pulmonares.

En el aire de los locales industriales predominan partículas inferiores a 10  $\mu\text{m}$ , siendo inferiores a 2  $\mu\text{m}$  entre un 40 a 90%. El porcentaje de partículas inferiores a 2  $\mu\text{m}$  es mayor en los minerales orgánicos y polvos metálicos que en los polvos de origen vegetal o animal.

Las partículas cuyo tamaño es inferior a 0.1  $\mu\text{m}$  presentan un movimiento desordenado llamado movimiento browniano.

### RIESGO DE EXPLOSION

El polvo que se produce de los distintos procesos industriales se clasifica en tres clases:

CLASE I: Incluye los polvos muy inflamables, polvos de azúcar, dextrina, corcho, almidón, harina de arroz.

CLASE II: Incluyen los polvos que solo se inflaman en presencia de una fuente de calor poderosa; polvos de cuero, serrín, tortas de semillas aleageniosas, salvado, seda, etc.

CLASE III: Polvos que no explotan en las condiciones de la industria debido a que presentan un mayor tamaño de partículas y o que contienen un elevado porcentaje de materias no explosivas; p.e. tabaco, carbón matalurgico, carbón vegetal, hollin de fundición, coque, grafito, etc.

### ESPECIFICACION

El contenido del polvo del aire se caracteriza por el peso del polvo por unidad de volumen ( $\text{mg}/\text{m}^3$ ) y por el número de partículas contenidos en  $1 \text{ cm}^3$

**TAMAÑO MINIMO DE PARTICULAS PARA EL QUE SON APROPIADOS LOS DISTINTOS TIPOS DE SEPARADORES**

Por gravedad	200 $\mu$
Inerciales	20 - 150 $\mu$
Centrífugas, ciclón de gran diámetro	20 - 60 $\mu$
Cantrífugas, ciclón de pequeño diámetro	20 - 30 $\mu$
Tipo ventilador	15 - 30 $\mu$
Filtro	0.5 $\mu$
Limpiador	0.5 - 2.0 $\mu$
Electrostático	0.001 - 1.0 $\mu$

**2.3 . EL CONTROL DEL POLVO EN LA INDUSTRIA**

Los sistemas de control de polvo se divide en dos partes:

- a. Reducción de la concentración de polvo a un nivel permisible utilizando para ello dispositivos reguladores. Abarca el control del lugar y del ambiente.
- b. Mantener la máxima resistencia a la acción del polvo entre personas valiéndose de una selección adecuada, conseguido mediante el examen médico apropiado y altos exámenes médicos periódicos posteriores.

**CONTROL DEL LUGAR Y DEL AMBIENTE.** Tecnológicamente existe tres maneras generales de controlar al polvo: Eliminación de las fuentes productoras de polvos, protección individual e impedir la dispersión del polvo.

**Eliminación de las fuentes productoras de polvo.**

Convirtiendo en un polvo inofensivo o convirtiendo el procedimiento peligroso de fabricación en otro menos ofensivo.

**Protección individual.** Mediante respiradores y mascarillas contra el polvo con poder de retención de partículas adecuadas de 3 a 5  $\mu$ .

**Impedir la dispersión de polvo.**

**Segregación (aislamiento).** Este sistema de control es aplicable a las industrias en los que las principales fuentes de polvo están perfectamente localizadas y en los que el número de obreros dedicados a operaciones polvorosas representan un pequeño porcentaje del número total de trabajadores de la fábrica. El aislamiento puede lograrse en el espacio y en el tiempo.

**Confinar la Elaboración.** En este sistema el operario permanece fuera, en una atmósfera limpia.

**Humedecer el polvo.** Empleando agua u otros líquidos para hacer caer el polvo como una capa encima del suelo.

**Aspiración localizada.** Este sistema consiste en extraer el aire polucionado en el mismo sitio en que se esta produciendo el polvo sin ocasionar corrientes de aire perturbadoras del movimiento de aquel, impidiendose asi la propagación de las impurezas. La máquina o herramienta que produce el polvo puede ser fija o móvil.

El empleo de este método hace mínimo la cantidad de aire que se debe renovar para mantener un grado de concentración conveniente.

Las impurezas se pueden extraer por aspiración directa o se pueden dirigir hacia la salida mediante corrientes de aire convenientemente situados. La aspiración localizada se emplea en toda clase de industrias y para todo tipo de impurezas (polvo, gases, vapores, humedad, calor)

### 2.3.1 CONTROL DE POLVO FINO E INERCIALES

**POLVO FINO.** Material con tendencia a quedar suspendido en el aire y son fácilmente arrastrados por una corriente de aire en cualquier dirección angular. Se producen simultáneamente con los inerciales y en otros procesos donde no se producen inerciales. El tamaño máximo varia entre 10 a 40

micras.

Para la localización y forma requerida de la campana no es necesario localizar la abertura conforme a la trayectoria, ni en proceso violentos por la alta velocidad de la corriente de aire de extracción que distribuye su direccionalidad.

Con el polvo fino se combina solo las características del movimiento de la corriente de aire inducido.

**INERCIALES.** Material que cae rápidamente al suelo y que vienen proyectados por efecto de las fuerzas de inercia. Se producen cuando se trabajan con muelas abrasivas .o discos cortantes, afilado de herramientas, rectificaciones, pulimentación. En los problemas industriales destaca la eficaz desipación del polvo, en el desbaste y pulido con cintas, bandas y disco y en el trabajo general de la madera. Se producen en trabajos de elaboración de maderas, esmeriles, corte de ladrillos, elaboración de cueros, etc. El tamaño mínimo probable varía entre 50 a 100 micras.

Los inerciales pueden ser controlados únicamente por campanas receptoras, donde la disposición de su abertura coincida con su trayectoria (movimiento de la partícula independiente del movimiento de aire) y su posición específica este en relación al ancho de la máquina en operación. El impulso de los

inerciales son influenciados por la inducción de la velocidad de extracción del aire.

Los inerciales que caen al suelo son permisibles a campanas tipo cabina colocados al nivel del piso y en intervalos adecuados. Los inerciales son removidos manualmente hacia ellos.

A veces es necesario un sistema de extracción flexible para operaciones circunstanciales para remover inerciales y polvo fino.

Una campana que captura inerciales automáticamente controla el polvo fino, pero otra campana que controla polvo fino no captura inerciales.

Las impurezas se pueden extraer por aspiración directa o se pueden dirigir hacia la salida mediante corrientes de aire convenientemente situados. La aspiración localizada se emplea en toda clase de industria y para todo tipo de impurezas (polvo, gases, esporas, humedad, calor).

### 2.3.2 SISTEMA DE ASPIRACION LOCALIZADA

Los sistemas de aspiración localizada constan de una campana de aspiración de aire contaminado, un conducto por el que se transporte dicho aire, la fuente de succión y purificadores del aire contaminado.

La naturaleza de las campanas y purificadores de aire depende del grado de pureza de aquel que se desee lograr así como la limpieza final de la planta.

La parte más importante de un sistema de aspiración localizada es la campana que capta las impurezas. Estas campanas pueden ser de varias clases, los cuales difieren en su posición con respecto a la fuente de impureza. El principal requisito que deben cumplir es el de atrapar la cantidad máxima de impurezas con un consumo mínimo de aire y sin interferir el proceso tecnológico.





*Campana Receptora*



*Campana de cabina*

## CAPITULO 3

### PARAMETROS DEL DISEÑO

### 3.1 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.

Los cálculos que siguen son esenciales para la determinación del tamaño de los ductos y las pérdidas de presión en el sistema de escape, estos acompañados con el volumen de escape, determinarán el tamaño y el tipo de extractor, así como también su velocidad y potencia de motor requerida.

#### **ETAPAS PRELIMINARES:**

Se deben tomar los siguientes datos disponibles:

1. Un layout de operaciones, talleres etc. (y datos de la edificación si es necesaria).
2. Un bosquejo que incluya vistas en elevación de la distribución de los ductos de trabajo (ducto Work layout), ubicación de los ventiladores, ubicación de los colectores, etc.
3. Un bosquejo de las campanas de extracción (hoods) para cada operación con la dirección y elevación de las salidas para la conexión de los ductos.

4. Informaciones de los detalles de las operaciones, toxicidad de los materiales, etc., números, letras; cualquier otra identificación de cada rama y sección del ducto maestro principal; datos que deben estar en el bosquejo del sistema de escape ó extracción, por conveniencia.

#### PROCEDIMIENTO DE DISEÑO:

Determinación del tipo de sistema y selección del método de cálculo usado.

1. El sistema es del tipo de transporte de material particulado (nuestro caso) y deben mantenerse velocidades de transporte mínimas en los ductos a fin de prevenir el asentamiento (setling). 1]<sup>1</sup>
2. Los métodos de cálculo están basados en "Pies equivalentes de ducto" o en "Pérdidas de presión de velocidad".

1] En sistemas de transporte neumático es deseable que las partículas no tengan contacto con las tuberías ó ductos a fin de prevenir el asentamiento de los sólidos; especialmente en los sistemas de transporte horizontal y de esta manera mantener las condiciones de flujo estables. De otra parte hay que tener en cuenta que cuando las partículas alcanzan los codos ó curvas puede iniciarse un asentamiento de sólidos que podría conducir a estos a una detención del flujo por el incremento de las pérdidas de energía (ó presión) en el sistema. Ver el paper de S.H Winoto, Singapur "A predicción Method por particle Trajectories en Two-Phase Flow Systems" en "Powder, handling and Processing; The International Journal." Volumen 2, Nro. 4, Noviembre 1990.

3. La selección o diseño de las campanas de extracción (hoods) y la determinación de los volúmenes de aire requerido (exhaust volumens), así como también las "velocidades  $2]^{2}$  de transporte mínimas" (conveying velocities) se toman de las recomendaciones existentes en la literatura relacionada a cálculos de ventilación industrial  $3]^{3}$

Una vez determinado el caudal requerido, se puede calcular el tamaño de los ductos de los ramales para mantener las velocidades de arrastre transporte recomendadas. (Carrying Velocity).

### EL METODO DE LOS PIES EQUIVALENTES

Todos los sistemas de escape, sean simples ó complejos tienen en común el uso de campanas de extracción (hoods) ductos y accesorios especiales que conducen a un ventilador (Exhausting fan). De hecho un sistema complejo es simplemente un arreglo

---

2] El aire de transporte es un componente muy importante para el transporte de sólidos en los sistemas de transporte neumático. Sin el es imposible de transporte de sólidos de un lugar a otro. La caída de presión debido a la mezcla de sólidos y el aire de transporte se correlacionan y se expresan como la suma de dos funciones: la primera función representa las pérdidas debida solo al aire y la segunda esta relacionada a la pérdida debida a los sólidos. De el paper de P.W Wypych and R. Pan, Australia en "Powder handling and Processing. Journal" Vol3, N°.4 Nov. 91.

3] Ver "Industrial Ventilation" American Conference of Governmental Industrial Hygienists".

de varios sistemas de escape conectados a un ducto común (main). En el diseño de un sistema de escape (extracción de polvo ó residuos) se empieza por el lugar más lógico -la campana- y se procede "aguas abajo" hasta alcanzar el ventilador y luego la atmósfera.

1. Se selecciona ó diseña la campana de extracción apropiada para la operación a ser controlada.
2. Determinación del volumen de aire y la mínima velocidad en el ducto; a partir de esta información se llega al tamaño de ducto apropiado para los ramales del sistema.
3. Determinación de la "longitud real" de ducto requeridos, conjuntamente con los tipos y "longitud equivalente" de accesorios especiales y codos ó curvas necesarias.

La longitud real es la distancia de la línea de centros a lo largo del ducto, despreciando el radio de los codos etc. "La longitud equivalente de accesorios" se añade a la longitud real.

4. Luego se calculan las pérdidas de presión debido a los componentes del sistema. Estas pérdidas de presión, son la "Presión estática del sistema de escape".

## DISTRIBUCION DEL FLUJO DE AIRE

Como ya se dijo anteriormente, un sistema de escape complejo es realmente un sistema de múltiples campanas y ramales; es decir un grupo de sistemas de escape simples conectados a un ducto principal común. Por consiguiente en el diseño de tales sistemas (complejos), se aplican las mismas reglas que para los sistemas simples. En un sistema de múltiples ramales, sin embargo es necesario proveer medios de distribución de flujo de aire entre los ramales ó por un "Diseño balanceado" ó por el uso de "Compuertas de regulación" (blast gates).

La razón para esto es que el aire siempre tomará "el camino de menos resistencia". Si el diseño no provee la distribución apropiada, un balance natural del aire puede ocurrir; esto significa que el volumen de escape se distribuirá por sí solo automáticamente de acuerdo a la resistencia de los caminos de flujo disponibles.

Para proveer una distribución que resulte en el diseño de flujo de aire en cada campana, el diseñador debe asegurarse que todos los pasos de flujo (ductos) ingresen en conjunto o empalmen o se unan al ducto principal teniendo igual presión estática en el flujo de diseño.

Para llevar a cabo esto se pueden elegir dos métodos.

El objeto de ambos métodos es el mismo: obtener la cantidad deseada de flujo de aire en cada campana de extracción del sistema; al mismo tiempo mantener la velocidad de transporte deseada en cada ramal y el ducto principal.

Los métodos pueden ser delineados como sigue:

**1. Método de balance de aire sin compuertas de regulación (without blast adjustment).- (MBPE)**

Provee un procedimiento para obtener el flujo de aire deseado (un "sistema balanceado") sin el uso de válvulas de registro (dampers) ó válvulas de compuerta para regulación, este método es llamado con frecuencia "el método de balance de presiones estáticas". En este tipo de diseño, los cálculos empiezan en el ramal de resistencia más grande y se procede de el ramal ó los ramales al ducto principal; y de la sección del ducto principal (main) al siguiente en el mismo ducto (principal) hasta llegar al ventilador (fan).

En cada punto de unión de dos (2) corrientes de aire, la presión estática necesaria par realizar el flujo deseado en una corriente (ducto) debe igualarse (emparejarse) a la presión estática en la unión a la corriente de aire principal. (Esta condición realmente prevalecerá en cualquier sistema en operación; pero si el sistema no esta



"balanceado" el flujo de aire deseado no se alcanzará en cada corriente).

La presión estática es balanceada al caudal de flujo deseado por la elección apropiada del tamaño de las tuberías (ó ductos), codos (radios de codos), etc.

## **2. Método de balance de aire por válvula de compuerta para regulación (Air balance by blast gate adjustment).- (MBVCR)**

Aquí el "balance" depende del uso de compuertas las cuales pueden ser reguladas después de la instalación a fin de obtener el flujo de aire deseado en cada campana (hood).

Estos cálculos también empiezan en el "Ramal de más resistencia" y la caída de presión es calculada a través del ramal y a través de varias secciones de el ducto principal (main) hasta llegar al ventilador (fan). En cada sección del ducto principal donde otra ó otro ramal o otra unión de un solo ducto principal, el volúmen deseado de estos es añadido al caudal en el ducto principal. Ninguna tentativa es hecha para balancear la presión estática en la unión a la corriente de aire principal. Los ramales a unirse son meramente dimensionados para dar la velocidad de ducto mínimo deseado al caudal deseado. Se debe tener cuidado en la elección del "ramal de mayor resistencia", si la

elección es incorrecta, cualquier rama que tenga una resistencia mas alta que la que se eligio fallará para aspirar (draw) el volumen deseado, aun cuando su compuerta este completamente abierta (wide open).

En caso de dudas, hay que revisar todos los posibles ramales para dar la resistencia mayor.

### **ELECCION DEL METODO DE BALANCEO**

El MBPE normalmente es seleccionado donde existen materiales altamente tóxicos que deben ser controlados para salvaguardar contra la manipulación de válvulas de compuerta y consecuentemente el personal que este sujeto a una exposición excesiva. Este método es mandatorio donde existan polvos radioactivos, de magnesio y explosivos ó altamente inflamables, como también posibilidades de acumulaciones en los ramales causados por las obstrucciones de las válvulas de compuerta; aqui esto es eliminado (en éste método).

La habilidad para distribuir el aire de extracción y la flexibilidad del método MBVCR sugiere que pueda ser usado excepto donde hallan materiales altamente tóxicos que necesitan ser controlados ó donde hallan materiales inflamables ó polvos explosivos puedan acumularse debido a la obstrucción de las compuertas de regulación para el flujo de aire.

**DECISION**

Desde que el polvo es inflamable en concentraciones peligrosas, así como también afecta fuertemente la salud de los operarios ó personal de trabajo cuando se esta mucho tiempo expuesto a estos polvos 4] , 5] , 6] , 7] ; nosotros decidiremos emplear el

- 4] El polvo de serrin ataca fundamentalmente las fosas nasales provocando, alergias y enfermedades respiratorias varias; al mismo tiempo puede ser causantes de grandes incendios por su inflamabilidad a concentraciones peligrosas; dependiendo estas del tamaño promedio de las partículas.
- 5] Existen lo que se conoce como "Valores límites permisibles" ó umbrales de concentración; referidas a las concentraciones aerotransportadas de sustancias y representan las condiciones bajo los cuales se cree que casi todos los trabajadores puedan estar repetidamente expuestos día tras día sin efecto adverso.
- 6] Las instituciones Norteamericanas de Higiene Industrial (American Conference of Goveanmental Industrial Hygienists) especifica tres (3) categorías de "Valores límites permisibles" (siglas en Ingles: TLV: Threshold Limit Values):
- 1.- Thereshold Limit Value time Weighted Average (TLV - TWA).- El tiempo de concentración promedio ponderado para un día de trabajo normal de 8 horas ó una semana de trabajo de 40 horas para el cual casi todos los trabajadores pueden estar repetidamente expuestos día tras día sin efecto adverso.
  - 2.- Threshold Limit Value - Short Term Exposure Limit (TLV-STEL).- La máxima concentración para el cual los trabajadores pueden estar, expuestos para un periodo de hasta 15 minutos continuamente sin sufrir a) irritación, b) cambios irreversibles o crónicos en los tejidos (biológicos) c) narcosis de suficiente grado como para reducir materialmente la eficiencia en el trabajo.
  - 3.- Threshold Limitd Value Criling (TLV-C).- La concentración que no puede ser excedida aun instantaneamente.
- 7] Los valores admisibles para TWA y los valores tentativos de STEL para el polvo de madera son  $5 \text{ mg/m}^3$  y  $10 \text{ mg/m}^3$  estos son miligramos apróximados de sustancia por metro cúbico de aire:  
Fuente: American conference of Geovenment Ind. H y S. (1977).

"método de balance de presión estática" (MBPE).

