

308917⁴
Zeje



UNIVERSIDAD PANAMERICANA
ESCUELA DE INGENIERIA

Con estudios incorporados a la
Universidad Nacional Autónoma de México
1987-1992

**"DISEÑO DE 3 SISTEMAS
ANTICONTAMINANTES INDUSTRIALES"**

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el título de

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA: INGENIERIA MECANICA

P R E S E N T A :

MANUEL BELAUNZARAN BARRERA

Director de Tesis:
Ing. Rodolfo Bravo de la Parra

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

MEXICO D.F.

1994



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

*Con cariño y respeto a mis padres
hermanos y maestros.*

Contenido:

	Pág.
Introducción	
Planteamiento Teórico	1
Planteamiento de la Problemática	28
Tinas de Tratamiento Térmico	33
Tornos	60
Carpintería	92
Conclusiones	118
Glosario de Términos	122
Bibliografía	123

INTRODUCCION

En el México actual el problema de la contaminación ha alcanzado niveles alarmantes por lo que el estudio y desarrollo de nuevos sistemas anticontaminantes es de vital importancia debido a causas que todos conocemos, tales como muertes por intoxicación, destrucción del ecosistema, etc.

La importancia de aire no contaminado en el ambiente industrial es bien conocido por todos nosotros. La industria moderna con su complejidad en operaciones y procesos utiliza un número ascendente de compuestos y sustancias químicas, muchas de éstas que llegan a ser tóxicas. El uso de este tipo de materiales puede producir partículas, gases, vapores y nieblas en el aire de las áreas de trabajo, en concentraciones que exceden los niveles de seguridad. Debido a esto, un buen diseño de ventilación y extracción nos ofrece una solución a estos problemas donde se requiere la protección al obrero. La ventilación también nos sirve para controlar olores, humedad y otras condiciones ambientales indeseables.

El potencial de peligro en la concentración de una sustancia está definido como la concentración de sustancia suspendida en el aire en el área de trabajo en donde están expuestos los trabajadores día tras día sin que esta concentración desarrolle efectos adversos a la salud del trabajador. A este potencial se le conoce como el TLV (Threshold Limit Value), para el cual se cuenta con una tabla publicada por la American Conference of Governmental Industrial Hygienists, con revisiones y modificaciones hechas anualmente

dependiendo de la evidencia mostrada por cierta substancia durante ese periodo de tiempo (dicha tabla se encuentra en los anexos).

Es por esto que he tomado este tema para trabajo de investigación, el cual es un sistema diseñado para Cameron Iron Works de México, que consta del diseño e instalación de dispositivos que ayuden a esta empresa a resolver tres problemas de contaminación en su empresa:

1.- En el área de carpintería, donde se fabrican las cajas de madera para embarque de sus productos, producía grandes cantidades de polvo de madera muy fino, lo que lo hacía peligroso tanto para la salud de los carpinteros como para la planta, ya que el polvo de madera muy fino (menor a 40 micrones) puede llegar a ser explosivo.

2.- En el área de templado de piezas metálicas, se emitían grandes cantidades de vapor de aceite, así como humo del mismo aceite quemado, provocando que con cada inmersión de la canastilla de temple a la tina de templado se saturara la zona en cuestión con el contaminante antes mencionado.

3.- En el área de maquinado, se cuenta con dos tornos universales que como medio refrigerante y lubricante no utilizaban "soluble" sino aceite para el efecto, lo que provocaba

que se desprendieran de la punta de corte de la herramienta, grandes cantidades de humos de aceite quemado y vapores de aceite.

Con lo antes mencionado, podemos ver que es necesario implantar uno o varios sistemas que eliminen los contaminantes antes nombrados, mediante el uso de sistemas de succión de aire que produzcan un ambiente de trabajo más adecuado para el trabajador, tanto por razones de salud, como por razones de productividad, ya que un trabajador rinde más teniendo un ambiente propicio de trabajo, también se pueden reducir tiempos de producción ya que con la implementación de estos sistemas, no habrá la necesidad de evacuar el área de trabajo mientras se dispersa la nube de contaminante.

Para el estudio de este problema lo he dividido en cinco partes: principios generales de ventilación, planteamiento de las problemáticas, solución al problema de la carpintería, solución al problema de las tinas de tratamiento térmico y solución a los tornos universales. Siendo cada una de estas partes un capítulo dentro de este trabajo de investigación.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO TEORICO

1.4 DEFINICIONES BÁSICAS

Las siguientes definiciones básicas son usadas para describir el flujo de aire y van a ser utilizadas extensamente en el resto de la tesis.

La densidad ρ del aire es definida como su masa por unidad de volumen y es usualmente expresada en masa por pie cúbico (lbm/ft^3). Cuando se tiene presión atmosférica standard (14.7 psia), la temperatura del cuarto es de 70 F y con un contenido de agua de 0, su valor normalmente va a ser $0.075 \text{ lbm}/\text{ft}^3$, calculado por medio de la fórmula del estado de presión relativa, densidad y temperatura:¹

$$p = \rho RT \quad [1.1]$$

donde:

p = la presión absoluta en libras por pie al cuadrado absoluto (psfa)

ρ = la densidad, lbm/ft^3

R = La constante del gas para el aire que equivale a 53.35 ft-lb/lbm-grados Rankine.

T = La temperatura absoluta del aire en grados Rankine.

Nótese que los grados Rankine = grados Fahrenheit + 459.7.

¹CFR. Industrial Ventilation, Committee on Industrial Ventilation, ACGIH, EUA. 1988, pág 1.1

En la fórmula anterior, la densidad varía inversamente a la temperatura cuando la presión es una constante. Así pues, en cualquier situación con aire seco:²

$$\rho T = (\rho T)_{STD} \quad [1.2]$$

$$\rho T = 0.075 \frac{T_{STD}}{T} = 0.075 \frac{530}{T}$$

Por ejemplo, la densidad del aire seco a 250 F va a ser:

$$\rho = \frac{530}{460+250} = 0.056 \text{ lbm/ft}^3$$

El flujo volumétrico, muchas veces llamado "volumen", es definido como la cantidad de aire que pasa en un lugar dado, por unidad de tiempo. Esto es relacionado con el promedio de la velocidad y el flujo que atraviesa el área transversal por la fórmula³:

$$Q = VA \quad [1.3]$$

donde:

Q= Flujo volumétrico, cfm

V= Velocidad promedio, fpm

A= Área transversal, ft²

Dadas dos de estas tres cantidades, la tercera puede ser rápidamente calculada.

²OP.CIT.Industrial Ventilation, Committee on Industrial Ventilation, pág 1.1

³CFR. Hermann Rietschel, Tratado de Calefacción, Ventilación y Acondicionamiento de Aire, Ed. Labor, España, 1965, pág. 33.