**PROCEDIMIENTO DE BALANCEO POR EL METODO MBPE**

1. Se calcula la resistencia de cada ramal, basado en los parámetros de diseño (design data) y se totaliza para la longitud de recorrido desde la campana de extracción a la unión del próximo ramal.
2. En cada empalme la presión estática para cada recorrido paralelo de flujo de aire debe ser el mismo.
3. Donde la diferencia en presión estática es pronunciada (sobre 20%), el ramal con pérdida de presión más baja debe ser rediseñado para incrementar su caída de presión. El método usual es disminuir el tamaño de tubería para así incrementar la velocidad en la tubería, incrementandose todas las pérdidas en el recorrido <sup>8]</sup>. Donde las pérdidas de presión de recorridos paralelos estan dentro de 20% de el gobierno de la presión estática, el balance puede ser obtenido incrementando el flujo de

---

8] La caída de presión es inversamente proporcional a la 5ta. potencia de diámetro interior de tubería:

$$P = 5.39 f L S (Q)^2 / 100 (D)^5$$

donde: L: longitud en pies; f: factor de fricción; Q: caudal gal/min; D: diámetro interior del tubo; S: gravedad específica. De A.R. Chimes, Wechawken N.J. en "Calculation deskbook".

más baja. Este incremento es pies cúbicos por minuto es rápidamente calculado como pérdidas de presión incrementada como el cuadrado del volumen de escape así:

$$\text{Caudal corregido en pies}^3/\text{minuto} = \text{Caudal de diseño en pies}^3/\text{minuto} \sqrt{\frac{A}{B}}$$

A = Presión estática con pérdida de presión estática mas grande.

B = Presión estática con pérdida de presión estática más baja.

Donde el balance esta dentro del 5% es usual ignorar este pequeños error y tratando como si el recorrido fuera completamente balanceado.

#### CONDICIONES POR CAMBIOS DE VELOCIDAD.

En muchos lugares del sistema de escape ocurren variaciones en la velocidad de los ductos (dentro) como consecuencia de las necesarias limitaciones de tamaños de ductos standard disponibles (areas) ó debido a la selección de los ductos basados sobre un diseño de sistema balanceado. Como se ha notado en un inicio, existen pequeñas aceleraciones y desaceleraciones que son generalmente compensadas automáticamente en el sistema cuando se han usado accesorios adecuados y buenas prácticas de diseño,

Hay veces sin embargo que existen circunstancias especiales que requieren que el diseñador tenga un conocimiento de las pérdidas de energía y su recuperación lo cual ocurre desde que estas pueden trabajar para su ventaja ó desventajas en el funcionamiento (performance) final del sistema.

**RAMALES QUE INGRESAN A LOS DUCTOS PRINCIPALES**  
(main).

Algunas veces la velocidad final en el ducto principal excede la más alta de las dos velocidades en los ramales que ingresan al ducto principal. Si la diferencia es grande, es necesaria una presión estática (PE) adicional para producir el incremento de velocidad. Una diferencia de 0,10" ó mayor ó más grande entre la presión de velocidad (PV) y la resultante (PV) a partir de los dos ramales debe ser corregido.

La corrección es hecha primero calculando la presión de velocidad resultante (PV<sub>r</sub>) correspondiente a la pseudo-velocidad de los dos volúmenes de aire que ingresan a la unión. Esto es logrado por la aplicación de la ecuación de la presión de velocidad básica:

$$PV = \left( \frac{V}{4005} \right)^2 \dots (1)$$

Usando el total de los flujos de aire y el total de las dos areas de los ductos:

$$PV = \left[ \frac{Q_1 + Q_2}{4005(A_1 + A_2)} \right]^2 \dots (1)$$

Donde:

$PV_R$  : Presión de velocidad resultante en el ramal combinado de volúmenes de aire.

$Q_1$  = Caudal en cfm en el ramal N<sup>o</sup> 1.

$Q_2$  = Caudal en cfm en el ramal N<sup>o</sup> 2.

$A_1$  = Area de la sección transversal de flujo en el ducto del ramal N<sup>o</sup> 1.

$A_2$  = idem en el ramal N<sup>o</sup> 2.

Si se asume que los ramales N<sup>o</sup>1 y N<sup>o</sup>2 estan balanceados en la unión tal que:

$PE_1 = PE_2$  y si  $PV_3$  es más grande que  $PV_R$ , la diferencia entre  $PV_3$  y  $PV_R$  es la presión estática (PE) requerida para producir el incremento de energía cinética entre  $VP_3$  y  $PV_R$ .

La corrección se hace como sigue:

$$PE_3 = PE_1 + (PV_3 - PV_R) \dots (2)$$

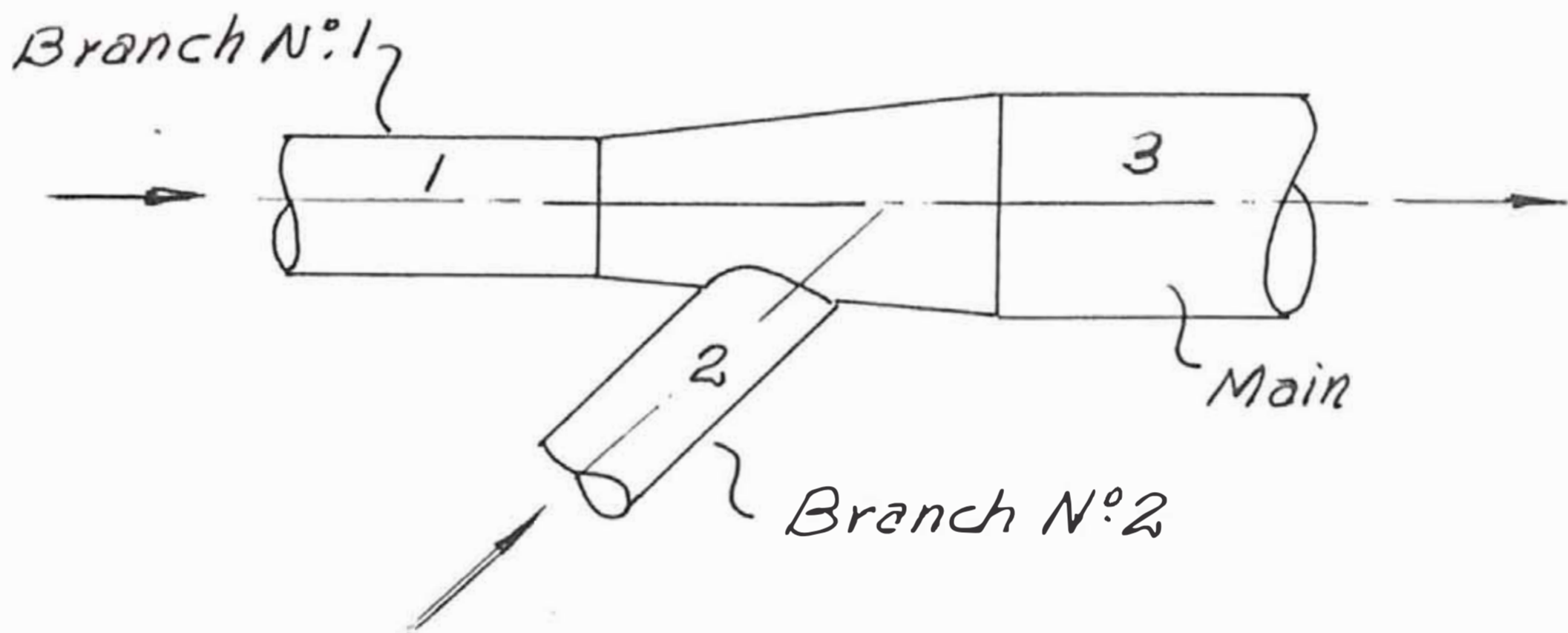
(Los valores algebraicos de la presión estática son negativos).

Donde:

$PE_3$  = Presión estática en el ducto principal N<sup>o</sup> 3.

$PE_1$  = Presión estática en ramal NO 1 = Presión estática en ramal NO 2.

$PV_3$  = Presión de velocidad en el ducto principal.



### 3.2 DISTRIBUCION EN PLANTA DE MAQUINAS O EQUIPOS

La distribución en planta de máquinas o equipos corresponde a un recorrido del trabajo en zig-zag y de acuerdo al diagrama de operaciones siguientes:



Nro.	OPERACION	101	CAMPAÑA Nro.	CODIGO DE DIBUJO	CAUDAL REQUERIDO	MÍNIMO (cfm)
1	Tupi 13J --> Ranurado, Moldeado, Fresado.		1	Croquis (C)	500 cfm	12J
2	Sierra circular --> Aserrado. Combinada 12"		2	VS - 708	350 cfm	12J
3	Garlopa 8" --> Acepillado		3	VS - 701	500 cfm	
4	Cepilladora (Superficie/ Espesor) 20" --> Acepillado.		4	Croquis (A)	785 cfm	12J
5	Sierra circular 20" --> Aserrado.		5	VS - 708	500 cfm	12J
6	Sierra circular radial 18" --> Aserrado.		6	VS - 709	500 cfm	12J
7	Contorneadora.		7	Croquis (C)	500 cfm	12J
8	Lijadora de cinta 6" --> Lijado.		8	VS - 702	440 + 350	= 790 cfm
9	Lijadora combinada Cinta / disco --> Lijado.		9' 9"	Croquis (B)	440 + 600	= 1040 cfm
1'	Barrido de piso	13J	1'	Croquis (E)	440 (disco), 600 (cinta)	
2'	Barrido de piso	13J	2'	Croquis (E)	1000 cfm	
3'	Barrido de piso	13J	3'	Croquis (E)	1000 cfm	(Ref: VS - 703)

10J La distribución de maquinarias se muestra en el Plano Nro. 01.

11J Aquí el caudal recomendado es:

Según VS - 702: En la campana de cabeza: 440 cfm.

En la campana de cola: 350 cfm.

Véase Industrial Ventilation. Pag. 5-78

12J El tipo de campana es similar al del Tupi (Croquis) pero se ha considerado un caudal de aire requerido mínimo mayor, similar al de una sierra circular radial.

13J Véase recomendaciones de caudal requerida mínimas para estos márgenes routers, (planchas etc.). En la tabla 5-7-1: "Miscellaneous Woodworking Machinery not Given in VS print". Specific Operating: "Industrial Ventilation" Pag. 5-83.

T A B L A Nro.

Nro. DE CANAL O DUCTO PRINCIPAL	CFH REQUERIDO MINIMO	LONGITUD RECORRIDO (pies) (Reactor) 12J	CÓDIGOS	INGRESO
1' - A	1000	(5.30 + 1.70 + 3.0) = 10M	2 90° + 1 90°	
1 - A	500	(2.20 + 3.0) = 5.2 M	1 - 90°	1 - 45°
A - B	1500	(1.40) = 1.40 M	(4.6')	
2 - B	350	(1.30 + 3) = 4.30 M	2 - 90° + 1 - 90°	1 - 45°
B - C	1850	(1.40) = 1.40 M	(4.6')	
2' - C	1000	(5.70 + 1.10 + 3.0) = 9.8 M	1 - 90° + 1 - 90°	1 - 45°
C - D	2850	(0.8) = 0.8 M	(2.6')	
3 - D	440	(1.8 + 3.0) = 4.8 M	1 - 90° + 2 - 90°	1 - 45°
D - E	3290	(1.60) = 1.60 M	(5.24')	
4 - E	785	(1.30 + 3.0) = 4.30 M	1 - 90°	1 - 45°
E - F	4075	(1.1) = 1.1 M	(3.6')	
5 - F	440	(1.6 + 3.0) = 4.6 M	1 90°	1 45°
F - I'	4515	(5.0 + 1.5) = 6.5 M	1 - 90°	1 45°
3' - I'	1000	(1.0 + 3.0) = 4.0 M	1 - 90° + 1 - 90°	1 - 45°
I' - I	5515	(0.6) = 0.6 M	(2')	
9" - K	600	(0.9 + 3.0) = 3.9 M	1 90° + 1 90°	1 45°
9' - K	440	(0.7 + 3.0) = 3.7 M	1 - 90° + 1 - 90°	1 - 45°
K - J	1250	(1.9) = 1.9 M	(6.2')	

B - J	790	(1.20 + 3.0) = 4.2 M	(13.8')	1 - 90°	1 - 45°
J - I	2020	(0.75 + 1.40) = 2.15 M	(7')		
I - H	7535	(0.9) = 0.9 M	(3')		
P - G	500	(0.5 + 3.0) = 3.5 M	(11.5')	1 - 90°	1 - 45°
S - G	500	(1.9 + 3.0) = 4.9 M	(16')	1 - 90°	1 - 45°
G - H	1000	(2.10) = 2.10 M	(6.9')		
H - L	8535	(5.4) = 5.4 M	(17.7')		
LL - M 147	8535	(1.44 + 0.86 + 0.38) = 2.68 M	(8.8')	1 - 90°	
11	8535				

147 Las dimensiones han sido tomadas del Plano No. 01.

## CAPITULO 4

### DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRACCION DE POLVO DE MADERA

## 4.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS DUCTOS PRINCIPALES Y SECUNDARIOS

### 4.1.1 CONSIDERACIONES PARA EL DIMENSIONAMIENTO

En primer lugar: Para el dimensionamiento de los ductos ya habíamos dicho que habría que transportar polvo de madera con un tamaño de partículas promedio variados. Existe la necesidad de mantener una velocidad de transporte mínima par evitar el asentamiento de los sólidos; en consecuencia elegimos un sistema de ductos convencional para transporte - de material particulado (Taper duct System) con disminución gradual de las secciones de ductos.

En segundo lugar: Elegiremos para el cálculo de pérdidas el método basado en "Pies equivalente de ducto".

En tercer lugar: Para una buena distribución del flujo y por las razones expuestas anteriormente en el acápite: " Elección del Sistema de Balanceo", nosotros elegimos el método de balance de presión estática ó MBPE.

4.1.2 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE DUCTO I POR EL  
"METODO DE BALANCO DE PRESION ESTATICA" (MBPE)

1. Empezando por el camal 1'-A:

Recomendado:  $V_{1'} = 3,500$  fpm

Caudal de extracción mínimos :

$$Q_{1'} = 1,000 \text{ cfm}$$

Area del ducto:

$$A_{1'} = \frac{Q_{1'}}{V_{1'}} = \frac{1,000}{3,500}$$

$$A_{1'} = 0.285 \text{ pies}^2$$

Diámetro ingreso ducto:

$$D_{1'} = \sqrt{\frac{4Q}{V\pi}} (12) = \sqrt{\frac{4.0 \times 1,000}{3,500 \times \pi}} (12)$$

$$D_{1'} = 7.23''$$

Utilizando un diámetro Standard:

$$D_{1'} = 7'' \quad \rightarrow$$

$$A_{1'} = \frac{\pi}{4} (7)^2 \text{ pulg}^2 \times \frac{1 \text{ pie}^2}{(12)^2 \text{ pulg}^2}$$

$$A_{1'} = 0.2672 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_{1'} = \frac{Q_{1'}}{A_{1'}} = \frac{1,000}{0.2672} = 3,741.7 \text{ fpm}$$

RESUMIENDO: Ramal 1' - A:

Ducto: Diámetro ingreso      Area ducto       $Q_{1'}$   
 1'-A       $D_{1'} = 7''$        $A_{1'} = 0.267 \text{ pies}^2$       1,000 cfm  
 Velocidad:  $V_{1'} = 3,741.7 \text{ fpm}$   
 Presión de velocidad: 14]'

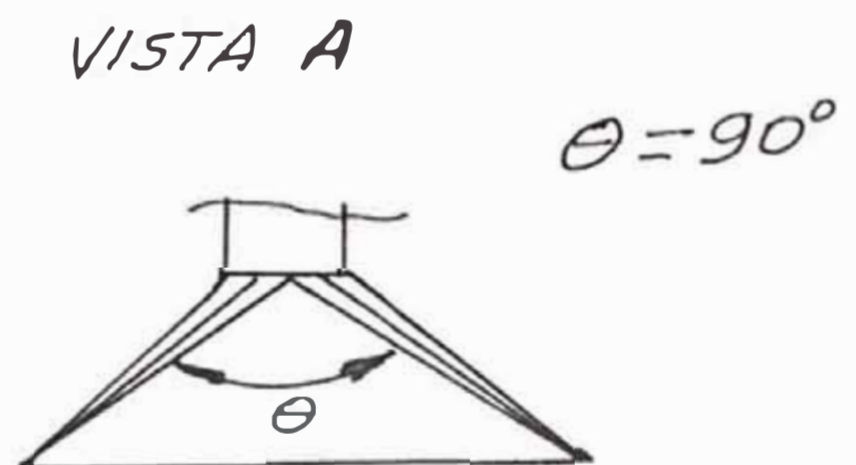
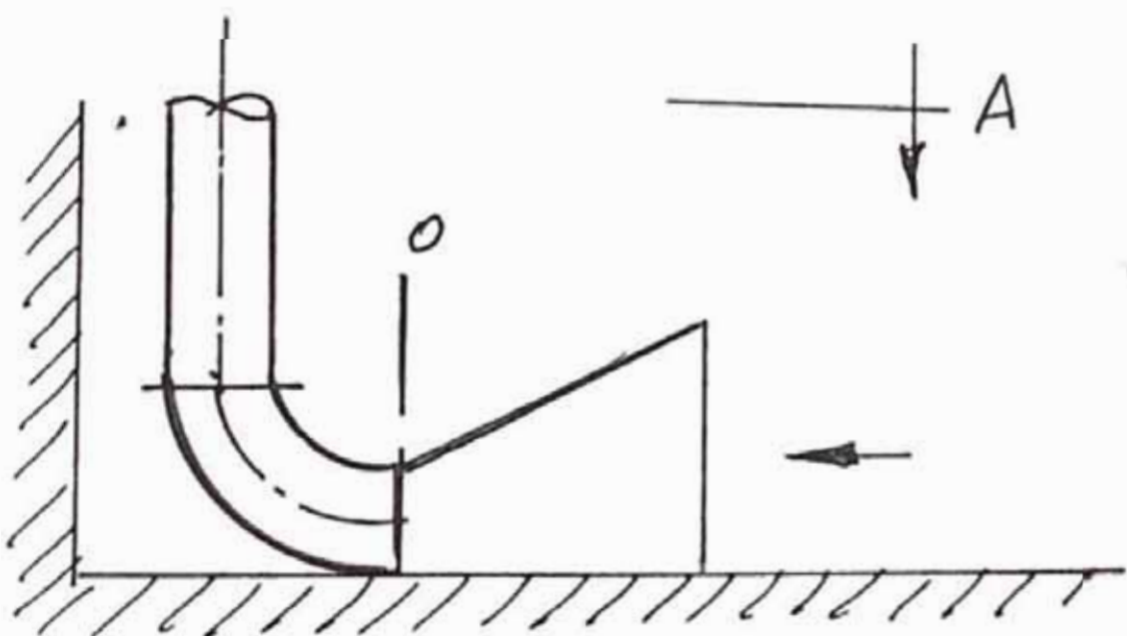
$$PV_{1'} = \left( \frac{V_{1'}}{4005} \right)^2 = \left( \frac{3,741.7}{4005} \right)^2$$

$$PV_{1'} = 0.8728 \text{ pulg. de columna de agua}$$

PERDIDAS EN LA ENTRADA (CAMPANA):

Considerando campana con  $90^\circ$ , sección rectangular.

Según croquis:



De la figura 6 - 10, página 6.26, Industrial Ventilation: factor de pérdidas de entrada:

$$F_h = 0.25$$

Presión estática de sección campana:

$$PE^{\circ}_{1'} = H_{1'} + PV_{1'}$$

$$H_{1'} = F_h (PV_{1'}) = 0.25(0.8728) = 0.2182 \text{ pulg } H_2 O$$

14] Presión de velocidad para aire Standard, densidad 0.075 lb/pie<sup>3</sup> al nivel del mar y 70 °F (21.1 °C)  
 \* 1 pm  $\approx$  1 pie/min

$$PE^{\circ} 1' = Fh(PV_1) + PV_1 = (Fh + 1)PV_1 =$$

$$PE^{\circ} 1' = 1.25(0.8728)$$

$$PE^{\circ} 1' = 1.091 \text{ pulg. agua}$$

**PERDIDAS POR CODOS:** Nro. codos: 3 - 90°

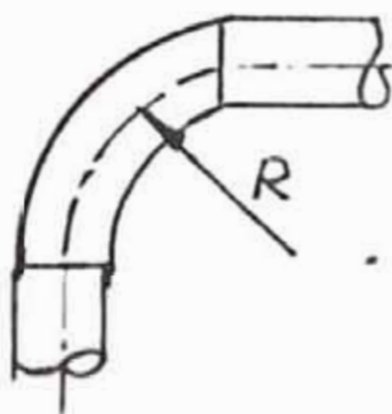
Resistencia en pies equivalentes de tubería de 7"

; de tabla: figura 6-11 (Industrial Ventilation):

R : para un codo: con: R 2 ½ D

$$L^{90^{\circ}} = 7'$$

$$3 \text{ codos} \rightarrow 3 \times L_{90^{\circ}} = 21'$$



**RESISTENCIA POR RECORRIDO:**

Recorrido: 32.8'

32.8'

Longitud total de tubería equivalente

53.8'

Pérdidas de carga en pulg de agua:

3.15 pulg<sub>H2O</sub> Por 100 pies tubería

de Fig 6-15 pérdida su fricción por pie de tubería de 7"

$$\frac{3.15}{100} \times 53.8 = 1.6947 \text{ pulg } H_2O$$

$$\Delta PE = 1.6947'' H_2O$$

Por lo tanto

$$PE^{\Delta} 1' = PE^{\circ} 1' + \Delta PE = 1.091'' + 1.6947''$$



$$PE^A_1 = 2.7857'' \quad H_2 O$$

(Presión estática de succión en "A")

## 2. Ramal 1 - A:

Máquina Tupí:

Caudal de extracción mínimo:

$$Q_1 = 500 \text{ cfm} \quad \text{con}$$

Velocidad recomendado:

$$V_1 = 3,500 \text{ fpm} \quad (\text{recomendado})$$

Area de ducto:

$$A_1 = \frac{Q_1}{V_1} = \frac{500}{3,500} = 0.1428 \text{ pies}^2$$

### NOTA:

En la notación que empleamos al subíndice indica el ramal y el superíndice la sección del ducto en donde se evalúan las propiedades del aire.

Diámetro de ducto:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \times 500}{3,500 \times \pi}} (12) = 5.11''$$

Tomando diámetro STD:  $D_1 = 5''$

Recalculando:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (5)^2 \times \frac{1}{(12)^2} = 0.1363 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{500}{0.1363} = 3,668.37 \text{ pies/min}$$

**RESUMIENDO:** (Ver layout)

Ducto:	Diámetro	Area ducto
1 - A	$D_1 = 5''$	$A_1 = 0.1363 \text{ pies}^2$

$Q_1$	Velocidad
500 $\text{pies}^3 / \text{min.}$	3,669.37 $\text{pies/min}$

Presión de velocidad:

$$PV_1 = \left( \frac{3,668.37}{4005} \right)^2 = 0.838 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

**Pérdidas en la Entrada:** (VS - 706)

$$Fh = 1.75 \quad \rightarrow \quad H_1 = 1.75 \times 0.838$$

$$H_1 = 1.46 \text{ pulg H}_2\text{O (campana)}$$

Presión estática de succión: (campana)

$$FE^\circ_1 = (1 + Fh)PV_1 = (2.75)(0.838)$$

$$FE^\circ_1 = 2.3045 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

**Pérdidas por codos:** 1 - 90°

Longitud equivalente de ducto:

$$L \begin{matrix} 5'' \\ 90^\circ \end{matrix} = 5'$$

Tabla 6-11 en  $R = 2 \frac{1}{2} D$  ---->  $D = 5''$

Pérdidas por recorrido:

Longitud real de ducto: ----> 17'

$$\frac{\text{Longitud total de tubería equiv.}}{\text{Longitud equivalente entrada } 45^\circ} = \frac{6'}{28'} \quad (\text{fig.6-11})$$

Pérdida de carga por cada por 100 pies ducto,  
(fig.6-11) para  $D = 5''$  --> 4.5"  $H_2 O$

$$\text{Total en } 28' \quad \text{---->} \quad PE = \frac{4.5}{100} \times 28 = 1.26'' H_2 O$$

$$PE^A_1 = PE^\circ_1 + PE = 2.3045'' + 1.26''$$

$$PE^A_1 = 3.56'' H_2 O$$

Diferencia de presión estática:

$$PE^A_{1'} = 2.7857'' H_2 O$$

$$PE^A_1 = 3.56'' H_2 O$$

$$\text{Incremento: } 3.56 - PE^A_{1'} = 0.774'' H_2 O$$

$$\% = \frac{0.774}{2.785} = 27.8\%$$

Puesto que el porcentaje de incremento es 20%

podemos balancear incrementando el flujo de aire en el ducto con resistencia más baja: en nuestro caso ramal 1' - A

$$( PE^A_{1'} = 2.7857'' H_2O )$$

$$Q_{1'} = 1000 \sqrt{\frac{3.56}{2.7857}} = 1,130.46 \frac{\text{pies}^3}{\text{minuto}}$$

$Q_{1'}$  (caudal corregido 1' - A)

$$PE^A_{1'} \text{ (mandatario)} = 3.56'' H_2O = PE^A_{1'}$$

3. Ramal A-B: (Ducto principal)

$$\text{Caudal: } Q_A = 1,130.46 + 500 = 1,630.466 \frac{\text{pies}^3}{\text{minuto}}$$

$$V_A = 3,500 \frac{\text{pies}}{\text{minuto}}$$

Area Ducto:

$$A_A = \frac{Q_A}{V_A} = \frac{1,630.466}{3,500} = 0.4658 \text{ pies}^2$$

Diámetro ducto :

$$D_A = \sqrt{\frac{4 \times 1,630.466}{3,500 \times \pi}} (12) = 9.24''$$

Tomando Diámetro STD:

$$D_A = 9'' , \text{ y recalculando :}$$

$$A_A = \frac{\pi}{4} (9)^2 \frac{1}{(12)^2} = 0.44 \text{ pies}^2$$

Corrección de Velocidad:

$$V_A = \frac{Q_A}{A_A} = \frac{1,630.466}{0.44} = 3,705.6 \text{ pies/min.}$$

Resumiendo: (Ver layout)

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
A-B	$D_A = 9''$	$A_A = 0.44 \text{ pies}^2$

$Q_A$	Velocidad
1630.46 $\text{pies}^3/\text{min.}$	3,705.6 $\text{pies/min.}$

Presión de Velocidad:

$$PV_A = \left( \frac{3,705.6}{4005} \right)^2 = 0.856'' \text{ H}_2\text{O}$$

Puesto que las presiones de velocidad en los ramales 1' - A 1 - A y A - B son menores que 0.10'' H<sub>2</sub>O; no es necesario conexión alguna de la presión de velocidad.

$$PV_{1'} = 0.872'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PV_1 = 0.838'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida de carga de recorrido: --> Longitud real  
 tubería 9" : --> 4.6'

Fig. 6-15, 9" pérdida por cada 100 pies ducto.

--> 1.9" H<sub>2</sub>O (Presión en columna de agua) total  
 en 4.6' --> PE = 1.9/100 (4.6) = 0.087" H<sub>2</sub>O

$$PE^B_A = PE^A_1 + PE = 3.56" + 0.087" = 3.647" H_2O$$

#### 4. Ramal 2 - B:

Máquina Sierra circular combinada 12":

Caudal de extracción mínimo:

$$Q_2 = 350 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Velocidad recomendado:

$$V_2 = 3,500 \text{ Pies/min}$$

Area ducto:

$$A_2 = \frac{Q_2}{V_2} = \frac{350}{3500} = 0.1 \text{ pie}^2$$

Diámetro de ducto:

$$D_2 = \frac{4 \times 350}{3,500 \times \pi} (12) = 4.28"$$

Tomando Diámetro STD:  $D_2 = 4"$  , recalculando:

$$A_1 = \frac{Q_2}{A_2} (4)^2 \frac{1}{(12)^2}$$

$A_1 = 0.087 \text{ pie}^2$  ; corrección de velocidad:

$$V_2 = \frac{Q_2}{A_2} = \frac{350}{0.087} = 4010.7 \text{ pies/min.}$$

Resumen (Ver Layout):

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
2-B	4"	0.087 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
350 pies <sup>3</sup> /min.	4010.7 pies/min.

Presión de Velocidad:

$$PV_2 = \left( \frac{4010.7}{4005} \right)^2 = 1.0028'' H_2 O$$

Pérdida en la entrada (campana): Ref: V5 - 708 :

Pérdida en la ranura (slot):  $H'_2 = 1.0 (PV_{ranura})$

$$PV_{ranura} = \left( \frac{2,000}{4005} \right)^2 = 0.2493'' H_2 O$$

$$H'_2 = 1.0 \times 0.2493$$

$$H_2 = 0.2493'' H_2 O$$

$$\begin{aligned} + \text{ Pérdidas en la campana : } H_2 &= 0.25 (PV_2) = \\ &= 0.25 \times 1.0028 = 0.2507'' H_2 O \end{aligned}$$

Total pérdidas en entrada (campana) -->

$$H'_2 + H_2 = 0.5'' H_2 O$$

Presión estática de succión: (Campana)

$$PE^\circ_2 = 0.5'' + 1.0028'' = 1.5028'' H_2 O$$

Pérdidas por codos :

$$3 \text{ codos } 90^\circ \text{ ----> } L_{90^\circ}^{1''} = 4'$$

$$\Rightarrow 3 L_{90^\circ}^{4''} = 3 \times 4' = 12'$$

Con  $R = 2 \frac{1}{2} D$

Pérdidas por ingreso al ducto principal (main) a  $45^\circ$  (Fig 6 - M) ----> 5'

--> 5' Longitud de ducto equivalente  $12 + 5' = 17'$

Pérdida por recorrido:

Longitud real de ducto --> 14.1'

Long. total equivalente ducto 4"  $12.1' + 17 = 31.1'$

Perdida de carga por cada 100 pies de ducto  $\phi = 4''$

Fig. 6-15

--> 7"  $H_2 O$  , total en 31.1:

$$\Delta PE = \frac{7}{100} \times 31.1 = 2.177'' H_2 O$$

$$PE^B_2 = PE^o_2 + \Delta PE = 1.5028'' + 2.177''$$

$$PE^B_2 = 3.679'' H_2 O$$

Diferencia presión estática en "B" :



$$PE^B_A = 3.647'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^B_2 = 3.679'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^B_A < PE^B_2$$

$$- PE^B_A + PE^B_2 = - 3.647'' + 3.679 = 0.0328'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% = \frac{PE^B_A - PE^B_2}{PE^B_2} = \frac{0,0328}{3.679} = 0,89 \%$$

Puesto que el balance esta menos 5% , es usual en estos cálculos ignorar este error y lo tratamos como si fuera completamente balanceado.

#### 5. Ramal B - C: (Ducto Principal)

Caudal:

$$Q_2 = 350 \qquad Q_A = 1630.46$$

$$Q_B = 350 + 1630.46 = 1980.46 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Velocidad recomendada:

$$V_B = 3,500 \text{ pies}/\text{min}$$

Area ducto:

$$A_B = \frac{Q_B}{V_B} = \frac{1980.46}{3,500} = 0.565 \text{ pies}^2$$

Diámetro ducto:

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \times 1980.46}{3,500 \times \pi}} \quad (12) = 10.18''$$

Tomando diámetro STD'  $D_B = 10''$

Recalculando :

$$A_B = \frac{\pi}{4} (10)^2 \frac{1}{(12)^2} = 0.5454 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad :

$$V_B = \frac{Q_B}{A_B} = \frac{1980.46}{0.5454} = 3,631.1 \text{ pies/min}$$

Resumiendo:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
B-C	10''	0.5454 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
1980.46 pies <sup>3</sup> /min.	3,631.1 pies/min.

Presión de velocidad:

$$P_B = \left( \frac{3,631.1}{4005} \right)^2 = 0.8219'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdida de carga por recorrido :

Longitud real de ducto 10''  $\rightarrow$  4.6'

Fig.6-15, 10'' pérdida por cada 100 pies de ducto.

--> 1.83" H<sub>2</sub>O; total en 4.6':

$$\Delta PE = \frac{1.83''}{100} \times 4.6 = 0.08418'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^C_B = PE^R_A + \Delta PE = 3.647'' + 0.08418''$$

$$PE^C_B = 3.73'' \text{ H}_2\text{O}$$

#### 6. Ramal 2' - C:

Caudal :  $Q_{2'} = 1,000 \text{ pies}^3 / \text{min}$

Velocidad recomendada:

$$V'_{2'} = 3500 \text{ pies}/\text{min}$$

Area de ducto:

$$A_{2'} = \frac{1,000}{3,500} = 0.2857 \text{ pies}^2$$

Diámetro ingreso ducto :

$$D_{2'} = 7.23'' , \text{ tomando } D_{2'} (\text{STD}) = 7''$$

Recalculando :

$$A_{2'} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{7}{12} \right)^2 = 0.2672 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad :

$$V_{2'} = \frac{Q_{2'}}{A_{2'}} = \frac{1,000}{0,2672} = 3,741.7 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
2' - C	7"	0.2672 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
1,000 pies <sup>3</sup> /min.	3,741.7 pies/min.

Presión de velocidad :

$$PV_{2'} = \left( \frac{V_{2'}}{4005} \right)^2 = \left( \frac{3,741.7}{4005} \right)^2 = 0.8728'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdidas en la entrada (campana):

Como en el caso de la campana del Ramal 1' - A:

$$F_h = 0.25$$

$$H_{2'} = F_h ( PV_{2'} )$$

Presión estática succión, campana :

$$PE^{\circ}_{2'} = H_{2'} + PV_{2'} = F_h(PV_{2'}) + PV_{2'}$$

$$PE^{\circ}_{2'} = (1 + F_h)PV_{2'} = (1.25)(0.8728)$$

$$PE^{\circ}_{2'} = 1.091'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdidas por codos : 2 - 90°

(Resistencia en pies equivalentes de tubería de 7"

$$L_{90^{\circ}}^{7''} = 7', \quad 2 \text{ codos} : 2 \times L_{90^{\circ}}^{7''} = 2 \times 7' = 14' +$$

Figura 6 - 11 con  $R = 2 \frac{1}{2} D$

Pérdidas por ingreso al ducto principal

ingreso a  $45^\circ$  :  $\rightarrow 9'$  91

Fig Nro. 6 - 11

Pérdidas por recorrido:

Longitud real de ducto:  $\rightarrow 32'$  32'  
55'

Total longitud de tubería equiv. de 7" : 55'

Pérdidas de carga por cada 100' de ducto

Fig. 6 - 15, 7"

$$3.15' \text{ H}_2\text{O}; \text{ en } 55' \rightarrow PE = \frac{3.15}{100} 55' = 1.732$$

$$PE = 1.732'' \text{ H}_2\text{O}$$

Por lo tanto :

$$PE^\circ_{2'} = PE^\circ_{2'} + PE = 1.091'' + 1.732''$$

$$PE^\circ_{2'} = 2.823'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de PE en "C"

$$PE^c_{\text{B}} = 3.73'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^c_{2'} = 2.823'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^c = 0.907'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% = \frac{PE^c}{PE^c_{2'}} = \frac{0.907}{2.823} = 32 \%$$

Podemos balancear incrementando el caudal en el ducto con mas baja resistencia, nuestro caso:

$$2' - C : PE^c_{2'} = 2.823'' H_2 O$$

Caudal corregido en el ramal 2' - C:

$$Q_{2'} = 1,000 \sqrt{\frac{3.73}{2.823}} = 1,149.47 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$PE^c_B = PE^c_{2'} = 3.73'' H_2 O \text{ (mandatario)}$$

7. Ramal C - D : (Ducto Principal)

Caudal :

$$Q_C = Q_B + Q_{2'}$$

$$Q_C = 1980.46 + 1,149.47 = 3,129.93 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

Velocidad (recomendada)

$$V_c = 3500 \text{ pies/min.}$$

Area de ducto:

$$A_C = \frac{3,129.93}{3,500} = 0.894 \text{ pies}^2$$

Diámetro Ducto :

$$D_C = \sqrt{\frac{4 \times 3,129.93}{3,500 \times \pi}} = 1.067 \times 12$$

$$D_C = 12.8''$$

Tomando  $D_c$  (STD) = 12" , recalculando :

$$A_c = \frac{\pi}{4} \left( \frac{12}{12} \right)^2 = 0.7853 \text{ pies}^2$$

Corrección velocidad:

$$V_c = \frac{Q_c}{A_c} = \frac{3,129.93}{0.7853}$$

$$V_c = 3,985.69 \text{ pies/min.}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
C - D	12"	0.7853 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
3,129.93 pies <sup>3</sup> /min.	3,985.64 pies/min.

Presión de Velocidad:

$$PV_c = \left( \frac{3,985.64}{4005} \right)^2 = 0.99" \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida de carga por recorrido :

Longitud real ducto 12"  $\phi$  : --> 2.6'

Fig 6 - 15, 12"

Pérdida por cada 100' de ducto -->

$$A_3 = \frac{\pi}{4} \left( \frac{5}{12} \right)^2 = 0.1363 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_3 = \frac{Q_3}{A_3} = \frac{500}{0.1363} = 3,666.9 \text{ pies/min}$$

Resumen :

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
3 - D	5"	0.1363 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
500 pies <sup>3</sup> /min.	3,666.9 pies/min.