El aire o algún otro fluido siempre va a fluir de una región con una presión total más alta a otra de presión total menor, con la ausencia de algún trabajo adicional (ventilador). Hay tres tipos de presión diferentes, pero matemáticamente relacionadas y están asociadas con una corriente de aire.

Presión estática (SP) es definida como la presión en un ducto que tiende a desplomar el ducto y es expresado en pulgadas de agua ("wg). Esta es usualmente medida con un manómetro de agua, (por eso tiene esas unidades). SP puede ser positiva o negativa con respecto a la presión atmosférica local, pero debe de ser medido perpendicularmente con respecto al flujo del aire. Los agujeros del lado de un tubo de Pitot o un pequeño agujero taladrado cuidadosamente para evitar rebabas en el interior del tubo que perturben el flujo del aire (nunca golpeado) en un lado de un ducto va a producir SP.⁴

Presión de velocidad (VP) es definida como la presión requerida para acelerar el aire desde velocidad 0 a cualquier velocidad (V) y es directamente proporcional a la energía cinética de la corriente de aire. La relación entre V y VP es obtenida por medio de:

$$V = 1096 \sqrt{\frac{VP}{\rho}} \quad [1.4]$$

ó

$$VP = \rho \left(\frac{V}{1096} \right)^2$$

⁴OP.CIT. Industrial Ventilation, Committee on Industrial Ventilation, pág 1.2.

donde:

V = velocidad, fpm

VP = presión por velocidad, "wg

Si existe aire standard en el ducto con una densidad de 0.075 lbm/ft³, la fórmula se reduce

a:

$$V = 4005 \text{ VP}^{1/2} \quad [1.5]$$

ó

$$\text{VP} = \left(\frac{V}{4005} \right)^2$$

VP sólo va a ser ejecutado en la dirección del flujo del aire y siempre es positiva. En la figura 1.1 se muestra gráficamente la diferencia entre VP y SP.

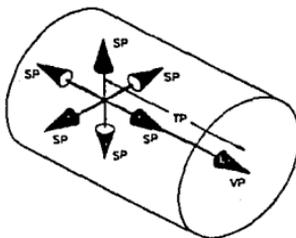


FIGURA 1.1 SP, VP Y TP EN UN PUNTO

Presión total (TP) es definida como la suma algebraica de las presiones estática y de velocidad o:

$$TP = SP + VP \quad [1.6]$$

La presión total puede ser positiva o negativa con respecto a la presión atmosférica y es una medida de la energía contenida en la corriente de aire, que siempre desciende cuando el flujo va en el sentido de la corriente. En el único lugar en el que aumentará será cuando cruce un ventilador.

La Presión Total puede ser medida con un tubo de impacto apuntado en contra de la corriente y conectado a un manómetro. La Presión Total va a variar en el ducto debido a los cambios de velocidad en el ducto y por lo tanto las lecturas particulares de la Presión Total no van a representar el contenido de energía.

El significado de estas presiones puede ser ilustrado como sigue. Asuma un segmento de ducto con sus extremos sellados y hubiera una presión estática de 0.1 psi por encima de la presión atmosférica como se muestra en la Figura 1.2. Si un pequeño agujero fuera taladrado (de 1/16 " a 3/32") fuera taladrado en la pared del ducto y conectado a un lado de un manómetro diferencial, la lectura va a ser aproximadamente 2.77 "wg. Nótese como el manómetro que está al lado izquierdo es desviado. Si el agua que está al lado del manómetro y que está expuesta a la atmósfera es mayor que el nivel de agua conectado al ducto, entonces la lectura va a ser positiva (mayor que la atmosférica). Y porque no hay

velocidad, la presión de velocidad es 0 y entonces $SP=TP$. Una probeta que se ubica de cara al flujo es llamada un tubo de impacto y medirá la presión total (TP). En este ejemplo, el manómetro que está conectado al lado derecho del tubo de impacto también va a marcar 2.77 "wg.

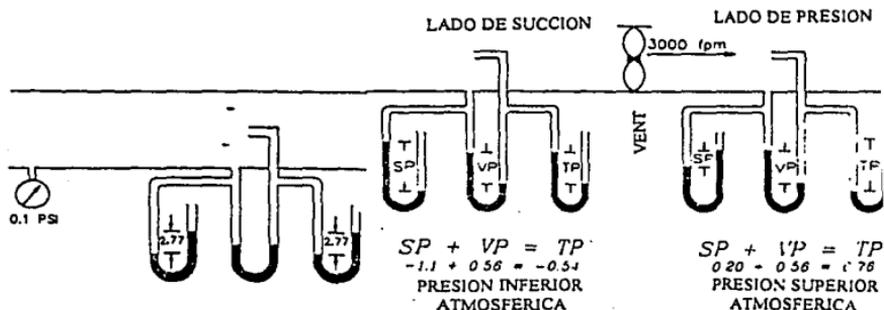


FIGURA 1.2. MEDIDAS DE SP, VP Y TP EN UN TUBO CON PRESION

FIGURA 1.3. SP, VP Y TP EN ESTE PUNTO DEL SISTEMA DE VENTILACION

Finalmente, si un lado del manómetro estuviera conectado al tubo de impacto y el otro lado estuviera conectado a la entrada de la presión estática (la del centro), el manómetro hubiera marcado la diferencia entre las dos presiones. Como $VP = TP - SP$, un manómetro

Si los extremos del ducto fueran removidos y un ventilador fuera puesto en la mitad del ducto, la situación podría cambiar como se muestra en la Figura 1.3. Antes del ventilador, SP y TP son negativas (menores a la atmosférica). Este es el llamado lado de succión. Después del ventilador, ambos SP y TP son positivos (mayor que la atmosférica), este es el lado de presión. Sin tomar en cuenta que lado del ventilador es considerado, VP siempre es positiva. Nótese que la dirección en que el manómetro es desviado nos muestra si SP o TP son positivas o negativas con respecto a la presión atmosférica local.

1.5 PRINCIPIOS DEL FLUJO DE AIRE

Dos principios básicos de la mecánica de fluidos gobiernan el flujo de aire en sistemas de ventilación industrial: la conservación de la masa, y la conservación de energía. Estas son esencialmente leyes que establecen que toda masa y toda energía deben ser tomados en cuenta.⁶

Esta tesis no abarca la mecánica de fluidos, pero cualquier libro de mecánica de fluidos nos va a demostrar la derivación de estos principios. Sin embargo, es importante saber suposiciones simplificadas como las incluidas en los principios siguientes:

Ed. McGraw-Hill, México, 1983, pág 31.

⁶OP.CIT. Herman Rietschel, Tratado de Calefacción, Ventilación y Acondicionamiento de Aire, pág 37.

1.- Los efectos en la transformación del calor son indiferentes. Si la temperatura dentro del ducto es significativamente diferente a la temperatura del aire que rodea al ducto, la transformación del calor ocurrirá. Esto nos llevará a tener cambios en la temperatura del aire en el ducto y en consecuencia tendremos cambios en el valor del flujo volumétrico.

2.- Los efectos de condensación son indiferentes. Y si la baja de presión del principio del sistema al ventilador es mayor que 20 "wg, entonces la densidad va a cambiar en un 5% y el flujo volumétrico también va a cambiar.

3.- El aire debe ser seco. Vapor de agua en la corriente de aire va a reducir la densidad del aire, y si se presenta este efecto se debe hacer la corrección correspondiente.

4.- El peso y volumen del contaminante en la corriente de aire son ignorados. Esto es permisible para las concentraciones de contaminantes en sistemas de ventilación de exhausto. Para grandes concentraciones de sólidos o grandes cantidades de gases que no sean aire, se deben hacer las correcciones correspondientes.

La conservación de la masa requiere que el cambio neto del valor del flujo de la masa debe ser cero. Si los efectos discutidos arriba son insignificantes, entonces la densidad va a ser constante y el cambio neto en el valor del flujo volumétrico (Q) debe ser cero. Por lo tanto, el valor del flujo que entra a una campana debe ser el mismo valor que el flujo que pasa a través del ducto saliendo de la campana. En la entrada de una unión, la suma de los dos flujos que entran al aditamento debe ser igual al que lo abandona. En una "y" divergente, el valor del flujo entrando a la "y" debe igualar la suma de los valores que lo dejaron. La Figura 1.4 ilustra estos conceptos.

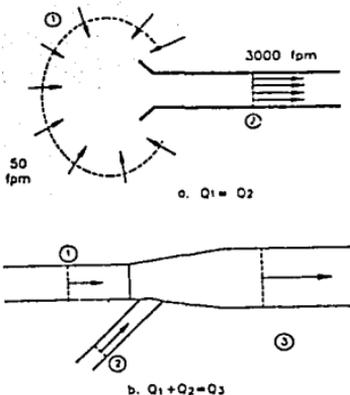


FIGURA 1.4. FLUJOS VOLUMETRICOS EN VARIAS SITUACIONES. A.- FLUJO A TRAVES DE UNA CAMPANA B.- FLUJO A TRAVES DE UNA ENTRADA DE UNION

La conservación de energía significa que todos los cambios de energía deben ser tomados en cuenta como flujos de aire de un punto a otro. En términos de las presiones que definimos, este principio puede ser expresado como:⁷

$$TP_1 = TP_2 + h_L \quad [1.7]$$

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2 + h_L$$

⁷OP.CIT.Industrial Ventilation, Committee on Industrial Ventilation, pág 1.5.

donde:

Subíndice 1: Algún punto en contra de la corriente.

Subíndice 2: Algún punto a favor de la corriente.

h_L : La pérdida de energía en el aire cuando fluye del punto que va en contra de la corriente al punto que va a favor de la corriente.

Nótese que, de acuerdo con este principio, "la presión total debe caer en dirección del flujo".³

La aplicación a estos principios va a ser demostrada por un simple análisis de un sistema mostrado en la Figura 1.5. La cubierta de esmeril requiere 300 cfm y un diámetro en el ducto de 3.5 pulgadas (0.0668 ft²)

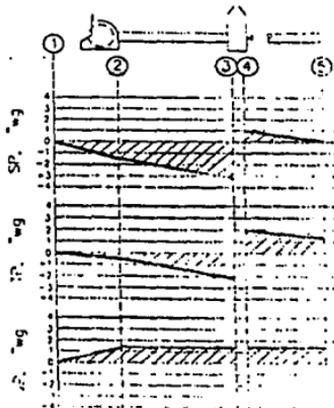


FIGURA 1.5.- VARIACIONES DE SP, VP Y TP A TRAVÉS DE UN SISTEMA DE VENTILACION

³AD.LIT. Industrial Ventilaton, Comittee on Industrial Ventilaton, pág 1.6

1.6 ACELERACION DEL AIRE Y PERDIDAS POR ENTRADAS A CAMPANAS

Los flujos de aire desde una habitación (punto uno de la figura 1.5) atravesando la campana hasta llegar al ducto (punto 2 de la figura 1.5) donde la velocidad puede ser calculada por esta fórmula básica:

$$\begin{aligned} V &= \frac{Q}{A} && [1.3] \\ &= \frac{300}{0.0668} = 4490 \text{ fpm} \end{aligned}$$

Esta velocidad corresponde a la presión de velocidad de 1.26 "wg, asumiendo aire standard.

Si no hay pérdidas asociadas con la entrada en una campana, y luego aplicando el principio de la conservación de la energía tenemos (Fórmula 1.7)⁹

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2$$

⁹CFR. Woods of Colchester Ltd, Práctica de la Ventilación, Ed. Blume, España, 1970, pág 121.

Este es el conocido principio de Bernoulli de la mecánica de fluidos. El subíndice 1 se refiere a las condiciones de la habitación donde la presión estática es la atmosférica ($SP_1=0$) y la velocidad del aire está muy cerca de ser cero ($VP_1=0$), por lo tanto el principio de energía se produce.

$$SP_2 = - VP_2 = -1.26 \text{ "wg}$$

Aunque no hubieran habido pérdidas, *"la presión estática debe disminuir debido a la aceleración del aire por la velocidad del ducto"*.¹⁰

En realidad, hay pérdidas cuando el aire penetra a la campana. Estas pérdidas de entrada (h_e) son normalmente expresadas como un coeficiente negativo (F_h) multiplicado por la presión de velocidad del ducto, entonces $h_e = F_h VP$. Entonces el principio de conservación de energía se convierte a:

$$SP_2 = - (VP_2 + h_e) \quad [1.8]$$

El valor absoluto de SP_2 es conocido como succión estática de la campana (SP_h). Entonces:

¹⁰AD.LIT. Woods of Colchester. Guía Práctica de la Ventilación, pág 137.

$$SP_h = - SP_2 = VP_2 + h_e \quad [1.9]$$

Para el ejemplo de la Figura 1.5, asumiendo una pérdida de 0.40

$$SP_h = VP_2 + F_h VP_2$$

$$SP_h = 1.26 + (0.40)(1.26)$$

$$SP_h = 1.26 + 0.50$$

$$SP_h = 1.76 \text{ "wg}$$

En resumen, la presión estática en la parte anterior a la campana, es negativa debido a dos efectos:

1. Aceleración del aire por la velocidad del ducto, y
2. Pérdida por entrar a una campana.

En la gráfica, nótese que $TP_2 = - h_e$, lo que confirma la premisa que dice que la presión total disminuye en la dirección del flujo.