Presion de velocidad :

$$PV_3 = \left( \frac{3,666.9}{4005} \right)^2 = 0.8383'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdidas en la entrada: (campana) (Ref: VS-701)

Pérdidas en la ranura (slot) :  $H'_3 = 1.0$  (PV)

$$PV = \left( \frac{2000}{4005} \right)^2 = 0.2493'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

$$\rightarrow H'_3 = 1.0 \times 0.2493 = 0.2493'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdidas en la campana :

$$H_3 = 0.25 (PV_3) = 0.25 \times 0.8383$$



$$H_3 = 0.209'' H_2 O$$

Total pérdidas en la entrada (campana) 0.4588'' H<sub>2</sub> O

Presión Estática sección en la campana:

$$PE^{\circ}_3 = 0.458811 + 0.8383 = 1.297'' H_2 O$$

Pérdidas por codos: con R = 2 ½ D

$$3 - 90^{\circ} \rightarrow L_{90^{\circ}}^{5''} = 5' \rightarrow 3 \times 5' = 15'$$

Pérdidas por ingreso : (al ducto principal) a 45°

Fig 6 - 11)

$$6' \qquad \qquad \qquad \underline{6'}$$

$$\text{Longitud ducto equivalente:} \qquad \qquad \qquad 21'$$

Pérdida por recorrido:

$$\text{Longitud de ducto} \rightarrow 15.7'$$

$$\text{Long. total equivalente ducto 5''} \qquad \qquad \qquad 36.7'$$

Pérdida de carga por cada 100' de amplitud de ducto

5'' , Fig: 6 - 15 →

$$4.6'' H_2 O \rightarrow \text{total en } 36.7'$$

$$\Delta PE = \frac{4.6}{100} \times 36.7 = 1.6882'' H_2 O$$

$$PE^D_3 = PE^{\circ}_3 + \Delta PE = 1.297'' + 1.6882''$$

$$PE^D_3 = 2.9852'' H_2 O$$

Diferencia de PE en "D"

$$PE^D_3 = 2.9852'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^D_C = 3.775'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta PE^D = 0.7898'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% \Delta PE^D = \frac{0.7898}{2.9852} = 26.4 \%$$

Para balancear ó equilibrar la presión estática incrementamos el caudal en el ducto con resistencia mas baja en este caso: 3 - D luego:

Caudal corregido 3 - D

$$Q_3 = 500 \sqrt{\frac{3.775}{2.9852}} = 562.26 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Corrección de velocidad

$$V_3 = \frac{562.26}{0.1363} = 4,125.16 \text{ pies}/\text{min}$$

$$PV_3 = \left( \frac{4,125.16}{4005} \right)^2 = 1.06'' \text{ H}_2\text{O}$$

En lo cual queda equilibrado

$$PE^D_3 = PE^D_C = 3.775'' \text{ H}_2\text{O} \text{ (mandatario)}$$

### 9. Ducto Principal D - E:

Caudal:

$$Q_D = Q_C + Q_3$$

$$Q_D = 3,129.93 + 562.26 = 3,692.19 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Velocidad:

$$V_D = 3,500 \text{ pies}/\text{min.}$$

Area ducto:

$$A_D = \frac{3,692.19}{3,500} = 1.0549 \text{ pies}^2$$

Diámetro ducto:

$$D_D = \sqrt{\frac{4 \times 3,692.19}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 13.9''$$

Tomando Diámetro (STD)

$$D_D = 13 \frac{1}{2}'' \text{ , recalculando:}$$

$$A_D = \frac{\pi}{4} \left( \frac{13.5}{12} \right)^2 = 0.944 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_D = \frac{Q_D}{A_D} = \frac{3,692.19}{0.944} = 3,714.4 \text{ pies}/\text{min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
D - E	13 ½ ''	0.944 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
3,692.19 pies <sup>3</sup> /min.	3,714.4 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_D = \left( \frac{3,714.4}{4005} \right)^2 = 0.8691'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida de carga por recorrido:

Longitud real ducto 13  $\frac{1}{2}$  " : 5.24'

Fig 6 - 15, 13  $\frac{1}{2}$ " pérdida por cada 100' de ducto

--> 1.3" H<sub>2</sub> O; total en 5.24'

$$\Delta PE = \frac{1.3}{100} \times 5.24 = 0.068'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^E_D = PE^D_C + \Delta PE$$

$$3.775'' + 0.068'' = 3.843'' \text{ H}_2\text{O}$$

#### 10. Ramal 4 - E:

Máquina cepilladora 20" --> Caudal mínima :

$$Q_1 = 785 \text{ pies}^3 / \text{min.}$$

Velocidad recomendada -->

$$V_1 = 3,500 \text{ pies/min}$$

Area del ducto:

$$A_1 = \frac{785}{3,500} = 0.2242 \text{ pies}^2$$

Diámetro ingreso ducto :

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \times 785}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 6.412''$$

Tomando  $D_4$  (STD) = 6"  $\phi$ , recalculando :

$$A_4 = \frac{\pi}{4} \left( \frac{6}{12} \right)^2 = 0.196 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_4 = \frac{Q_4}{A_4} = \frac{785}{0.196} = 3,997 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
4 - E	6"	0.196 pies <sup>2</sup>
	$Q_A$	Velocidad
	785 pies <sup>3</sup> /min.	3,997.9 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_4 = \left( \frac{3,997.9}{4005} \right)^2 = 0.996'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdidas en la campana :

$$H_4 = 0.25 (PV_4) = 0.25(0.996)$$

$$H_4 = 0.249'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

(Ref. VS - 704)

Presión estática de succión en la campana.

$$PE^{\circ}_4 = 0.249'' + 0.996'' = 1.245'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas por codo en longitud equivalente de ducto.

$$1 - 90^{\circ} \rightarrow L_{90^{\circ}}^{6''} = 6' \rightarrow 6'$$

$$R = 2 \frac{1}{2} D$$

Pérdidas por ingreso ducto principal (figura: 6-11)

$$\begin{array}{rcl} \rightarrow 45^{\circ} & \rightarrow & 7' \\ & & \text{Long. de ducto equiv.} \end{array} \quad \rightarrow \quad \underline{7'} \\ \text{Long. de ducto equiv.} \quad 13'$$

Pérdida por recorrido :

$$\begin{array}{rcl} \text{Longitud real de ducto} & \text{-----} & \rightarrow \underline{14.1'} \\ \text{Longitud total equivalente 6'' ductor} & & 27.1' \end{array}$$

Pérdida de carga por cada 100' de ducto 6''

(Fig: 6 - 15). ---->

4.2'' H<sub>2</sub>O , en 27.1' tenemp:

$$\Delta PE = \frac{4.2}{100} \times 27.1 = 1.138'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^E_4 = PE^{\circ}_4 + \Delta PE$$

$$PE^E_4 = 1.245'' + 1.138'' = 2.38'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de PE en "E"

$$PE^E_D = 3.843'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^E_4 = 2.38'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta PE^E = 1.463'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% \Delta PE^E = \frac{1.463}{2.38} = 61.47 \% \quad \text{!demasiado!}$$

Puesto que el porcentaje de diferencia de presiones en el "punto" E excede largamente la tolerancia limite permitida usualmente en estos cálculos y que es como se sabe alrededor de 20%, procederemos a redimensionar el ducto del ramal 4 - E.

#### REDIMENSIONAMIENTO DUCTO RAMAL 4 - E

Siendo este el Ramal con mas baja resistencia de las 2 que queremos balancear, incrementamos la velocidad en el ducto, aumentando de esta forma la resistencia en el ramal, esto se hara tomando un diámetro de ducto más pequeño:

Tomando  $D_4$  (STD) =  $5 \frac{1}{2}''$  , recalculando:

$$A_4 = \frac{\pi}{4} \left( \frac{5.5}{12} \right)^2$$

$$A_4 = 0.16498 \text{ pies}^2$$

$$V_4 = \frac{Q_4}{A_4} = \frac{785}{0.16498}$$

$$V_4 = 4,758.15 \text{ pies/min}$$

Presión de velocidad corregido:

$$PV_4 = \left( \frac{4,758.15}{4005} \right)^2 = 1.411'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas en la campana:

$$H_4 = 0.25 (PV_4) = 0.25(1.411)$$

$$H_4 = 0.3527'' \text{ H}_2\text{O}$$

Presión estática de succión en la campana:

$$PE^{\circ}_4 = 0.3527'' + 1.411'' = 1.7637'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida por codos:

$$1 - 90^{\circ} \text{ ---} \rightarrow L_{90^{\circ}}^{5 \frac{1}{2}''} = 5.5' \text{ ---} \rightarrow 5.5' +$$

$$R = 2 \frac{1}{2} D$$

(Longitud ducto equivalente)

Pérdidas por ingreso a 45°

$$6.5' \text{ ---} \rightarrow \underline{6.5'}$$

(long. de ducto equiv. 5 ½" ) 12.0' +

$$\text{Pérdida por recorrido (long. ducto real) --} \rightarrow \underline{14.1}$$

$$\text{Total long. equivalente --} \rightarrow 26.2$$

Pérdida de carga por cada 100' de ducto de 5 ½"

$$6.5'' \text{ H}_2\text{O} , \text{ en } 26.1' \text{ tenemos:}$$



$$\Delta PE = \frac{6.5}{100} \times 26.1 = 1.6965'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^E_4 = PE^o_4 + \Delta PE = 1.7637'' + 1.6965''$$

$$PE^E_4 = 3.4602'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de PE en "E"

$$PE^E_D = 3.843'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^E_4 = 3.4602'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta PE^E = 0.3828'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% \Delta PE^E = \frac{0.3828}{3.4602} = 11.06 \% < 20 \%$$

Podemos balancear corrigiendo el caudal del Ramal de resistencia mas baja: 4 - E:

Caudal corregido: 4 - E

$$Q_4 = 785 \sqrt{\frac{3.843}{3.4602}} = 827.28 \text{ pies}^3/\text{minuto}$$

Corrección de velocidad

$$V_4 = \frac{827.28}{0.16498} = 5014.42 \text{ pies/min}$$

Presión de velocidad

$$PV_4 = \left( \frac{5014.42}{4005} \right)^2 = 1.567'' \text{ H}_2\text{O}$$

Con lo cual suceda equilibrado:

$$PE^E_A = PE^E_D = 3.843'' \text{ H}_2\text{O}$$

11. Ducto Principal: E - F

$$Q_E = Q_A + Q_D$$

$$Q_E = 824.28 + 3,692.19 = 4,519.47 \text{ pies}^3/\text{min}$$

$$V_E = 3,500 \text{ pies}/\text{min};$$

$$A_E = \frac{4,519.47}{3,500} = 1.291 \text{ pies}^2$$

Diámetro ducto:

$$D_E = \sqrt{\frac{4 \times 4,519.47}{3,500 \times \pi}} = 1.282 \times 12$$

$$D_E = 15.38''$$

Tomando  $D_E$  (STD) = 15'' , recalculando:

$$A_E = \frac{\pi}{4} \left( \frac{15}{12} \right)^2$$

$$A_E = 1.227 \text{ pies}^2, \text{ corrección de velocidad}$$

$$V_E = \frac{Q_E}{A_E} = \frac{4,519.47}{1.227} = 3,682$$

$$V_E = 3,682.79 \text{ pies}/\text{min}.$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
E - F	15"	1.227 pies <sup>2</sup>
	$Q_{\xi}$	Velocidad
	4,519.47 pies <sup>3</sup> /min.	3,682.79 pies/min.

Presión de Velocidad.

$$PV_{\xi} = \left( \frac{3,682.77}{4005} \right)^2 = 0.8455'' \text{ H}_2\text{O}$$

Perdidas de carga por recorrido:

Long. real ducto : 15" : 3.6'

Fig 6 - 15, 15" pérdida de carga por cada 100' de ducto

1.15" H<sub>2</sub>O; total en 3.6'

$$\Delta PE = \frac{1.15}{100'} \times 3.6' = 0.0414'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$P^f_{\xi} = P^f_{\xi} + \Delta PE$$

$$P^f_{\xi} = 3,843'' + 0.0414'' = 3.8844'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$P^f_{\xi} = 3.8844'' \text{ H}_2\text{O}$$

## 12. Ramal 5 - F

Máquina: Circular de 20" --> Caudal mínimo:

$$Q_{\xi} = 500 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Velocidad recomendada (mínima):

$$V_3 = 3,500 \text{ pies/min}$$

Area ducto:

$$A_3 = \frac{Q_3}{V_3} = \frac{500}{3,500} = 0.1428 \text{ pies}^2$$

Diámetro ducto:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \times 500}{3,500 \times \pi} \times 12} = 5.11''$$

Tomando:

$$D_3 \text{ (STD)} = 5'' \quad , \quad \text{recalculando:}$$

$$A_3 = 0.1363 \text{ pies}^2$$

corrección de velocidad.

$$V_3 = \frac{Q_3}{A_3} = \frac{500}{0.1363}$$

$$V_3 = 3,666.9 \text{ pies/min}$$

Presión de velocidad:

$$PV_3 = \left( \frac{3,666.9}{4005} \right)^2 = 0.8383'' \text{ H}_2\text{O}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
5 - F	5''	0.1363 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
500 pies <sup>3</sup> /min.	3,666.9 pies/min.

Pérdidas en la entrada (campana)

Pérdidas en la ranura :  $H'_5 = 1.0 (FV)_{\text{ranura}}$

$$FV_{\text{ranura}} = \left( \frac{2,000}{4005} \right)^2 = 0.2493'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$H'_5 = 1.0 \times 0.2493'' = 0.2493'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas en la campana:

$$H_3 = 0.25 (FV_5) = 0.25 \times 0.8383 = 0.2095$$

Total pérdidas en entrada  $\rightarrow 0.4588 \text{ H}_2\text{O}$

Presión estática de succión en la campana :

$$PE^\circ_5 = 0.4588 + 0.8383 = 1.297'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas por codos:

$$3 - 90^\circ \rightarrow L_{90^\circ}^{5''} = 5' \rightarrow$$

$$3 L_{90^\circ}^{5''} = 15' +$$

Con  $R = 2 \frac{1}{2} D$

Pérdidas por ingreso al ducto principal (main) a  
45° (Fig 6 - 11)

6'	<u>6'</u>
Longitud de ducto equivalente	21' +
Pérdida por recorrido.	
Long. real de ducto -->	<u>15'</u>
Longitud total equiv. ducto 5"	36'
Pérdida de carga por cada 100' de ducto de	5"
Fig 6 - 15	
----> 4.6" H <sub>2</sub> O ; en 36'	

$$\Delta PE = \frac{4.6}{100} \times 36 = 1.656" \text{ H}_2\text{O}$$

$$P^F_s \text{ PE}^\circ_s + \Delta PE = 1.297 + 1.656$$

$$P^F_s = 2.953" \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencial presión en "F" (estática)

$$P^F_E = 3.8844" \text{ H}_2\text{O}$$

$$P^F_s = 2.953" \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta PE_f = 0.9314"$$

$$\% \Delta PE^F = \frac{0.9314}{2.953} = 31.5 \%$$

Podemos balancear aumentando el caudal en el canal de mas baja resistencia: 5 - F:

Luego: caudal corregido

$$Q_s = 500 \sqrt{\frac{38844}{2.953}} = 573.45 \text{ pies}^3/\text{min}$$

$$P^F_s = P^F_E = 3.88'' \text{ H}_2\text{O} \text{ (mandatario)}$$

13. Ducto Principal F - I:

$$Q_F = Q_s + Q_E = 573.45 + 4,519.47$$

$$Q_F = 5092.9 \text{ pies}^3/\text{min}$$

$$V_F = 3500 \text{ pies/min}$$

$$A_F = \frac{5092.9}{3,500} = 1.455 \text{ pies}^2$$

$$D_F = \sqrt{\frac{4 \times 5092.9}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 16.33''$$

$$D_F \text{ (STD)} = 16''$$

Recalculando:

$$A_F = \frac{\pi}{4} \left( \frac{16}{12} \right)^2 = 1.396 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_F = \frac{Q_F}{A_F} = \frac{5092.9}{1,396} = 3,647.52 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
F - 1	16''	1.396 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
5092 pies <sup>3</sup> /min.	3,647.82 pies/min.

Presión de velocidad :

$$PV_f = \left( \frac{3647.52}{4005} \right)^2 = 0.82945'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida de carga por recorrido: Longitud real ducto

16'' : 21°: 3'

Fig. 6.15 , 16'' pérdida por cada 100' de ducto

1.1'' H<sub>2</sub> O ; total en 21.3' :

$$\Delta PE = \frac{1.1}{100} \times 21.3 = 0.2343'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^{I'}_f = PE^f_f + \Delta PE$$

$$PE^{I'}_f = 3,8844'' \text{ H}_2\text{O} + 0.2393'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^{I'}_f = 4.118'' \text{ H}_2\text{O}$$

#### 14. Ramal: 3' - I'

$$Q_{3'} = 1,000 \text{ pies}^3/\text{minuto}$$

$$V_{3'} = 3,500 \text{ pies/min}$$

Area ductos:

$$A_{3'} = \frac{Q_{3'}}{V_{3'}} = \frac{1,000}{3,000} = 0.2857 \text{ pies}^2$$



Diámetro ingreso ductor :

$$D_{3'} = \sqrt{\frac{4 \times 1000}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 7.23''$$

$D_{3'}$  (STD) = 7'' ; recalculando:

$$D_{3'} = 0.2672 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad

$$V_{3'} = \frac{Q_{3'}}{A_{3'}} = \frac{1,000}{0.2672} = 3,741.7 \text{ pies/min}$$

Resumiendo:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
3' - I	7''	0.2672 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
1,000 pies <sup>3</sup> /min.	3,741.7 pies/min.