Un método alternado para describir las pérdidas por entrar a una campana es por medio del coeficiente de entrada a la campana (C_e). Este coeficiente se define como la raíz cuadrada del valor de la presión de velocidad del ducto entre la succión estática de la campana, o:

$$C_e = (VP/SP_h)^{1/2} \quad [1.10]$$

Si no hubiera pérdidas, entonces $SP_h = VP$ y $C_e = 1.00$. Pero, como las campanas siempre tienen pérdidas, C_e siempre es menor a 1.00. En el caso de la Figura 1.5:

$$\begin{aligned}C_e &= (VP/SP_h)^{1/2} \\ &= (1.26/1.76)^{1/2} \\ &= 0.845\end{aligned}$$

Una importante característica de C_e es que es una constante para cualquier campana dada. Y puede ser usado para determinar el valor del flujo si la succión estática de la campana es conocida. Esto es porque:¹¹

$$Q = VA = 1096 * A * (VP/\rho)^{1/2} = 1096 A * C_e * (SP_h/\rho)^{1/2} \quad [1.11]$$

Para aire standard esta ecuación se convierte a:

$$Q = 4005 * A * C_e * (SP_h)^{1/2} \quad [1.12]$$

Para el ejemplo de la figura 1.5:

$$Q = 4005(0.0668)(0.845) (1.76)^{1/2} = 300 \text{ cfm}$$

¹¹OP.CIT. Industrial Ventilation, Committee on Industrial Ventilation, pág 1.8.

Usando C_e y una medida de SP_h el valor del flujo en una campana puede ser determinado y llegar a ser corregido si el flujo calculado no va de acuerdo con el valor del flujo diseñado.

1.7 PERDIDAS EN EL DUCTO

Hay dos componentes en la pérdida de la presión total en el transcurso por el ducto:

- 1) Pérdidas por fricción
- 2) Pérdidas por aditamentos.

1.7.1 Pérdidas por fricción

Las pérdidas debido a la fricción en ductos son una función complicada de la velocidad del ducto, diámetro del ducto, densidad del aire, viscosidad del aire, y la dureza de la superficie del ducto. Los efectos de velocidad, diámetro, densidad y viscosidad son combinados para formar el *número de Reynolds* (Re), representado así:

$$Re = \frac{\rho d v}{\mu} \quad [1.13]$$

donde:

d = diámetro, pies

v = velocidad, pies/seg

μ = viscosidad del aire, lbm/s-ft

El efecto de la rugosidad de la superficie es normalmente dado por la *rugosidad relativa*, que es el valor promedio de la altura de las rugosidades de una superficie, y es definida como la altura (k) promedio de la rugosidad en un tipo particular de material, entre el diámetro del ducto. Algunos valores de la dureza absoluta de la superficie que son usados en sistemas de ventilación son dados en la Tabla que sigue:

Material del Ducto	K (pies)
Metal galvanizado	0.0005
Hierro de Fundición	0.00015
Aluminio	0.00015
Acero Inoxidable	0.00015

Tabla 1. Rugosidad absoluta en superficies.

L. F. Moody combinó éstos efectos en un solo diagrama, usualmente llamado el *diagrama de Moody* (ver Figura 1.6). Si conocemos el número de Reynolds y la dureza relativa, el *factor de fricción (f)*, puede ser encontrado.

Una vez encontrado, el factor de fricción es usado en la fórmula del factor de fricción de Darcy - Weisbach, y así determinar las pérdidas por la fricción en el ducto:¹²

$$h_L = f \frac{L}{d} VP \quad [1.14]$$

donde:

h_L = Pérdidas por fricción en el ducto, "wg

f = factor de fricción del diagrama de Moody (sin dimensión)

L = Largo del ducto, pies

d = diámetro del ducto, pies

VP = Presión de velocidad en el ducto, "wg

Hay muchas fórmulas disponibles para soluciones por computadora al diagrama de Moody. Una de ellas es la de Churchill, que da resultados exactos sobre el rango entero de flujo laminar, crítico y turbulento, todo en una sola fórmula. La fórmula es:¹³

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A+B)^{3/2} \right]^{1/12} \quad [1.15]$$

donde:

$$A = \{-2.457 \ln [(7/Re)^{0.9} + (k / 3.7D)]\}^{16}$$

¹²IDEM, pág 1.8.

¹³IDEM, pág 1.9.

$$B = (37,530 / Re)^{16}$$

Cuando se puede usar, esta fórmula es difícil de utilizar sin una computadora. Varios intentos se han hecho para simplificar la manera de sacar las pérdidas por fricción para situaciones específicas. Por varios años diagramas basados en la fórmula de Wright [1.3] han sido utilizadas en el diseños de sistemas de ventilación:

$$h_L = 2.74 \frac{(v/1000)^{1.9}}{D^{1.22}} \quad [1.16]$$

donde:

V = Velocidad del ducto, fpm

D = diámetro del ducto

Esta fórmula nos da la pérdidas por fricción, expresadas como "wg por 100 pies de tubo, para un aire standard de 0.075 lbm / ft³ de densidad y que fluye por un tubo limpio, redondo, galvanizado y teniendo aproximadamente 40 uniones de brida por cada 100 pies (K = 0.0005 ft.), y esto es la base para la tabla de fricción de largo equivalente.

Más tarde, el trabajo de Loeffler, que presentó fórmulas para usarlas en el método de cálculo de "*la presión de velocidad*". Usando valores standard de la dureza de la superficie las fórmulas eran obtenidas, y que podían ser usadas junto con la fórmula de Darcy - Weisbach en esta forma:

$$hL = (12f/D)L VP = HrL VP \quad [1.17]$$

donde el "12" es utilizado para convertir de pies a pulgadas.

Fórmulas simplificadas fueron determinadas para el flujo del aire standard a través de ductos de diferentes materiales y estas fórmulas dan resultados acertados (menos de un 5% de error). Las fórmulas resultantes son:

$$Hf = 12f/D = aV^b/Q^c \quad [1.18]$$

donde la constante "a" y los exponentes "b" y "c" varían de acuerdo al material del ducto como se muestra en la tabla 2. Nótese que no se hizo ninguna relación con el ducto extremadamente duro y flexible con alambres expuestos.