Presión de velocidad

$$PV_{3'} = \left( \frac{3,741.7}{4005} \right)^2 = 0.8728'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Presión en la entrada (campana):

Considerando una campana igual que en el ramal

1' - A :

Factor de pérdidas por entrada:  $F_h = 0.25$

$$H_{3'} = F_h(PV_{3'}) = 0.25(0.8728) = 0.2182'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^\circ_{3'} = 0.2182 + 0.8728 = 1.091'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas por codos: con  $\phi = 7''$  y  $R = 2 \frac{1}{2} D$

$$2 \text{ codos; } -90^\circ \rightarrow 2 \times 7' = \rightarrow 14' +$$

$$\text{Pérdidas ingreso a } 45^\circ \text{ por } 1 - 45^\circ \rightarrow 9' \quad \frac{9'}{23'}$$

Pérdidas por recorrido.

$$\text{Longitud de ducto: } 13 - 1' \rightarrow \underline{13.1'}$$

$$\text{Long. total de tubería equivalente} \rightarrow 36.1'$$

Pérdida de carga en pulgada de  $\text{H}_2\text{O}$  por cada 100' de tubería.

$$3.15'' \text{ H}_2\text{O} ; \text{ total en } 36.1' :$$

$$\Delta PE = \frac{3.15''}{100} \times 36.1' = 1.137 \rightarrow 1.137'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^{I'}_{3'} = PE^\circ_{3'} + \Delta PE$$

$$PE^{I'}_{3'} = 1.091 + 1.137 = 2.228'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de presión estática en I'

$$P^{I'}_{3'} = 2.228'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$P^{I'}_f = 4.118'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta PE^{I'} = 1.89'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% \Delta PE^{I'} = \frac{1.89}{2.228} = 84.8 \% \text{ !demasiado!}$$

Redimensionando 3' - I':

$$D_{3'} \text{ (STD)} = 6''$$

$$A_{3'} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{6}{12} \right)^2 = 0.1963 \text{ pies}^2$$

$$V_{3'} = \frac{1000}{0.1963} = 5092.95 \text{ pies/min}$$

$$PV_{3'} = \left( \frac{5092.95}{4005} \right) = 1.617'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$H_{3'} = 0.25 \times 1.617 = 0.40425'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^\circ_{3'} = 0.404 + 1.617 = 2.0212'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^\circ_{3'} = 2.0212'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$2 - 90^\circ \text{ (codos)} \quad R = 2.50 \quad \rightarrow \quad 2 \times 6' = 12'$$

$$1 - 45^\circ \text{ (ingreso al main)} \quad \rightarrow \quad 7' \quad \rightarrow \quad 7'$$

$$\text{Longitud ducto} \quad \rightarrow \quad 13.1 \quad \rightarrow \quad \underline{13.1}$$

$$\text{Longitud equivalente } \phi 6'' \quad \rightarrow \quad 32.1'$$

$$\text{Pérdida de carga por } 100' \text{ ducto} = 6''$$

$$6.7'' \text{ H}_2\text{O} ; \text{ en } 32.1'$$

$$\Delta PE = \frac{6.7''}{100'} \times 32.1' = 2.15'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^{I'}_{3'} = 2.0212 + 2.15 = 4.1714'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^{I'}_{3'} = 4.1719'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia presión estática en el punto I'

$$PE^{I'}_{3'} = 4.1719''$$

$$PE^{I'}_{f} = 4.118''$$

$$PE^{I'} = 0.0539$$

$$\% = 1.3\% < 5\% \text{ Prácticamente balanceado.}$$

Resumiendo:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
3' - I	6"	0.1963 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
1,000 pies <sup>3</sup> /min.	5,092.95 pies/min.

15. Ducto Principal I' - I:

$$Q_{I'} = Q_{3'} + Q_f$$

$$Q_{I'} = 1,000 + 5092.9 = 6,092.9 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$V_{I'} = 3,500 \text{ pies/min}$$

$$A_{I'} = \frac{6,092.9}{3,500} = 1.74 \text{ pies}^2$$

$$D_{I'} = \frac{4 \times 6092.9}{3,500 \times \pi} \times 12 = 17.86''$$

$$D_{I'} \text{ (STD)} = 17''$$

Recalculando:

$$A_{I'} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{17}{12} \right)^2 = 1,576 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_{I'} = \frac{6,092.9}{1.576} = 3,866 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
I' - I	17"	1.576 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
6,092.9 pies <sup>3</sup> /min.	3,866 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_{I'} = \left( \frac{3,866}{4005} \right)^2 = 0.9315'' \text{ H}_2 \bullet$$

Pérdida de Velocidad:

$$PV_{I'} = \left( \frac{3,866}{4005} \right)^2 = 0.9315'' \text{ H}_2 \bullet$$

Pérdida de carga por recorrido.

Longitud real ducto : 2'

Pérdida de carga por cada 100' de ducto 17"

$$1.1'' \text{ H}_2 \text{ O en } 2' \quad \rightarrow$$

$$\Delta PE = \frac{1.1''}{100'} \times 2' = 0.022'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

$$PE^I_{1'} = P^I_{3'} + \Delta PE$$

$$PE^I_{1'} = 4.17 + 0.022 = 4.19'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^I_{1'} = 4.19'' \text{ H}_2\text{O}$$

### 16. Ramal 9" - K

Caudal mínima -->  $Q_{g''} = 600 \text{ pies}^3 / \text{min}$

Velocidad recomendada -->  $V_{g''} = 3,500 \text{ pies}/\text{min}$

Area ducto.

$$A_{g''} = \frac{Q_{g''}}{V_{g''}} = \frac{600}{3,500} = 0.1714 \text{ pies}^2$$

Diámetro ingreso ducto:

$$D_{g''} = \sqrt{\frac{4 \times 600}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 5.6''$$

Tomando  $D_{g''} \text{ (STD)} = 5''$

$$A_{g''} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{5}{12} \right)^2 = 0.1363 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_{g''} = \frac{600}{0.1363} = 4,402.05 \text{ pies}/\text{min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
9" - K	5"	0.1363 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
600 pies <sup>3</sup> /min.	4,402.05 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_{g^*} = \left( \frac{4,402.05}{4005} \right) = 1.208'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas en la entrada:

$$H_{g^*} = 0.40 (VP)_{g^*} = 0.40 \times 1.208 = 0.4832'' \text{ H}_2\text{O}$$

Presión estática de succión:

$$PE^*_{g^*} = 0.4832'' + 1.208 = 1.6912'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas por codos  $R = 2.5 \text{ SD } 5''$

$$2 - 90^\circ \rightarrow L \begin{matrix} 5'' \\ 90^\circ \end{matrix} 5' \rightarrow 2 \times 5' = 10' +$$

Pérdidas en el ingreso a  $45^\circ$

(al ducto principal)  $6'$   $6'$

Longitud de ducto equival.  $16' +$

Pérdida por recorrido:

Longitud real de ducto  $12.8'$   $12.8'$

Total longitud equiv. ducto  $5''$   $28.8'$

Pérdida de carga por  $100'$

de longitud ducto  $5''$   $6.5'' \text{ H}_2\text{O}$  en  $28.8'$

$$\Delta PE = \frac{6.5''}{100'} \times 28.8' = 1.872'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^k_{g'} = PE^o_{g'} + \Delta PE$$

$$PE^k_{g'} = 1.6912'' + 1.872'' = 3.562'' \text{ H}_2\text{O}$$

17. Ramal 9' - K:

Caudal mínimo  $Q_{g'} = 400 \text{ pies}^3 / \text{min}$

Velocidad recorrido (mínimo)

$$V_{g'} = 3,500 \text{ pies/min}$$

Area ducto:

$$A_{g'} = \frac{Q_{g'}}{V_{g'}} = \frac{400}{3,500} = 0.114 \text{ pies}^2$$

Diámetro ingreso ducto:

$$D_{g'} = \sqrt{\frac{4 \times 400}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 4.577''$$

Tomando:

$$D_{g'} \text{ (SRD)} = 4''$$

$$A_{g'} = \frac{Q_{g'}}{A_{g'}} \left( \frac{400}{0.0872} \right) = 4,587.15 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
9' - K	4''	0.196 pies <sup>2</sup>
		Velocidad
	$Q_A$	
400	pies <sup>3</sup> /min.	4,587.15 pies/min.



Presión de Velocidad:

$$PV_{g'} = \left( \frac{4,517.15}{4005} \right)^2 = 1.3118'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdidas en la entrada. En la

$$H'_{g'} = 1.0 (PV)$$

(campana) (Ref: VS - 703)

$$(PV) = \left( \frac{2000}{4005} \right)^2 = 0.249'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

$$H_{g''} = 0.249'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

En la campana:

$$H_{g'} = 0.25 (PV)_{g'} = 0.25 \times 1.3118 = 0.3279'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Total pérdidas en la entrada:

$$H'_{g'} + H_{g'} = 0.249 + 0.3279 = 0.5769'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Presión estática de succión en la campana

$$PE^{\circ}_{g'} = 0.5769'' + 1.3118 = 1.88'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdidas por codos  $R = 2 \frac{1}{2} D$

$$2 - 90^{\circ} \text{ ---} \rightarrow L_{90^{\circ}}^{4''} = 4' \text{ ---} \rightarrow 2 \times 4' = 8' \quad 8'$$

Pérdida por recorrido:

Longitud real de ducto 4''

12.1'

Total longitud equivalente

20.1'

Pérdida de carga por 100' Longitud ducto 4''

$$9'' \text{ H}_2 \text{ O} \text{ en } 20.1' \text{ ---} \rightarrow$$

$$\Delta PE = \frac{9}{100} \times 20.1 = 1.8''$$

$$\Delta PE = 1.8'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^k_{g'} = PE^o_{g'} + \Delta PE$$

$$PE^k_{g'} = 1.88 + 1.8 = 3.689'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de presión estática en el punto "K"

$$PE^k_{g'} = 3,689''$$

$$PE^k_{g^o} = 3,563''$$

$$\Delta PE^k = 0.126'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% \Delta PE^k = 3.53\% < 5\%$$

Consideramos practicamente balanceado en "K" :

$$PE^k_{g'} \approx PE^k_{g^o} = 3.6'' \text{ H}_2\text{O}$$

### 18. Ducto Principal K - J:

Caudal:

$$Q_k = Q_{g^o} + Q_{g'}$$

$$Q_k = 600 + 400 = 1,000 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Velocidad mínima:

$$V_k = 3,500 \text{ pies}/\text{min},$$

$$A_k = \frac{1,000}{3,500} = 0.2857 \text{ pies}^2$$

Diámetro ducto:

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \times 1000}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 7.23''$$

Tomando  $D_k$  (STD) =  $6 \frac{1}{2}''$       -->

$$A_k = \frac{\pi}{4} \left( \frac{6.5}{12} \right)^2 = 0.2304 \text{ pies}^2$$

Corrección de Velocidad:

$$V_k = \frac{1,000}{0.2304} = 4,339.56 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
K - 5	$6 \frac{1}{2}''$	0.2304 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
1000 pies <sup>3</sup> /min.	4,339.56 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_k = \left( \frac{4,339.56}{4005} \right)^2 = 1.174'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdida por Ingreso a 45° :

8' (longitud equiv.)

8' +

Pérdida por recorrido.

Longitud real ducto 6.2'

6.2'

Total longitud equiv.

14.2'

Pérdida de carga por cada 100' de ducto

4.6" H<sub>2</sub>O , total

$$PE = \frac{4.6''}{100'} \times 14.2' = 0.653'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^{\text{total}} = P^{\text{total}} + PE$$

$$PE^{\text{total}} = 3.6'' + 0.653'' = 4.253'' \text{ H}_2\text{O}$$

### 19. Ramal 8 - J:

Máquina: lijadora la cinta de 6"

$$Q_8 = 790 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Velocidad recomendada:

$$V_8 = 3,500 \text{ pies}/\text{min}$$

Area ducto:

$$A_8 = \frac{790}{3,500} = 0.225 \text{ pies}^2$$

Diámetro del ducto:

$$D_8 = \frac{4 \times 790}{3,500 \times \pi} \times 12 = 6.433''$$

Tomando  $D_g$  (STD) = 6"

$$A_g = \frac{\pi}{4} \left( \frac{6}{12} \right)^2 = 0.1963 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_g = \frac{790}{0.1963} = 4024.45 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
8 - J	6"	0.1963 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
790 pies <sup>3</sup> /min.	4,024.45 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_g = \left( \frac{4,024.45}{4005} \right)^2 = 1.009'' \text{ H}_2\text{O pies/min}$$

Pérdidas en la entrada campana:

$$H_g = 0.40 (PV)_g = 0.4 \times 1.009''$$

$$H_g = 0.4036'' \text{ H}_2\text{O}$$

Presión estática sección (campana)

$$PE^{\circ}_g = 0.4036 + 1.009 = 1.4126'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas por codos en = 6" y R = 2 ½ D

$$2 - 90^\circ \text{ --- } > \quad L \begin{matrix} 6'' \\ 90^\circ \end{matrix} = 6' \quad 2 \times 6' \quad 12'$$

Pérdida por recorrido:

Longitud real ducto	13.8	<u>13.8'</u>
Total longitud equiv. ducto	6"	25.8'

Pérdida de carga en "H<sub>2</sub>O por 100' de ducto

$$4.2'' \text{ H}_2\text{O en } 25.8' \text{ --- } >$$

$$\Delta PE = \frac{4.2}{100} \times 25.8' = 1.0836'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^J_8 = PE^\circ_8 + \Delta PE$$

$$PE^J_8 = 1.8126'' + 1.0836'' = 24.962'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de PE en "J"

$$PE^J_k = 4.253'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^J_8 = 2.4962$$

$$\Delta PE^J = 1.7568'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% \Delta PE^J = 70 \% \quad \text{!Demasiado!}$$

Redimensionando el camal 8 - J:

$$\text{Tomando: } D_8 \text{ (STD)} = 5 \frac{1}{2}''$$

$$A_8 = 0.1649 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_8 = \frac{790}{0.1649} = 4,788 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
8 - J	5 ½"	0.1649 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
700 pies <sup>3</sup> /min.	4,788.2 pies/min.

$$PV_g = \left( \frac{4,788}{4005} \right)^2 = 1.42'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$H_g = 0.40 \times 1.42 = 0.57'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^\circ_g = 0.57'' + 1.42'' = 1.99''$$

$$PE^\circ_g = 1.99'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$(\text{Codo}) \quad 2.9^\circ \quad \text{--->} \quad L \begin{matrix} 5\frac{1}{2}'' \\ 90^\circ \end{matrix} = 5.5' \quad \text{--->}$$

$$2 \times 5.5' = 11' \quad \text{--->} \quad 11'$$

$$(\text{recorrido}) \text{ Longitud real } \text{---->} 13.8' \quad \underline{13.8'}$$

$$\text{Total longitud equiv. ducto } 5\frac{1}{2}'' \quad 24.8''$$

Pérdida de carga por 100' de conj.de ducto

$$6.5'' \text{ H}_2\text{O} \text{ en } 24.8' \quad \text{--->}$$

$$\Delta PE = \frac{6.5''}{100'} \times 24.8'$$

$$\Delta PE = 1.612'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^j_8 = PE^o_8 + \Delta PE$$

$$PE^j_8 = 1.99'' + 1.612'' = 3.602'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de PE en "J"

$$PE^j_8 = 3.602''$$

$$PE^j_k = 4.253''$$

$$\Delta PE^j = 0.651$$

$$\% \Delta PE^j = 18\% < 20\%$$

Se puede balancear corrigiendo el caudal en 8 - J.

$$Q_8 = 790 \left( \frac{4,253}{4005} \right)^{1/2} = 858.42 \text{ pie}^3 / \text{min}$$

$$V_8 = \frac{858.42}{0.1649} = 5,205.73 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$PE^j_k = 4.253''$$

## 20. Ramal J - I.

Caudal:  $Q_I = Q_8 + Q_k$

$$Q_I = 858.42 + 1000 = 1,858.42 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

Velocidad recomendada (mínima)

$$V_I = 3,500 \text{ pies}/\text{min}$$



Area ducto:

$$A_J = \frac{1,858.42}{3,500} = 0.5309 \text{ pies}^2$$

Diámetro ducto:

$$D_J = \sqrt{\frac{4 \times 1858.42}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 9.866''$$

$$D_J \text{ (STD)} = 8''$$

$$A_J = \frac{\pi}{4} \left( \frac{8}{12} \right)^2 = 0.349 \text{ pies}^2$$

Corrección de Velocidad:

$$V_J = \frac{1,858.42}{0,349} = 5,324.98 \text{ pies}/\text{min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
J - I	8 ''	0.349 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
1,858.42 pies <sup>3</sup> /min.	5,324.98 pies/min.

Presión de velocidad:

$$FV_1 = \left( \frac{5,324.98}{4005} \right)^2 = 1.767'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida de carga por recorrido:

Longitud real.

7' +

Pérdida por ingreso a 45° (main)

11'

Longitud equivalente de ducto:

18'

Pérdida de carga por 100' de ducto 5" H<sub>2</sub>O

Total: en 18' :

$$\Delta PE = \frac{5''}{100'} \times 18' = 0.9'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^I_J = PE^J_K + \Delta PE$$

$$PE^I_J = 4.253'' + 0.9'' = 5.153'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia pusimos en "I" (estáticas)

$$PE^I_J = 5.153'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^I_{J'} = 4.19'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta PE^I = 1.229'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% \Delta PE^I = 29.35 \% \text{ !mucho!}$$

Redimensionando el ducto I' - I

Tomando (STD)  $D_{I'} = 16''$

$$A_{I'} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{16}{12} \right)^2 = 1,396 \text{ pies}^2$$

Corección de Velocidad:

$$V_{I'} = \frac{6,092.9}{1.296} = 4,363.7 \text{ pies/min}$$

Presión velocidades:

$$PV_{I'} = \left( \frac{4,363.7}{4005} \right)^2 = 1.187'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida (recorrido) Longitud --> 2'

Pérdida de caja por cada 100' ducto 16"

1.5'' H<sub>2</sub>O en 2'

$$\Delta PE = \frac{1.5''}{100'} \times 2' = 0.03'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE_{I'}^I = PE_{I'}^3 + \Delta PE$$

$$PE_{I'}^I = 4.17 + 0.03'' = 4.2'' \text{ H}_2\text{O}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
I' - I	16"	1.396 pies <sup>2</sup>

Q <sub>A</sub>	Velocidad
6,092.9 pies <sup>3</sup> /min.	4,363.7 pies/min.

Diferencia PE en "I"

$$PE^I_J = 5.153$$

$$PE^I_{I'} = 4.2$$

$$\Delta PE^I = 0.953$$

$$\% \Delta PE^I = 22.6 \%$$

Balanceando con corrección de caudal en ducto I'-I:

$$Q_{I'} = 6092.9 \frac{5.153}{4.2} = 6,748.84 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Con lo cual:

$$PE^I_J = 5.15 = PE^I_{I'}$$

Corrección presión de Velocidad:

$$PV_{I'} = \left( \frac{4,834.41}{4005} \right)^2 = 1.45'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

$$V_{I'} = \frac{6,748.84}{1.396} = 4.834.41 \text{ pies}/\text{min}$$

## 21. Ramal I - H

$$\text{Caudal: } Q_I = Q_J + Q_{I'} = 6,748.84 + 1,858.42$$

$$Q_I = 8,607.26 \text{ pies}^3/\text{minuto.}$$

Velocidad recomendada (mínima):

$$V_I = 3,500 \text{ pies}/\text{minuto}$$

Area ducto :

$$A_I = \frac{8,607.26}{3,500} = 2.4592 \text{ pies}^2$$

Diámetro ducto :

$$D_I = \sqrt{\frac{4 \times 8,607.26}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 21.23''$$

Tomando  $D_I$  (STD) = 17'' -->

$$A_I = \frac{\pi}{4} \left( \frac{17}{12} \right)^2 = 1.576 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_I = \frac{8,607.26}{1.576} = 5,460.6 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
I - H	17''	1.576 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
1.85'' H <sub>2</sub> O pies <sup>3</sup> /min.	5,460.6 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_I = \left( \frac{5.460.6}{4005} \right)^2 = 1.85'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida de carga por recorrido.