MATERIAL	k, Ft	a	b	c
Al, Fe, Acero	0.00015	0.0425	0.465	0.602
Lamina Galv.	0.0005	0.0307	0.533	0.612
Ducto Plástico	0.003	0.0311	0.604	0.639

Tabla 2.- Constantes de correlación

1.7.2 Pérdidas por Aditamentos

Los aditamentos (codos, entradas, etc.) van a producir una pérdida en la presión total en su transcurso por el ducto. Estas pérdidas son dadas por uno de dos métodos:

- 1) Método de la presión de velocidad.
- 2) Método de la longitud equivalente.

En el método de la presión de velocidad, las pérdidas de aditamentos son dadas por un coeficiente negativo (F) multiplicado por la presión de velocidad en el ducto. De esta manera:

$$h_L = F VP \quad [1.19]$$

En contracciones, entradas o expansiones, hay diferentes presiones de velocidad. El apropiado para usarse con el coeficiente negativo va a ser identificado donde los coeficientes están enlistados.

En el método de longitud equivalente, el aditamento es considerado equivalente a la longitud de un ducto recto que va a producir la misma pérdida que el aditamento. Esta función va de acuerdo con el tamaño del ducto y la presión de velocidad.

En la figura 1.5, la recta de 15 pies es un ducto galvanizado de diámetro constante que conecta la campana a la entrada del ventilador. Porque el área del ducto es constante, su velocidad, y por eso, la presión de velocidad, también es una constante para cualquier valor de flujo dado. El principio de energía es:

$$SP_2 + VP_2 = SP_3 + VP_3 + h_L$$

donde el subíndice 3 se refiere a la localización de la entrada del ventilador. Porque $VP_2=VP_3$, las pérdidas van a parecer como una reducción en la presión estática (entonces también va a haber la reducción en la presión total correspondiente). La pérdida por la fricción puede ser encontrada con la fórmula [1.17] y con la ayuda de la fórmula [1.18].

$$Hr = 0.0307 \frac{V^{0.533}}{Q^{0.612}}$$

$$Hr = 0.0307 \frac{4490^{0.533}}{300^{0.612}}$$

$$Hr = 0.0828$$

De la fórmula [1.17], $h_L = (0.0828)(15)(1.26) = 1.56$ "wg. Usando esto en el principio de energía:

$$SP_3 = SP_2 - h_L = -1.76 \text{ "wg} - 1.56 \text{ "wg} = -3.32 \text{ "wg}$$

Otro tramo de 10 pies del ducto es conectado al lado descargado del ventilador. Las pérdidas desde el ventilador hasta el final del sistema va a ser cerca de 1.04 "wg. Porque la presión estática al final del ducto debe ser la atmosférica ($SP_4=0$) el principio de energía resulta de la manera que sigue:

$$SP_4 = SP_3 + h_L = 0 \text{ "wg} + 1.04 \text{ "wg} = 1.04 \text{ "wg}$$

De esta manera, la presión estática a la salida del ventilador debe ser mayor que la atmosférica en una cantidad igual a las pérdidas en el ducto de descarga.

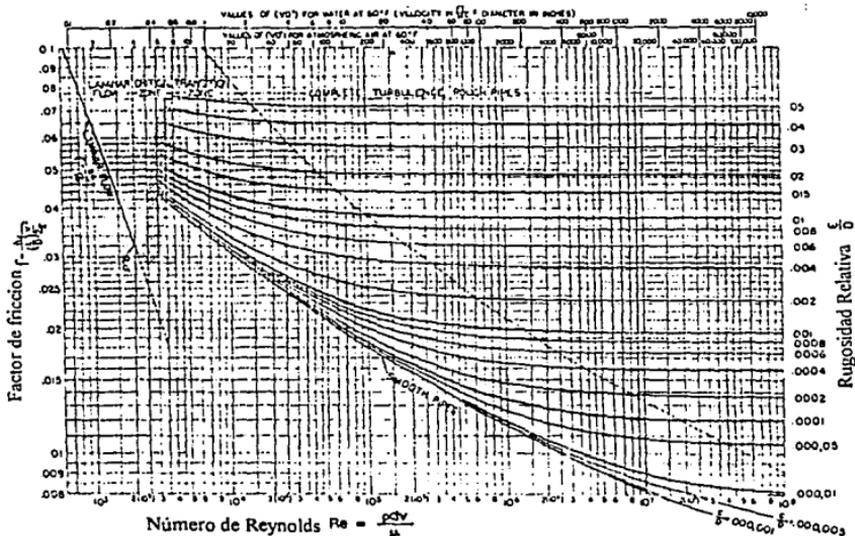


FIGURA 1.6 - DIAGRAMA DE MOODY

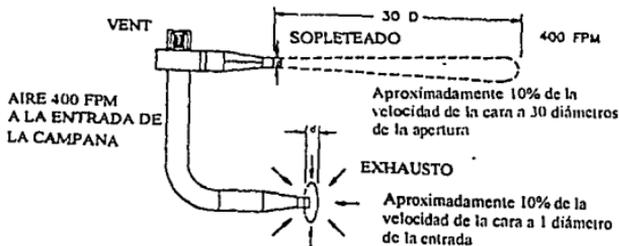


FIGURA 1.7. DIFERENCIA ENTRE SOPLETEADO CONTRA EXHAUSTO

CAPITULO II
PLANTEAMIENTO DE LA
PROBLEMATICA

2.1 Preliminar

El objetivo de este capítulo es el de englobar en una sola sección la problemática existente en todas las áreas que tenían un problema de emisión de contaminantes dentro de Cameron Iron Works de México. Para este efecto se realizó un recorrido por la planta y se detectaron algunos focos de emisión de contaminantes. Se realizó un reporte en el cual se describió detalladamente cada uno de los puntos problema que fueron encontrados. Se nos pidió que se cotizara el trabajo para cada uno de estos puntos y fueron elegidos los puntos en los que el problema era mucho mayor y mas notorio. Los puntos para los que se realizaria trabajo eran los siguientes:

- 1.- Tinas de tratamiento térmico
- 2.- 2 Tornos que utiliza aceite como medio de lubricación
- 3.- La zona de la carpintería

A continuacion se describirá a mayor detalle lo que ocurría en cada una de esta zonas productivas dentro de la planta de Cameron Iron Works.

2.2 Tinas de tratamiento Térmico

El problema que se encontró en Cameron Iron Works dentro del área de tratamiento térmico era que al sumergir los elementos metálicos que iban a ser tratados

térmicamente mediante un temple por medio de aceite, era el que al sumergir las piezas dentro del aceite se generaba una gran cantidad de vapor de aceite junto con humo producido por la combustión de un poco de aceite (el aceite que se encontraba mas cercano a la pieza llegaba a quemarse y producir humo de combustión), mismos que son nocivos si llegan a ser respirados por obreros o personal en general que rodeaba la zona de temple, a la vez que son contaminantes ambientales si son arrojados a la atmósfera.