Longitud real de ducto  $\rightarrow 3'$

Pérdida de carga por cada 100' de longitud de ducto 18"  $\cdot 2.15'' \text{ H}_2\text{O}$  en 3'  $\rightarrow$

$$\Delta PE = \frac{2.15}{100} \times 3' = 0.0645'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^H_I = PE^I_I + \Delta PE$$

$$PE^H_I = 5.15 + 0.0645$$

$$PE_{H_I} = 5.2145'' \text{ H}_2\text{O}$$

## 22. Ramal 6 - G.

Máquina: Sierra circular radial (V5 - 709)

Caudal mínima:

$$Q_6 = 500 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

Velocidad recomendada (mínima):

$$V_6 = 3,500 \text{ pies/min}$$

Area ducto:

$$A_6 = \frac{Q_6}{V_6} = \frac{500}{3,500} = 0.1428 \text{ pies}^2$$

Diámetro ingreso ducto:

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \times 500}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 5.117''$$

Tomando  $D_b$  (STD) = 5'' -->

$$A_b = \frac{\pi}{4} \left( \frac{5}{12} \right)^2 = 0.1363 \text{ pies}^2$$

Corrección de velocidad:

$$V_b = \frac{Q_b}{A_b} = \frac{500}{0.1363} = 3,668.37 \text{ pies/min}$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
6 - G	5''	0.1363 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
500 pies <sup>3</sup> /min.	3,668.37 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_b = \left( \frac{3,668.37}{4005} \right)^2 = 0.8389'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

Pérdida en la entrada:

$$H_b = 3.5 (VP_b) = 3.5 (0.8389)$$

$$H_6 = 2.936'' \text{ H}_2\text{O}$$

Presión de succión en la entrada:

$$PE^{\circ}_6 = 2.936 + 0.8389 = 3.7749'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida por codos: Cos = 5'' y R = 2 ½ D

$$1 - 90^{\circ} \quad \begin{array}{c} 5'' \\ L \\ 90^{\circ} \end{array} = 5' \quad 5'$$

Pérdida por recorrido -->

Longitud real --> 16' 16'

Total longitud equivalente ducto 5'' 21'

Pérdida de carga por 100' de ducto 4.6'' H<sub>2</sub>O en 21'

$$\Delta PE = \frac{4.6''}{100'} \times 21' = 0.966'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^{\circ}_6 = PE^{\circ}_6 + \Delta PE$$

$$PE_{66} = 3.7749 + 0.966$$

$$PE^{\circ}_6 = 4.7409'' \text{ H}_2\text{O}$$

### 23. Ramal 7 - G.

Máquina : Contorneadora; caudal mínimo :

$$Q_7 = 500 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Velocidad recomendado (mínima):

$$V_7 = 3,500 \text{ pies}/\text{min}$$



Area ducto:

$$A_7 = \frac{500}{3,500} = 0.1428 \text{ pies}^2$$

Diámetro ingreso ducto:

$$D_7 = \sqrt{\frac{4 \times 500}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 5.117''$$

Tomando:

$$D_7 \text{ (STD)} = 5'' \quad \rightarrow$$

$$A_7 = \frac{\pi}{4} \left( \frac{5}{12} \right)^2 = 0.1363 \text{ pies}^2$$

Corrección velocidad:

$$V_7 = \frac{500}{0.1363} = 3,661.37 \text{ pies/min}$$

Resumen.

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
7 - G	5''	0.1363 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
500 pies <sup>3</sup> /min.	3,668.37 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_7 = 0.8389'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdidas en la entrada:

$$H_7 = 1.75 (PV_7) = 1.75 \times 0.8389$$

$$H_7 = 1.468'' \text{ H}_2\text{O}$$

Presión de succión en la entrada:

$$PE^{\circ}_7 = 1.468'' + 0.8389''$$

$$PE^{\circ}_7 = 2.3069'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida por codos: = 5'' y R = 2  $\frac{1}{2}$  D

$$1 - 90^{\circ} \quad \text{--->} \quad \begin{array}{c} 5'' \\ L \\ 90^{\circ} \end{array} = 5' \quad \quad \quad 5' +$$

Pérdida por ingreso : a 45° ---> 6' ---> 6'

Longitud equivalente de ducto 5'' 11'

Pérdida por recorrido. --->

Longitud real ---> 11.5' 11.5'

Total longitud equiv. de ducto 5'' 22.5'

Pérdida de carga por 100' de ducto

4.6'' H<sub>2</sub>O en 22.5' --->

$$\Delta PE = \frac{4.6''}{100'} \times 22.5'$$

$$\Delta PE = 1.035'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^G_7 = PE^\circ_7 + \Delta PE$$

$$PE^G_7 = 2.3069'' + 1.035''$$

$$PE^G_7 = 3.342'' \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de PE en "G"

$$PE^G_7 = 3.342'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^G_7 = 4.74'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta PE^G = 1.398'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\% \Delta PE^G = 41.83 \% \gg 20\% \text{ !mucho!}$$

$$PE_{\text{mandatario}} = PE^G_7 = 4.74'' \text{ H}_2\text{O}$$

Redimensionamiento ramal 7 - G

Tomando  $\rightarrow D_7 \text{ (SRD)} = 4 \frac{1}{2}''$

$$A_7 = \frac{\pi}{4} \left( \frac{4.5}{12} \right)^2 = 0.11 \text{ pies}^2$$

$$V_7 = \frac{500}{0.11} = 4,527.07 \text{ pies/min}$$

$$PV_7 = \left( \frac{4,527.07}{4005} \right)^2 = 1.27'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$H_7 = 1.75 (1.27) = 2.23'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^\circ_7 = 2.23'' + 1.27'' = 3.5'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida (codos)  $R = 2 \frac{1}{2} D : \quad \rightarrow$

$$1 - 90^\circ \quad \rightarrow \quad L \frac{4 \frac{1}{2}}{90^\circ} = 4.5' \quad 4.5' +$$

Pérdida por ingreso a  $45^\circ$  5.5

Long. equivalente ducto  $4 \frac{1}{2}$  " 10'

Pérdida por recorrido  $\rightarrow$

Longitud real  $\rightarrow$  11.5'

Total longitud equivalente. 21.5'

Pérdida por cada 100' ducto 8"  $H_2 O$  en 21.5"

$$\Delta PE = \frac{8''}{100'} \times 21.5' = 1.72'' H_2 O$$

$$PE^G_7 = PE^\circ_7 + \Delta PE$$

$$PE^G_7 = 3.5'' + 1.72''$$

$$PE^G_7 = 5.22'' H_2 O$$

Diferencia de PE en "G"

$$PE^G_7 = 5.22'' H_2 O$$

$$PE^G_6 = 4.74'' H_2 O$$

$$\Delta PE^G = 0.48'' H_2 O$$

$$\% \Delta PE^G = \frac{0.48}{4.74} = 10.12 \%$$

Balancearemos corrigiendo el caudal en el ramal 6-G

$$Q_6 = 500 \sqrt{\frac{5.22}{4.74}} = 524.7 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

Con lo cual:

$$PE^6_7 = PE^6_6 = 5.22'' \text{ H}_2 \text{ ) (mandatario)}$$

$$PV_6 = \left( \frac{3,849.5}{4005} \right)^2 = 0.923'' \text{ H}_2 \text{ O}$$

$$V_6 = \frac{524.7}{0.1363} = 3,849.5 \text{ pies/min}$$

Resumiendo:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
7 - G	4 ½"	0.11 pies <sup>2</sup>

Q <sub>A</sub>	Velocidad
500 pies <sup>3</sup> /min.	4,527.07 pies/min.

24. Ramal G - H:

Caudal:

$$Q_6 = Q_7 + Q_6$$

$$Q_6 = 524.7 + 500 = 1024.7 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

Velocidad mínima recomendada

$$V_6 = 3,500 \text{ pies/min}$$

$$A_g = \frac{1024.7}{3,500} = 0.2927 \text{ pies}^2$$

$$D_g = \sqrt{\frac{4 \times 1024.7}{3,500 \times \pi} \times 12} = 7.32''$$

$$D_g \text{ (STD)} = 7'' \quad \rightarrow$$

$$A_g = \frac{\pi}{4} \left( \frac{7}{12} \right)^2 = 0.2672 \text{ pies}^2$$

$$V_g \text{ (corregido)} = \frac{1024.7}{0.2672} = 3,834.95 \text{ pies/min}$$

Resumen :

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
G - H	7''	0.2672 pies <sup>2</sup>

Q <sub>A</sub>	Velocidad
1024.7 pies <sup>3</sup> /min.	3,834.95 pies/min.

Presión de Velocidad:

$$PV_g = \left( \frac{3,834.95}{4005} \right)^2 = 0.9168'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida por ingreso al main a 45° 9'

9' +

Pérdida de la carga por recorrido.

Longitud real de ducto --> 6.9' 6.9'  
 Long. total equiv. de ducto. 15.9'

Pérdida de carga por cada 100' de ductos en pulgada  
 de H<sub>2</sub>O. 3.15" H<sub>2</sub>O -->

$$\Delta PE = \frac{3.15}{100} \times 15.9' = 0.5" \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^H_G = P^G_7 + \Delta PE$$

$$PE^H_G = 5.22 + 0.5$$

$$PE^H_G = 5.72" \text{ H}_2\text{O}$$

Diferencia de un "H"

$$\Delta PE^H = 0.506 \quad PE^H_G = 5.72"$$

$$PE^H_I = 5.214"$$

$$\% \Delta PE^H = 9.71 \%$$

$$PE^H_G \approx PE^H_I \approx 5.5" \text{ H}_2\text{O}$$

Con lo cual se puede considerar bien balanceada!

## 25. Ducto Principal (main) H-L.

$$Q_H = Q_G + Q_I$$

$$Q_H = 1,024.7 + 8,607.26$$

$$Q_H = 9,631.96 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Velocidad recomendada:

$$V_H = 3,500 \text{ pies/min}$$

Area ducto:

$$A_H = \frac{9,631.26}{3500} = 2.75 \text{ pie}^2$$

Diámetro:

$$D_H = \sqrt{\frac{4 \times 9,31.96}{3,500 \times \pi}} \times 12 = 22.46''$$

Tomando  $D_H$  (STD) = 19''

$$A_H = \frac{\pi}{4} \left( \frac{19}{12} \right)^2 = 1.968 \text{ pies}^2$$

Resumen:

Ducto:	Diámetro	Area Ducto
H - L	19''	1.968 pies <sup>2</sup>

$Q_A$	Velocidad
9,631.96 pies <sup>3</sup> /min.	4,891.92 pies/min.

Presión de velocidad:

$$PV_H = \left( \frac{4,891.92}{4005} \right)^2 = 1.49''$$

$$PV_H = 1.49'' \text{ H}_2\text{O}$$

Pérdida de carga por recorrido -->

Longitud real de ducto --> 17.7'



Pérdida de carga por cada 100' de ducto. 1.6" H<sub>2</sub>O

$$\Delta PE = \frac{1.6''}{100'} \times 17.7' = 0.283'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PE^L_H = PE^H_I + \Delta PE$$

$$PE^L_H = 5.5'' + 0.283''$$

$$PE^L_H = 5.7832'' \text{ H}_2\text{O}$$

26. Ramal de dos carga LL - M:

$$Q_{LL} = 9,631.96 \text{ pies/min}$$

$$V_{LL} = 4,891.92 \text{ (similar al ducto H-L)}$$

$$D_H \text{ (STD)} = D_{LL} \text{ (STD)} = 19''$$

Con la única diferencia que aquí las presiones estáticas son positivas.

$$PV_{LL} = 1.49'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta PE = 1.6'' \times 1/100 \times 33.3' = 0.532'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$\text{Longitud real : } 8.8'$$

$$\text{Longitud codos (R = 2 } \frac{1}{2}D): \underline{24.5'}$$

$$D = 19'' \quad 33.3'$$

$$\Delta PE = 0.532'' \text{ H}_2\text{O}$$

27. Estimación de la caída de presión en la unidad colectora de polvos.

Las unidades colectoras mas usuales para este de trabajo a nivel industrial son los colectores

centrifugas de ingreso tangencial, conocido también como ciclones.

Uno de los parámetros de diseño de ciclones que necesita una estimación correcta es la caída de presión a través del ciclón; de esta manera se puede calcular el costo efectivo de la unidad. Una magnitud de 10" H<sub>2</sub>O ó menos, es un rango de operación generalmente aceptado. Las caídas de presión dependen del diseño del ciclón.

Las relaciones para calcular la caída de presión, son generalmente empíricas.

Una revisión de las teorías de caída de presión por Strauss. 15]<sup>2</sup> y las comparaciones de Leith, y Mehta revelan que el método de Shepherd y Lapple 16]<sup>3</sup> es el más simple y es de comparable exactitud 17]<sup>4</sup> como los más complejos. Esta relación estima la caída de presión en ciclones tal como sigue:

$$\Delta P = \left( \frac{f}{H_2 O} \right) N_H \left( \frac{V^2 i}{2g} \right) \dots (3)$$

$$N_H = K \left( \frac{ab}{D^2 e} \right) \dots (4)$$

---

Strauss W., "Industrial Gas Cleaning" N-4-1966.

Leith, D. and Mehta, D. vol 7, 1973, p. 527.

17] Shepherd, C.B., and Lapple, C.E., Ind. Engra. Chum., Vol31, 1939, Pag. 972.

Aquí:

$\rho_f$  : Densidad del fluido

$\rho_{H_2O}$  : Densidad del agua

$V_i$  : Velocidad de ingreso al ciclón

$g$  : Aceleración de la gravedad: 32.2pies/seg<sup>2</sup>

$N_H$  : Número principal de velocidad de ingreso (adimensional) y depende de solo 3 de las 7 relaciones geométricas de diseño.

$a$  : Altura del ducto de ingreso

$b$  : Ancho del ducto de ingreso

$D_e$  : Diámetro de salida de gases (para la relaciones geométricas típicas).

$\Delta P$  : Caída de presión en altura de columna de agua.

Si no se coloca álabes directriz en la entrada del ciclón  $K = 16$ , con álabes directriz natural  $K = 7.5$ . Para colectores de polvo centrífugo de alta eficiencia [18]<sup>5</sup>, podemos tomar  $K < 7.5$

Del catálogo: "Aero - Clone" Centrifugal Dust Collector de Air Purification Methods, INC. A Subsidiary of General Resource Corp., Minnesota, USA, 1991.; y con:

---

18] Véase los desarrollos y ensayos para ciclones de ingreso tangencial Stairmand en NH-6.4 de alta eficiencia del artículo "A New Method of Cyclone design" extractado de la revista "Chemical Engineering". Noviembre 7, 1977.

Caudal de diseño:  $Q = 9,631.96 \text{ pies}^3/\text{min}$

Seleccionamos: Modelo N°. 9100.23, Tamano: 23. en:

$Q_{\text{min}} = 5,200$  y  $Q_{\text{max}} = 9,700 \text{ pies}^3/\text{min}$

Dimensiones:

A	B	C	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	E	F	G	H
188"	68½"	65"	24"	36"	50"	33"	10"14½"	

L	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	Gauge ( )	Peso
41"	21"	33"	N° 10	1681.0 lb(764 kg)

Teniendo en cuenta que en este tipo de ciclones elegidos la corriente es inducida a un flujo en espiral debido a la forma de ingreso en espiral descendente, podemos tomar  $K = 6.5$  aproximadamente (tipo Stairmand, Industrial Ventilation. Figura 6-25)

Luego, para este ciclón:

Con  $a = b = 21''$   $\rightarrow$  Diámetro equivalente ingreso :  $D_{equiv} = 23''$

$$A_{equiv} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{23}{12} \right)^2 = 2.885 \text{ pies}^2$$

$$V_{i(\text{ingreso})} = \frac{9,631.96}{2.885} = \frac{3,338.3}{60}$$

$$V_{i(\text{ingreso})} = 55.63 \text{ pies/seg}$$

$$N_g = 6.5 \left( \frac{21}{23} \right)^2 = 5.4187$$

$$P = 1.2 \times 10^3 \times 5.4187 \left( \frac{55.63}{2 \times 32.2} \right)^2 \times 12$$

$$p = 3.74'' \text{ Columna de agua}$$

$$\frac{\rho_{\text{aire}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} = 1.2 \times 10^{-3}$$

Este es un valor aceptable y cae dentro de las recomendaciones de la literatura relacionada a estos equipos. Así Theodare I. Hornzella, en su artículo de "Chemical Engineering" de Enero 30, de 1978. "Flow to Choose a cyclone dust collector", afirma que los ciclones son normalmente seleccionados para caídas de presiones del orden de 3-6 pulg. de columna de agua. Bien este valor estimado de la caída de presión (3.79" H<sub>2</sub> O) podemos considerarla normal.

## RESUMEN DE DIMENSIONAMIENTO DE LOS DUCTOS

### PRINCIPALES Y SECUNDARIOS

Como ya se ha visto el dimensionamiento de ductos se ha hecho sobre la base del método de balance de presión estática (MBPE); también llamado de "equifricción" para permitir de manera aproximada distribuir los caudales escape de acuerdo a los fijados en el diseño y cuando el sistema funcione y se balancee automáticamente.