Siendo este el problema, y debido a que las normas ambientales y de control de contaminantes en la Ciudad de México, y como su cumplimiento se han vuelto mas estrictas, Cameron Iron Works requería de un dispositivo que le ayudara a bajar estos niveles de contaminantes dentro de esta área de proceso.

Fue por esto que se inició un proyecto para el diseño y fabricación del dispositivo antes mencionado para resolver el problema con el que contaban en aquel momento.

2.3 Tornos

El problema que se encontró en Cameron Iron Works dentro del área de maquinado, específicamente en dos de los tornos que eran más frecuentemente usados era el que desprendían mucho vapor de aceite. Estos tornos utilizan aceite como agente enfriador y antifriccionante. Lo que al momento de hacer girar la pieza y trabajarla con el herramental, el calor que se producía era lo suficientemente grande para provocar que el aceite se evaporara, produciendo así grandes cantidades de humo de color blanco azulado. Lo cual resulta ser bastante contaminante y es uno de los

puntos en los cuales los organismos encargados de la protección ambiental fijan mayor atención.

Siendo este el problema, y debido a que las normas ambientales y de control de contaminantes en la Ciudad de México, y como su cumplimiento se han vuelto más estrictas, Cameron Iron Works requería de un dispositivo que le ayudara a bajar estos niveles de contaminantes dentro de esta área de proceso.

Fue por esto que se inició un proyecto para el diseño y fabricación del dispositivo antes mencionado para resolver el problema con el que contaban en aquel momento.

2.4 Carpintería

El problema que se encontró en Cameron Iron Works dentro del área de la carpintería era el desprendimiento de partículas y polvo de madera, que era provocado por dos sierras circulares, una sierra de cinta y una garlopa eléctrica. Estas máquinas desprenden una gran cantidad de polvo de madera cuando ésta es trabajada en cualquiera de las máquinas antes mencionadas. Este polvo solía mezclarse en altas concentraciones en el aire dentro de la zona de carpintería provocando poca visibilidad y la necesidad de los carpinteros de utilizar mascarillas para evitar el respirar el polvo de madera suspendido en el aire.

Siendo este el problema, y debido a que las normas ambientales y de control de contaminantes en la Ciudad de México, y debido a que se han vuelto más estrictas,

Cameron Iron Works requería de un dispositivo que le ayudara a bajar estos niveles de contaminantes dentro de esta área de proceso.

Fue por esto que se inició un proyecto para el diseño y fabricación del dispositivo de recolección de polvo de madera para resolver el problema con el que contaban en aquel momento.

En los capítulos III, IV y V se encontrará el detalle del diseño hecho para cada una de estas zonas de problema.

CAPITULO III
TINAS DE TRATAMIENTO
TERMICO

1.- Planteamiento del Problema

- Definición del Problema

La definición del problema que ocurría dentro del área de tratamiento térmico se encuentra descrita en el Capítulo II de este trabajo.

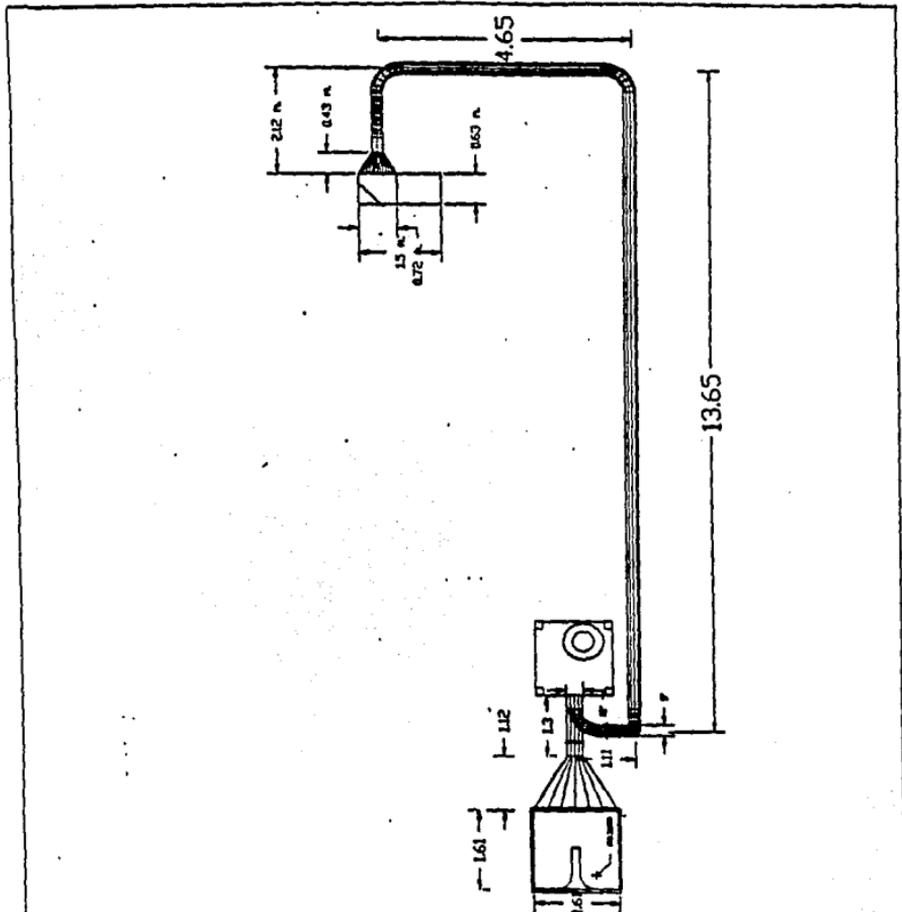
- Situación antes del Proyecto

Antes de comenzar los trabajos en Cameron Iron Works el área de tratamiento térmico, constaba de dos centros de trabajo. El primero, y el que producía una mayor cantidad de contaminantes, era donde se templaban las piezas más grandes (ver fig.3.1 y 3.2) la cual medía 1.61x1.61m x 1.00m de altura, la cual se encontraba llena al 80% de aceite en donde se sumergían algunos elementos que conformaban la válvulas que se fabrican en esta planta, los cuales salían de un horno que se encontraba a algunos metros de ahí. Las piezas eran transportadas del horno a la tina mediante el uso de una grúa viajera la cual introducía la canastilla conteniendo la piezas calientes dentro de la tina para ser tratadas térmicamente.

El segundo centro de trabajo al cual se hace mención es donde se trata térmicamente a unas pequeñas compuertas que se encuentran dentro de la válvula, este proceso se hacía

manualmente (ver fig. y 3.2 3.2), en donde un obrero calentaba estas compuertas en un pequeño horno de inducción y posteriormente pasaba manualmente (utilizando guantes de protección) estas compuertas a la segunda tina de inmersión, la cual media escasos 0.72x0.63 x 1.00m de altura.