Resultados: Estos están de acuerdo al layout en el croquis (D). Esto se muestra en la siguiente tabla y están hechos de acuerdo al Plano Nro. 01

DUCTO		LONGITUD	DIAMETRO	CAUDAL
PRINCIPAL	SECUNDARIO	PIES	PULG.	PIES <sup>3</sup> /MIN.
I' - A	---	32.8	7"	1,130.4
---	1 - A	17	5"	500
A - B	---	4.6	9"	1,630.4
---	2 - B	14.1	4"	350
B - C	---	4.6	10"	1,900.46
---	2' - C	32	7"	1,149.47
C - D	---	2.6	12"	3,129.93
---	3 - D	15.7	5"	562.26
D - E	---	5.24	13 1/2"	3,692.19
---	4 - E	14.1	5 1/2"	827.28
E - F	---	3.6	15"	4,519.47
---	5 - F	15	5"	573.45
F - I'	---	21.3	16"	5,092.9
---	3' - I'	13.1	6"	1,000.0
I' - I	---	2	16"	6,748.84
---	9" - K	12.1	5"	600
---	9' - K	12.1	4"	400
---	K - J	6.2	6 1/2"	1,000
---	8 - J	13.8	5 1/2"	858.42
---	J - I	7	8"	1,858.42
I - H	---	3	17"	8,607.26
---	7 - G	11.5	4 1/2"	500
---	6 - G	16	5"	500 + 24.7 = 524.7
---	G - H	6.9	7"	1,024.7
H - L	---	17.7	19"	9,631.96
LL - M	---	8.8	19"	9,631.96

#### 4.2 DETERMINACION DE PERDIDAS EN EL SISTEMA

Estas pérdidas han sido determinados durante el balanceo de sistema por el método de presión estática ó de "equifricción" en el acápite 4.1.2. Como ya se ha explicado al aplicar este método se eligió el ramal de mayor resistencia y se empezó a evaluar las pérdidas empezando por las que ocurren en el ingreso es decir en las campanas de extracción. Así de acuerdo al Plano Nro. 01, este ramal resulto ser el 1'-A-B-C-D-E-F-I'-I-H-L siendo, este el ducto principal ó main del sistema. Como se ve existen una serie de derivaciones desde este "main" a cada uno de las máquinas cuyos residuos deben ser extraídos en base a caudales de succión recomendados mínimos.

Para la evaluación de las pérdidas en el sistema nosotros consideramos las pérdidas en el ducto principal anteriormente señalado desde la campana hasta la entrada al ventilador en la zona de succión. Los puntos de confluencia A, B, C etc. de los ramales secundarios con el ducto principal poseen una presión estática de succión igual, a esto es lo que llamamos "balancear" el sistema. Las pérdidas de los ramales secundario no influyen de manera directa en el ducto principal si no más bien de una manera indirecta.

Es evidente que la resistencia de todas las derivaciones paralelas afectaran a la resistencia



final; también les afectará la cantidad de aire fluyendo a través de cada ramificación y por consiguiente la posible necesidad de registradores para asegurar la distribución precisa de aire.

Los cálculos están basados ante todo en la cantidad de aire que atravesará la trayectoria que ofrece la máxima resistencia, normalmente la trayectoria más larga.

Por lo expuesto se deduce que no se deben adicionar las resistencias ó pérdidas de carga de ramales en paralelo; lo que interesa es adicionar estas resistencias en el ducto principal (main). 19]<sup>6</sup>

También ha sido necesario calcular las pérdidas en la tubería de descarga, y por supuesto en el colector de desechos ó ciclón, esto se ve en el acápite 4.1.2 punto 27.

La predicción de pérdidas de carga en un sistema de ventilación ó de extracción de polvos ó desechos, se hace aplicando las fórmulas de Darcy. Estas pérdidas son de dos tipos a saber:

1: Pérdida de carga debido a la fricción en los ductos ó también llamado por longitud de recorrido y tiene la siguiente forma:

19] Al calcular sistemas complejos de ventilación lo que se hace en realidad es reducirlo a un sistema simple consistente en un solo ducto de succión, evaluando las pérdidas desde la campana hasta el ingreso al ventilador en el lado de succión. Este sistema simple es el ducto principal ó main del sistema.

$$\Delta h_f = f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \quad \dots (5)$$

expresada en altura de columna de fluido.

$f$ : Es el llamado factor de fricción en la tubería ó ducto en cuestión.

$$f = f(Re, \epsilon/D);$$

$Re$  : Es el número de Reynolds y caracteriza al regimen de flujo: 20]

$\epsilon/D$ : Rugosidad relativa (adimencional)

$D$  : Diámetro de la tubería.

Esto hay que interpretarlo como una pérdida de energía a lo largo del flujo en el ducto y como se ve es directamente proporcional a la velocidad de flujo y a la longitud de tubería; al mismo tiempo es inversamente proporcional al diámetro del ducto es decir:

$$h_f \propto L, V^2$$

$$h_f \propto 1/D$$

Este comportamiento de las pérdidas se utiliza para "balancear" ductos que confluyen en un punto común en un sistema complejo de tuberías, como ya se vio en los acápite anteriores.

Los factores de fricción " $f$ " pueden ser predichos a

---

0] Esto se deduce a partir del conocido Diagrama de Moody los regimenes son: Flujo laminar:  $Re \leq 2,300$ , flujo de transición  $2,300 < Re < 4,500$  y flujo turbulento  $Re > 4,500$ .

21]<sup>8</sup> partir también de fórmulas experimentales desarrolladas por un gran número de investigadores en esta área de la mecánica de los fluidos. Así que para el flujo laminar "f" se puede expresar como sigue:

$$f = 64/Re \quad \dots(6)$$

Para flujo turbulento tenemos:

1.1 La fórmula de Colabrook, que permite calcular el factor "f" de manera implícita:

$$\frac{1}{f} = -0.86 \ln \left[ \frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right] \dots(7)$$

Esta fórmula es válida para las tres zonas de flujo turbulento: tubulenta liza, turbulenta rugosa y flujo de transición de laminar a turbulento.

1.2 Basado en la ecuación (7) Swamce y Jain 22] desarrollaron una ecuación explícita para "f"

21] Hay que tener en cuenta que en sistemas de ventilación y de transporte neumático se consideran flujo incomprensible, sin embargo esto no es estrictamente cierto ya que el aire de transporte sufre cierta compresibilidad; pero esta por razón práctica, se acostumbra despreciar.

22] Véase el Paper "Determination of air-only pressure drop in Pneumatic Conveying Systems" Por: P.W. Wypych y R. Pan, Australia. En el volumen 3, número 4, del mes de noviembre de 1991 de la revista Alemana "Powdter handhing and Processing".

$$f = \frac{1.325}{\left[ \ln \left( \frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \dots(8)$$

Esta fórmula puede ser conveniente para uso en calculadores electrónicos.

1.3 En flujo turbulento suave; Blasius presentó una fórmula empírica muy simple válida hasta cerca de  $Re = 10^5$  :

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \dots(9)$$

2. Pérdida de carga debido a cambios de dirección de flujo tales como codos, curvas, etc., también debido a contracciones y expansiones de flujo tal como se presentan comunmente en sistemas de extracción de polvo como son: Campana de extracción (hoods), difusores al pasar de un ducto de sección mas grande a uno mas pequeño en la dirección del flujo, así mismo, flujo en ranuras, orificios y desde luego, en todos los accesorios que signifiquen retraso de flujo por la generación de vértices (A estas pérdidas también se conocen como pérdidas secundarias. Estas pérdidas expresadas en columna de fluido son como sigue:

$$h_2 = K \frac{V^2}{2g} \quad \dots(9)$$

K : Es una fracción de la presión de velocidad  $V^2/2g$  en columna de fluido y depende de la configuración del accesorio, de radio de los codos, en términos generales de la configuración geométrica de las resistencias señaladas.

En los sistemas de ventilación y transporte neumático de partículas en donde el cálculo de pérdidas se efectúa haciendo uso del criterio de longitud equivalente de tubería, las pérdidas de carga por codos y accesorios, así como también por ingreso a un ducto principal se reduce a una longitud de tubería equivalente que tenga la misma pérdida de carga que estos accesorios es decir:

$$\Delta h_2 = \Delta h_1 \quad \rightarrow \quad f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = \frac{K V^2}{2g}$$

$$K = f \frac{L}{D} \quad \rightarrow \quad \frac{L}{D} = \frac{k}{f} \quad \dots(10)$$

Estos valores de longitud equivalente por codos, ingresos y accesorios están adecuadamente tabulados en el manual de "Industrial Ventilation" vease las

figuras: 6 - 11, 6 - 12, 6 - 13, (Sección N° 6).

Las pérdidas por ingreso en campanas de extracción se pueden calcular a partir de la figura (6 - 10) del mismo manual en donde se dan los valores de "K" para diversas configuraciones.

Las pérdidas secundarias en términos de longitud equivalentes de ducto se añaden a la longitud real de ducto.

Es común encontrar en cálculos de ventilación, ábacos para hallar la pérdida de carga en columna de agua <sup>23]</sup> por unidad de longitud de ducto es decir de (5):

$$\frac{\Delta h}{L} = f \left( \frac{1}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \quad \dots(11)$$

Así en "Industrial Ventilation" se puede calcular directamente la pérdida de carga por fricción en pulg. de H<sub>2</sub>O por cada 100 pies de ducto de diámetro "D" en pulg. Puesto que como se observa de la ecuación (5) las pérdidas por long. de tubería son directamente proporcionales a la longitud de ducto; solo basta multiplicar el factor anterior entre 100' para tener pérdida en plg. de agua/pie de ducto y a esto multiplicarlo la

---

23] Este es un criterio que se domina en todo el ámbito de ventilación y es la de expresar las presiones en términos de columna de agua.

longitud total equivalente. Tal como se ha hecho a lo largo de los cálculos efectuados en la sección 4.1.1.

Para ver estas pérdidas de carga por 100' de ducto vease las figuras 6 - 15A (de 10 a 2000 pies<sup>3</sup> /min) y 6 - 15B (de 1000 a 100,000 pies<sup>3</sup> /min).

Las pérdidas de carga hay que interpretarlas como pérdida de energía ó trabajo negativo contra el flujo por esa razón es que muchos autores a esto le llaman también calcular la resistencia del sistema. Estas pérdidas pueden también ser evaluadas a partir de la ecuación de Bernoulli modificada para flujo incompresible"

$$P_1 > P_2$$

$$\frac{P_1}{\gamma}, \frac{V_1^2}{2g}, Z_1 \qquad \frac{P_2}{\gamma}, \frac{V_2^2}{2g}, Z_2$$

Esto es simplemente un criterio de conservación de la energía:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \Delta h_{1-2}$$

$$\Delta h_{1-2} = \left( \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \right) + \left( Z_1 - Z_2 \right) \dots (12)$$

Así pues la pérdida de carga puede ser expresada en términos generales como una composición de caída de presión estática, caída de presión de velocidad y caída de energía potencial; por esta razón es que a:

$$\left( \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \right) : \text{ Se le llama pérdida de cabeza diámica.}$$

$$\left( \frac{V^2_1 - V^2_2}{2g} \right) : \text{ Pérdida de cabeza dinámica}$$

$$(Z_1 - Z_2) : \text{ Pérdida de cabeza potencial.}$$

Por supuesto un ventilación  $(Z_1 - Z_2) \approx 0$  y si esta evaluación se hace a lo largo de un ducto de sección circular cte.  $(D = \text{cte})$  con flujo fluido estable entonces:

$$V_1 = V_2 \quad \text{y} \quad \frac{V^2_1 - V^2_2}{2g} = 0$$

Con lo que: para un ducto que conduce aire en condiciones estables y en régimen incompresible: (12) se convierte en:

$$\Delta h_{1-2} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma_{\text{aire}}} = \frac{P_{1-2}}{\gamma_{\text{aire}}} \quad \dots(13)$$



En columna de agua:

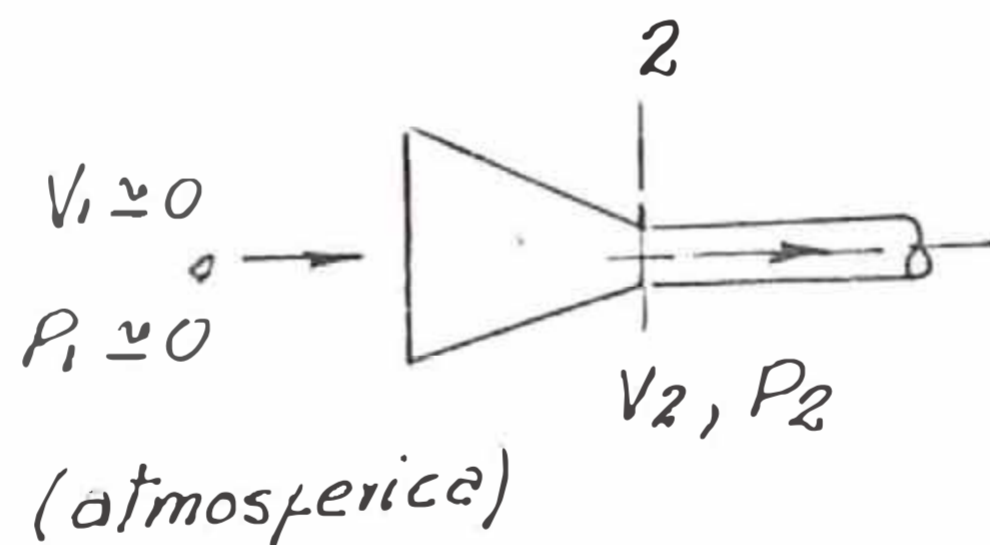
$$\Delta h_{1-2} = \frac{P_{1-1}}{H_2 O} \dots (14)$$

La presión en un punto cualquiera del ducto aguas abajo, es:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + \Delta h_{1-2} \dots (15)$$

Para calcular la presión de succión en la campana de extracción.

$$V_1 \approx 0, P_1 \approx 0 \text{ (atmosférica)} \rightarrow$$



$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = - \left( \frac{V_2^2}{2g} + h \right)$$

Aquí:

$$\Delta h = hf \frac{V_2^2}{2g}; \text{ con lo cual}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = - \left( \frac{V^2_2}{2g} + hf \frac{V^2_2}{2g} \right)$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = - \frac{V^2_2}{2g} (1 + hf) \quad \dots(16)$$

$P_2 / \gamma =$  Se le llama presión estática = PE

$\frac{V^2}{2g} =$  Se le llama presión de velocidad = PV

Es decir (16) se convierte en:

$$PE^\circ = - (1 + hf)PV \quad \dots(17)$$

(Succión en la entrada de una campana)

Al mismo tiempo (15) se convierte en:

$$PE' = PE^2 + PE^{1-2} \quad \dots(18)$$

Las fórmulas (17) y (18) con los correspondientes factores de conversión han sido utilizadas para calcular las pérdidas de carga y la presión estática y de velocidad en cualquier punto del sistema; tal como se ve en la sección 4.1.1.

Los resultados de la pérdida de carga en el sistema de extracción de serrín calculados en 4.1.1 pueden ser apreciados en el gráfico N°. 1 "Pérdidas de carga en el Sistema".

#### 4.3 EQUILIBRADO DEL SISTEMA DE EXTRACCION.

Como ya se ha observado en la sección 4 "Procedimiento de diseño" existe la necesidad de asegurar los caudales mínimos requeridos en los ramales de un sistema complejo de ductos y esto se puede lograr basicamente de dos maneras.

Utilizando un diseño "balanceado" o de equifricción ó usando "compuertas de regulación".

Nosotros decidimos usar el método de equifricción o de balance de presión estática (MBPE) por las razones expuesta en la sección anteriormente citada.

El MBPE no solo sirve para asegurar los flujos de aire deseados sino que también indirectamente sirve para dimensionar los ductos, tal como se aprecia en 4.1.2; es probablemente el mejor método de balance pues tiende a asegurar mejor la distribución de aire en donde se necesitan de grandes longitudes de conducto. Así mismo elimina en parte la necesidad de una experiencia previa para asignar a las diferentes partes del sistema la velocidad mas apropiada.

El MBPE si se hace o se cálcula con precisión puede al entrar en operación el sistema proveer de un balance "automático" con los caudales previsto en el diseño.

Sin embargo hay que tener presente que el método es básicamente para el dimensionamiento del sistema de

ductos. Esto no significa que automáticamente la cantidad 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 aquellos que estén en los extremos. Diseñar un sistema a fin de obtener los requisitos exactos implicaría largos cálculos y tamaños de conductos especiales. Desde luego en las prácticas de Ingeniería esto no se hace y se acostumbra a escoger tamaños de ducto standar; teniendo en cuenta además. (como se ha visto anteriormente) que los ábacos de pérdida de carga están resuelto en términos de tamaño standar de ducto a fin de permitir un diseño manejable y económico.

En casos donde la distribución exacta es importante se acostumbra a poner registros en las ramificaciones y usarlas para equilibrar el sistema.

El proceso de balanceo se muestra con todo detalle en la sección 4.1.2.

#### **4.4 SELECCION DE LA CAPACIDAD DEL VENTILADOR EXTRACTOR.**

Los cálculos del sistema de extracción han sido hechos sobre la base de presión estática; esto es todas las presiones estáticas en las campanas y las presiones de gobierno ó mandatarios de balanceo en la conjunción de ductos son dados como presión estática; las mismas que pueden ser medidas

directamente en el campo utilizando tubos con columnas de agua coloreada conectados a tomas en las secciones de los ductos en donde se desea hacer la evaluación.

La mayoría de tablas con características de performance de los extractores industriales estan basados sobre lo que se denomina la "Presión Estática del Ventilador" (Fan Stati Pressure). (PEV).

Es necesario pues un simple cálculo adicional para determinar la PEV antes de seleccionar el ventilador extractor.