Debido al volumen del material tratado térmicamente se podía observar que la primera tina era la que producía una mayor cantidad de contaminantes que la segunda, en la que los elementos que eran tratados térmicamente eran de mucho menor tamaño.



VELUM SERVICIO Y TECNOLOGIA	Cliente: Cameron	Todas las cotas y mediciones están en metros	REVISO
Ujo: Manuel Belauzonar Reviso: Ing. Javier Lozano Fecha: 22 de mayo 1998	Escala: Tinajas de tratamiento térmico	(de lo contrario se especifica unidades)	APROBO

FIGURA 3.1 - PLANO TINAS TRATAMIENTO TERMICO (PLANTA)

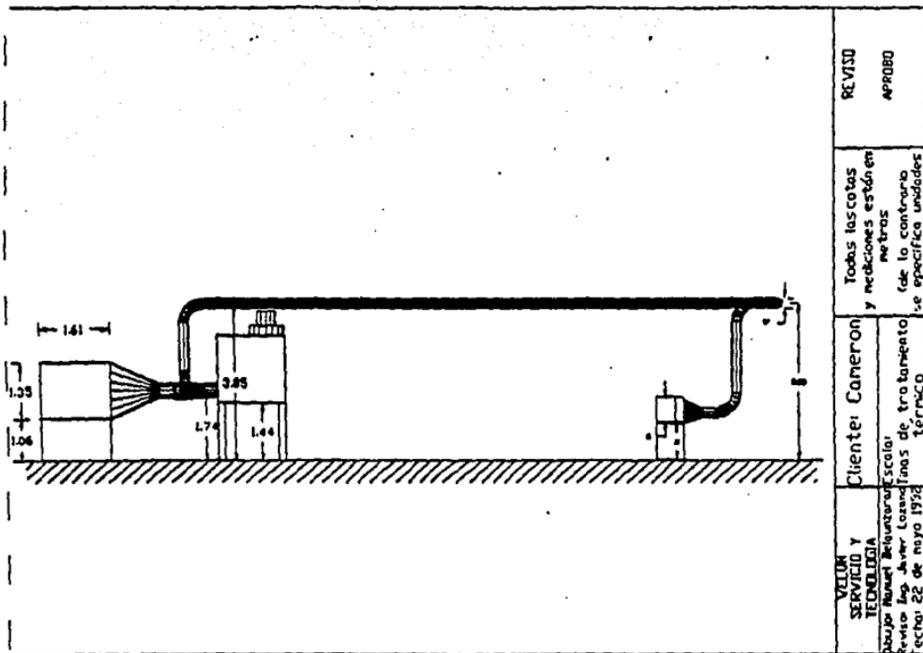


FIGURA 3.2 - PLANO TINAS TRATAMIENTO TERMICO (FRENTE)

- Solución Preliminar

Como una solución preliminar para el problema que presentaba Cameron Iron Works era la de instalar campanas recolectoras de gases sobre cada una de las tinas de tratamiento térmico, las cuales serían conectadas a un colector de niebla que fuera de la capacidad suficiente para poder absorber esa cantidad de vapor y que contara con un filtro el cual pudiera captar esas partículas y no ser un estorbo para la succión de vapores. También el diseño de este aparato debería acoplarse a la estructura y funcionalidad de la planta y presentar una ubicación de los aparatos que no provocaran grandes costos de instalación y/o mantenimiento.

2.- Alternativas de Solución y Selección de la Solución definitiva.

Para la realización de este proyecto se tomaron en cuenta diversos factores que influyen en el diseño preliminar de un sistema anticontaminante industrial. Teniendo como los principales elementos o factores para esta fase del proyecto a:

1. Selección del método de extracción de gases
2. Selección del extractor
3. Selección del medio filtrante
4. Ubicación de los elementos de extracción y limpieza
5. Diseño de las trayectorias de las líneas de extracción
6. Selección de la Toma (aditamentos).

1. **Selección del método de extracción de gases:** Contamos con dos métodos convencionales de extraer el aire en un sistema anticontaminante; el primero de estos métodos es mediante el uso de un elemento de extracción de aire en la zona de aire sucio que succiona el aire sucio de la toma y lo impulse hacia los medio filtrantes (ver fig. 3.3). El segundo método consiste en ubicar el elemento de extracción en el lado limpio del aire, lo cual succiona aire sucio de la toma y lo hace pasar a través del medio filtrante (ver fig. 3.4).

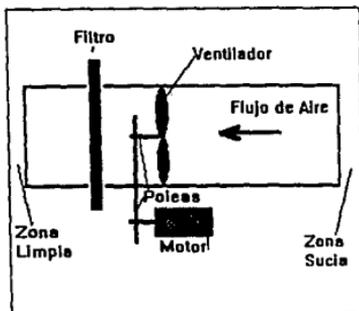


Figura 3.3 - Sistema de Extracción Lado sucio

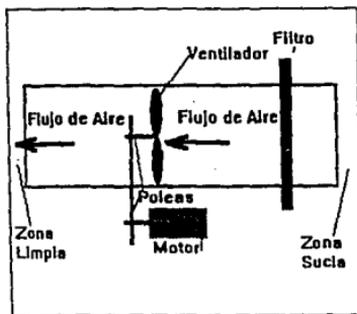


Figura 3.4 - Sistema de Extracción Lado limpio

Se hizo la elección del método de extracción de aire en favor de la segunda opción, en donde ubicamos el elemento de extracción de aire en el lado limpio debido a los factores que a continuación se explican:

a) Al ubicar el elemento de extracción dentro del lado limpio del aire evitamos desgaste dentro del elemento de extracción debido a que los componentes de impulso de aire del elemento de extracción (estos elementos serán paletas, alabes, etc. dependiendo del tipo de

extractor que se elija) no entran en contacto con las partículas que se encuentran en suspensión en el aire. Probablemente se pensará en qué repercusiones podrá traer el que los componentes de impulso se encuentren en contacto con las partículas en suspensión, el siguiente ejemplo dará una idea de la magnitud del daño:

Si se suponen los siguientes factores, un ventilador axial que gira a 3000 r.p.m., con 3 paletas que tienen un área de 0.09 m^2 cada una (el tamaño de un ventilador casero con aspas cuadradas de aprox. 30cm de base[B] por 30 cm. de altura[H]) con una inclinación de las paletas de $\alpha=45^\circ$ con la línea de eje. Este ventilador gira en una atmósfera saturada de vapor de aceite, para no complicar mucho este ejemplo se tomará la atmósfera de aceite como esferas de aceite ($\delta= 870 \text{ kg/m}^3$) con un diámetro de 50μ y que el vapor ocupe la décima parte del volumen de la mezcla de vapor y aire (aprox. 8×10^9 esferas en 1m^3).