La "presión total en el ventilador" (PIV) es el incremento en la presión total a través del ventilador y puede ser expresado por la ecuación:

$$PIV = (PT)_{salida} - (PT)_{entrada} \dots(19)$$

El código de ensayos de la asociación de acondicionamiento y movimiento de aire (The air moving and conditiming Association test code) 24]<sup>11</sup> define la presión estática del ventilador como sigue: (PEV).

$$PEV = PTV - (PV)_{ventilador \ a \ la \ salida}$$

$$\text{ó } PEV = (PT)_{salida} - (PT)_{entrada} - (PV)_{ventilador \ a \ la \ salida}$$

Puesto que:

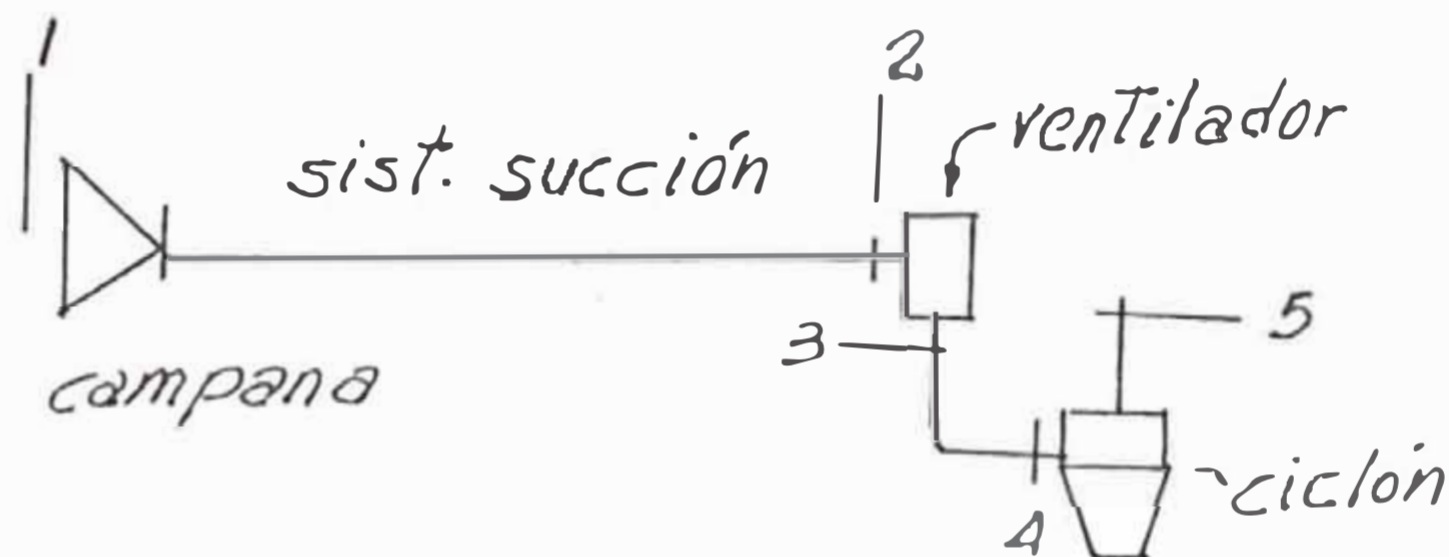
$$PT = PE + PV$$

$$PEV = (PE_{sal.} + PV_{sa.}) - (PE_{ent.} + PV_{ent.}) - (PV)_{sal.}$$

$$PEV = PE_{sal.} - PE_{ent.} - PV_{ent.} \quad \dots(20)$$

La presión de velocidad  $PV_{ent.}$  es definida como la presión correspondiente a la velocidad del aire a la entrada de ventilador.

Esto no es ninguna novedad: si nosotros planteamos nuestro balance de energía a nuestro sistema tenemos:



$$\Delta h_{1-2} = \left( \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \right) + (Z_1 - Z_2)$$

Puesto que:

$$V_1 \approx 0, \quad P_1 = 0, \quad Z_1 - Z_2 \approx 0$$

$$\Delta h_{1-2} = - \frac{P_2}{\gamma} - \frac{V_2^2}{2g} \quad \dots(a)$$

$$\Delta h_{3-5} = \left( \frac{P_3 - P_5}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_3^2 - V_5^2}{2g} \right) + (Z_3 - Z_5)$$

$$h_{3-5} = \frac{P_3}{\gamma} \dots (b)$$

$$h_{1-2} + h_{3-5} = h_{\text{ventilador}} = A$$

$$A = P_3/\gamma - P_2/\gamma - \frac{V^2_3}{2g} \dots (c)$$

desde luego aplicando Bernoulli modificado en el ventilador entre (2) y (3)

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V^2_2}{2g} + Z_2 + h_{\text{vent.}} = B$$

$$B = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V^2_3}{2g} + Z_3$$

$$\Delta h_{\text{vent.}} = \frac{P_3}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_3 - P_2}{\gamma} \dots (d)$$

De (c) :

$$\frac{P_3}{\gamma} : \text{PE sal.}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} : \text{PE ent.}$$

$$\frac{V^2_2}{2g} : \text{PE ent.}$$

Con lo cual (c) se demuestra igual a la expresión (20).

Existen otros fabricantes que basan sus catálogos en la presión total (PT). Para seleccionar un ventilador sobre esta base la presión total se calcula como sigue:

$$PTV = PT_{salida} - PT_{entrada}$$

Siempre hay que tener en cuenta que: la presión de velocidad (PV) es siempre positiva, la presión estática en el ingreso al ventilador es generalmente negativa (PE) y la presión estática a la salida es generalmente positiva.

El tipo de ventilador mas apropiado para aplicaciones de extracción de residuos de madera (sistema de escape) son los del tipo centrifugo de álabes rectos ó de disposición radial 25]<sup>12</sup>; estos son útiles para sistemas que manejan materiales que facilmente atorarian ó atascarian el rodete del ventilador si este no fuera del tipo mencionado; tales ventiladores generalmente tienen velocidades medias y un factor de ruido medio.

La información necesaria para la selección del ventilador, es:

1. Volumen requerido (pies<sup>3</sup> / min).
2. Presión estática del ventilador (PEV) un plg. de columna de agua.

25] Como referencia vease la figura 10-2, de la sección 10-3 de "Industrial Ventilation".



3. Tipo de material a manipular.
4. Tipo de accionamiento: directamente accionado ó por medio de fajas en "V".
5. Limitaciones de espacio.
6. Ruido (puede ser un factor)
7. Tiempo de operación.
8. Eficiencia: conviene seleccionar tamaños de ventiladores que manipulen el volumen de aire requerido y la presión necesaria con un mínimo de potencia en HP.
9. Consideraciones de corrosión.

Para nuestro caso, la presión estática del ventilador calculada en la ecuación (20) es como sigue:

Teniendo en cuenta los resultados en el gráfico Nro. 1, se tiene:

$$PE_{\text{salida}} = 3.74 + 0.532 = 4.272'' \text{ H}_2\text{O}$$

Donde:

$$\text{Caída en el ciclón} = 3.74$$

$$\text{Caída en el ducto de descarga} = 0.532$$

$$PE_{\text{entrada}} = - 5.78'' \text{ H}_2\text{O}$$

(Presión negativo ó de succión)

$$PV_{\text{entrada}} = 1.49'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PEV = 4.272'' - (- 5.78'') - 1.49'' = 8.562'' \text{ H}_2\text{O}$$

$$PEV = 8.562'' \text{ H}_2\text{O}$$

El caudal requerido

$$Q_H = 9632 \text{ CFM}$$

#### 4.5 SELECCION DEL PURIFICADOR DE AIRE

Los dispositivos de limpieza de aire remueven ó separan contaminantes apartir de una corriente de gas ó de aire en terminos generales.

Estos equipos se disponen en una amplia gama ó rango de diseño que reunen variaciones de acuerdo a los requerimientos de limpieza de aire.

El grado de separación (eficiencia de colección) requerido cantidad y características del contaminante a ser separado y condiciones de la corriente de gas ó aire tendra influencia decisiva en la selección del equipo para cualquier aplicación dada.

En general la dispositivos de limpieza de aire se dividen ó clasifican en dos grandes grupos básicos:

1. Filtros de aire
2. Colectores de polvo

Los filtros de aire son diseñados para separar concentraciones de polvo del orden encontrado en el aire exterior y son empleados en ventilación, aire acondicionado y sistemas de calefacción donde la carga de polvo raramente excede 4 gramos/1000 pies<sup>3</sup> de aire.

Los colectores de polvo, son generalmente diseñados para cargas mucho mas pesadas provenientes de procesos industriales donde el aire ó el gas a ser limpiados se originan en sistemas de extracción local ó gases de chimenea. Las cargas varian desde

0.1 a 20 gramos o mas por pie cúbico, por consiguiente las concentraciones en los colectores de polvo son algo de 100 a 20,000 veces mas grande que para cualquier filtro de aire diseñado.

Los equipos de colección de polvos estan disponibles en numerosos diseños, utilizando un mínimo de principios y configuraciones amplias con variaciones en eficiencias de colección, costos iniciales, costos de mantenimiento y operación, espacio, disposición, materiales y construcción.

Los factores que influyen la selección de los equipos son:

1. Concentración y tamaño de partículas de contaminante.
2. Grado de colección requerida (eficiencia de colección).
3. Características del aire ó corriente de gas.
4. Características del contaminante.

Para nuestro caso la concentración de desperdicio de madera estan alrededor de 5 gramos/pie<sup>3</sup> y mas.

El tamaño de las partículas (madera) es variado desde 5 micrones a 20 micrones y mas.

El tipo de colector mas adecuado para estos casos son los separadores centrífugos de ingreso tangencial o ciclones en seco o de separación en seco

Una de las principales ventajas de estos equipos

son su bajo costo, fácil mantenimiento y bajas caídas de presión (del orden de 3/4" a 1 1/2" de columna de agua) pero no pueden ser usados para coleccionar partículas muy finas.

En general la eficiencia de colección varia proporcionalmente con el tamaño promedio de partículas.

Así de acuerdo al fabricante "Aero - Clone" de CRC General Resource Corp. de Minnesota USA., está variación es como sigue:

<u>Tamaño de partícula</u>	<u>Eficiencia</u>
30 Micrones y mas	encima de 99.8 %
20 Micrones	98 %
10 Micrones	90 %
5 Micrones	65 %

Existen dos grandes grupos básicos de ciclones catalogados por su eficiencia en separar pequeñas partículas de polvo:

1. El ciclón colector.- Comúnmente aplicado para remover polvo grueso de las corrientes de aire como un pre-limpiador o como separador en productos de sistemas de transporte neumático.
2. Ciclones de alta eficiencia.- Han sido desarrollados para generar fuerzas centrífugas altas y separar con mas efectividad las partículas de polvo.

Teniendo en cuenta que la fuerza centrífuga es:

$$F_c = m \frac{V^2}{R}$$

R : radio de la trayectoria circular.

La separación se puede mejorar de dos maneras:

- a) Aumentando la velocidad de ingreso.
- b) Disminuyendo el radio ó el diámetro principal del ciclón.

Desde luego con esto se logra aumentar la eficiencia de colección pero en cambio aumenta la caída de presión. Para este grupo las caídas van de 3" a 8" de columna de agua.

El ciclón elegido es uno de alta eficiencia para un

Caudal<sub>máximo</sub> - 5,200 pies<sup>3</sup> /min.

Caudal<sub>máximo</sub> 9,700 pies<sup>3</sup> /min

Los detalles de selección y medidas básicas se dan en el punto 27 de la sección 4.1.2

Las dimensiones básicas de un ciclón son:

Momenclatura:

Dc : Diámetro del ciclón

a : Altura de ingreso

b : Ancho de ingreso

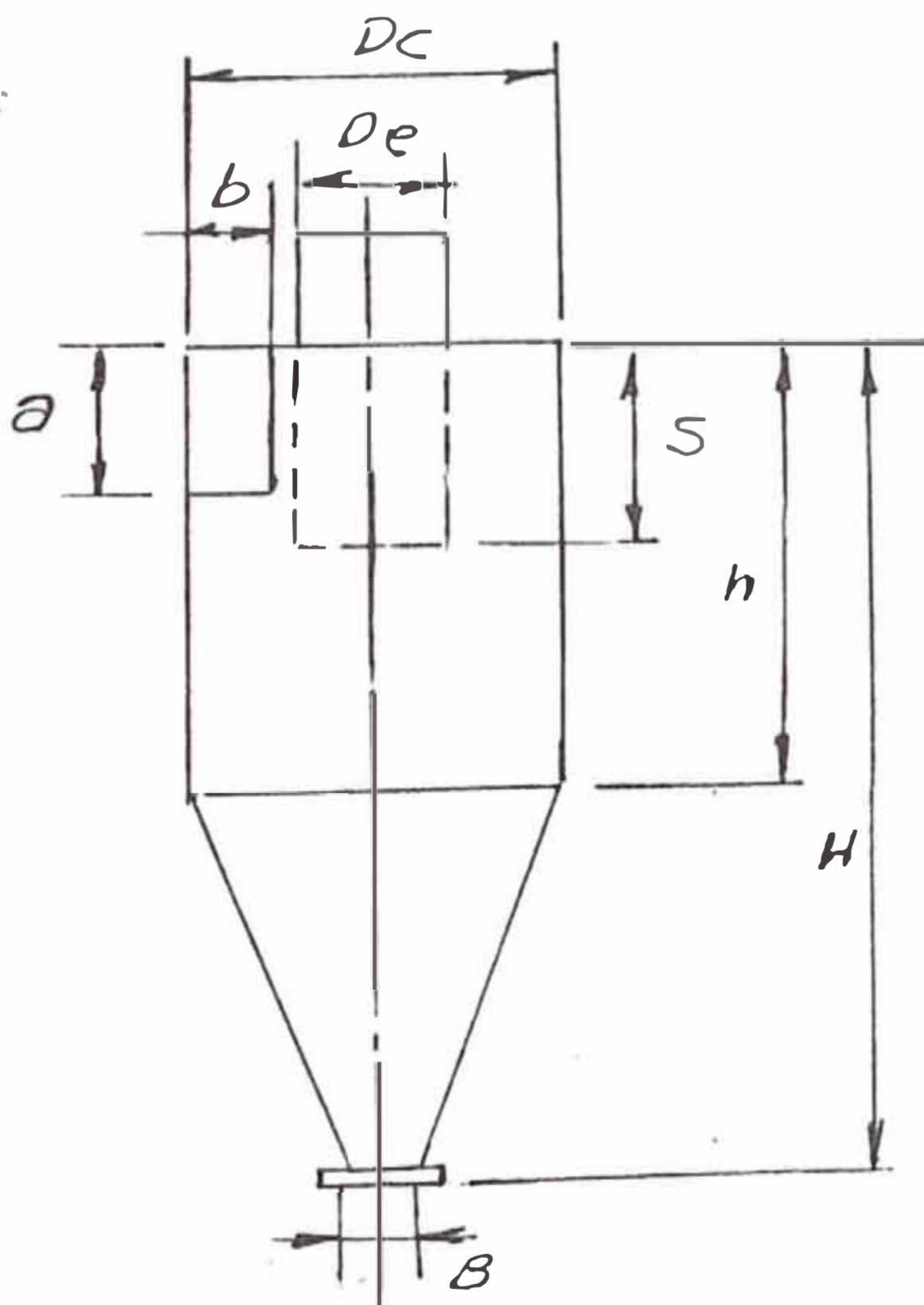
S · Longitud de salida

De : Diámetro de salida

h · Altura de cilindros

: Altura total

B · Diámetro de salida secundario



CAPITULO 5

COSTOS Y ANALISIS ECONOMICOS

## 5.1 COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS

### Ductos y bridas.

Item	Longitud (pies)	Diámetro (pulgada)	Area (pie <sup>2</sup> )	Peso (lbs)	Costo (\$)
1' - A	32.8'	7"	60.1	153.8	78.15
1 - A	17'	5"	22.23	56.9	29.7
A - B	4.6'	9"	10.84	27.75	15.88
2 - A	14.1'	4"	14.7	37.63	19.32
B - C	4.6'	10"	12.04	30.82	17.91
2' - C	32'	7"	58.64	150.12	76.31
C - D	2.6'	12"	8.17	20.91	13.96
3 - D	15.7'	5"	20.55	52.6	27.05
D - E	5.24'	13.5"	18.52	47.41	28.205
4 - E	14.1'	5 ½ "	20.3	51.97	26.98
E - F	3.6'	15"	14.14	36.2	23.1
5 - F	15'	5"	19.63	50.25	30.13
F - I'	20	16"	85.03	217.68	116.34
3' - I'	13.1	6"	20.58	52.68	28.84
I' - I	2'	16"	8.38	21.45	18.2
9" - K	12.8'	5"	16.76	42.9	22.2
9 - K	12.1'	4"	12.67	32.43	16.72
K - J	6.2'	6 ½ "	10.55	27	14.5
8 - J	13.8'	5 ½ "	19.87	50.87	26.4
J - I	7'	8"	14.66	37.53	20.5
I H	3'	17"	13.35	34.18	24.59
6 - G	16'	4 ½ "	18.5	47.36	24.43



7 - G	11.5'	4 ½"	13.55	34.69	18.1
G - H	6.9'	7"	12.64	32.36	17.43
H - L	17.7'	19"	88	225.28	122.6
LL- M	8.8'	19"	43.77	112.05	66
				<u>1,853.00</u>	<u>923.56</u>

### Accesorios de bifurcación

Item	Peso (lbs)	Costo (\$)
A	16.26	8.13
B	25.56	12.79
C	26.43	13.21
D	33.69	16.84
E	32.24	16.12
F	9.15	4.57
G	37.17	18.58
H	39.53	19.77
I	52.27	26.13
J	8.38	4.19
K	11.43	5.72
L	16.55	8.28
	<u>308.66</u>	<u>154.31</u>

### Campanas:

Peso estimado (Lbs)	Costo (\$)
<u>155</u>	<u>77.5</u>

**Estructuras**

Peso de la estructura del soporte (Lbs)	Costo (\\$)
870	435

**Equipos:**

Costo del ciclón	\$ 3,540.00
Costo del Ventilador	\$ 4,130.00

**Costo total de materiales y equipos: \$ 9,260.00**

**5.2 COSTO DE FABRICACION Y MONTAJE**

Fabricación de ductos	\$ 1,853.00
Fabricación de Accesorios	620.00
Fabricación de Estructuras	870.00
Fabricación de Campanas	310.00
Costo de montaje	1,000.00
Otros y acabados	2,895.00

**Costo total de fabricación y montaje: \$ 7,548.00**

## OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

1. La fabricación de los ductos y campanas se hará, empleando planchas de fierro negro, toda vez que el ambiente dentro del taller es seco, y el serrin no tiene propiedades de corrosión.
2. La fabricación de los ductos campanas y estructuras, se harán en el taller usando materiales existentes en el mercado.
3. Hay que considerar que las cantidades provistas de aire, no se alcanzarán cuando el equipo entre en funcionamiento (de manera precisa) puesto que el equilibrado solo es aproximado, pues estos estan limitados a los tamaños estandars de ductos; consecuentemente es necesario proveer la colocación de compuertas regulables y el montaje de una toma de registros, para medir presiones y calcular caudales.

## BIBLIOGRAFIA

1. INTRODUCCION A LA HIGIENE INDUSTRIAL.  
J.J. Bloomfield
2. RIEGOS DEL AMBIENTE HUMANO PARA LA SALUD.  
CEPIS.
3. WOODS  
Guía Práctica de la Ventilación  
Ed. BLUME
4. FUNDAMENTOS DE VENTILACION INDUSTRIAL  
V.V. Baturin  
Ed. LABOR S.A.
5. ASHRAE 1972  
Guía and data boock  
EQUIPMENT.
6. PRONTUARIO DE CALEFACCION, VENTILACION Y AIRE  
ACONDICIONADO.  
F. Porces  
Ed. MARCOMBO

7. PLANT AND PROCESS VENTILATION

W.C.L. Hemeon

INDUSTRIAL PRESS

8. MANUAL DEL INGENIERO DE TALLER. Tomo II

HuETE

Ed. Gustavo Gili. S.A.

9. INDUSTRIAL VENTILATION. MANUAL.

American Conference of Governmental  
Industrial Hygienists.