Obteniendo el volumen desplazado de mezcla aire-vapor en cada revolución del ventilador tenemos:

$$V_d = (B \sin \alpha)(\pi H^2) = 0.3 * 0.7071 * 3.1416 * .09 = 0.0599 \text{ m}^3 \text{ de aire/revolución}$$

Nota: Este es un cálculo aproximado meramente ilustrativo, ya que no se está tomando en cuenta el vástago ni el buje del ventilador

Ahora vemos que cantidad de aire expulsa por unidad de tiempo (flujo):

$$Q = V_d * \theta = 0.0599 * (3000/60) = 2.99 \text{ m}^3/\text{s}$$

La velocidad axial será de:

$$V_a = Q/A = 2.99/(2\pi \cdot 0.3) = 1.58 \text{ m/s}$$

Donde A es el área perpendicular del ventilador

La velocidad tangencial máxima de las paletas:

$$V_t = \omega H = 50 \cdot 0.3 = 15 \text{ m/s} \quad \text{Pero tomaremos un valor promedio al centro del ventilador (} V_t = 0 \text{)}$$

Por lo que trabajaremos con una velocidad tangencial promedio de 7.5 m/s

Calculando el peso aproximado cada esfera:

$$m = \rho V_{\text{esfer.}} = 870 \cdot 1.25\pi(50 \times 10^{-6})^3 = 4.27 \times 10^{-10} \text{ Kg}$$

Lo que nos da un peso del flujo de:

$$P = 4.27 \times 10^{-10} \cdot 2.99 \cdot 8 \times 10^9 = 10.94 \text{ Kg por revolución}$$

Que al golpear contra la paleta del ventilador le transfiere la energía cinética necesaria para alcanzar la velocidad axial:

$$E_k = 0.5mV^2 = 0.5(10.94)(1.58)^2 = 13.76 \text{ J en una revolución}$$

Y tomando en cuenta que gira a 50 Hz. nos da un trabajo de 688.1 Watts lo que en desgaste es una cantidad considerable para un ventilador que realmente es pequeño. Lo que nos demuestra el daño que puede generar el extraer aire del lado sucio.

b) El ubicar el elemento de extracción del lado sucio implicaría el tener que abrir el sistema para dar mantenimiento a los elementos de extracción ya que constantemente se ensuciaría y habría que limpiarlo para no provocar daños en el motor u otros mecanismos del elemento de extracción.

2. Selección del extractor: En cuanto al extractor, se tenía la opción de ubicar un extractor axial o uno radial (el nombre es de acuerdo a la dirección en la que provoca movimiento al aire). Después de analizar las cualidades de cada uno de estos extractores de definió del uso de un extractor radial ya que nos provee de una mayor eficiencia en la extracción en comparación al extractor axial, el cual requiere de grandes velocidades angulares para poder generar el mismo caudal que un extractor radial a menores velocidades. Específicamente el extractor que fue escogido era de tipo centrifugo.

3. Selección del medio filtrante: En cuanto a lo que toca la selección del medio filtrante, se requiere el analizar que tipo de elementos queremos filtrar y qué propiedades físicas tiene. En nuestro caso estamos tratando con vapor de aceite en su gran mayoría, para lo que vemos que tiene un diámetro (aprox.) de partícula 15 μ (micrones) y está siendo extraído a una temperatura promedio superior a los 200° C. También tomamos en cuenta que el proceso de temple no genera una niebla constante, sino es un proceso por

lotes (batch), en el cual hay un lapso de proceso y un lapso de receso lo cual nos puede ser útil en la selección del medio filtrante.

Tomando en cuenta el diámetro de partícula podemos apreciar que debemos escoger una maya o un filtro que tenga una separación de fibras menor al tamaño de la partícula, por lo que se escogió un filtro de fibra de tela.

Al mismo tiempo podemos ver que al venir el vapor caliente podemos ubicar algún elemento enfriador antes de que el aire llegue al filtro para poder condensar la mayor parte del aceite y así alargar la vida del filtro. Para este efecto, se pensó en ubicar una cámara de aire antes de los filtros en la cual existieran mallas metálicas las cuales estarían frías debido a que el proceso no es constante, dando tiempo así a la mallas metálicas de enfriarse entre proceso y proceso. Con esto, una gran parte de vapor de aceite se condensaría al pasar a través de la cámara de aire y de las mallas provocando así su decantación, lo cual podemos aprovechar para recuperar el aceite condensado para poder ser reutilizado.

Lo que nos da una idea de como deberá constituirse el módulo de filtrado (ver fig. 3.5), en el que deberemos conectar la toma de aire sucio en la parte inferior, para después pasar a la cámara de mallas metálicas a un nivel más alto (verticalmente), luego pasar a la zona de filtros y posteriormente pasar al extractor el cual se localizaría en el punto más alto del dispositivo.

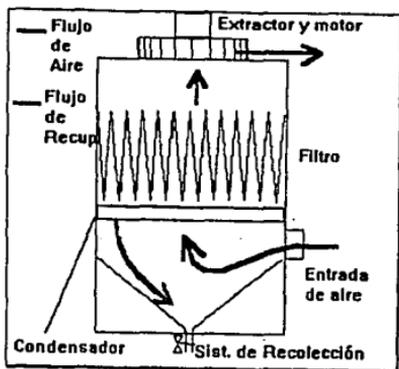
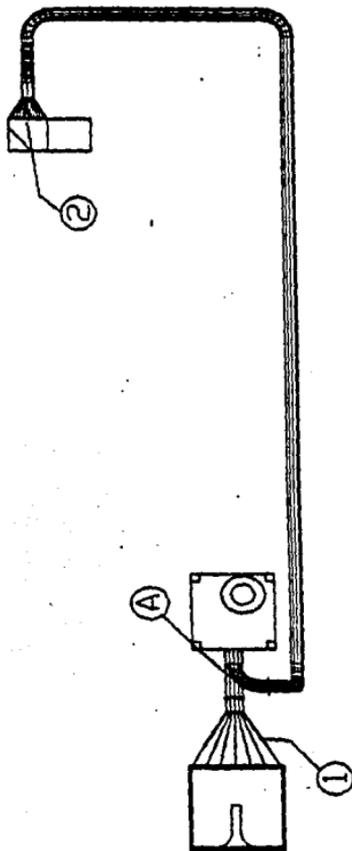


Figura 3.5 - Arreglo del sistema de recolección

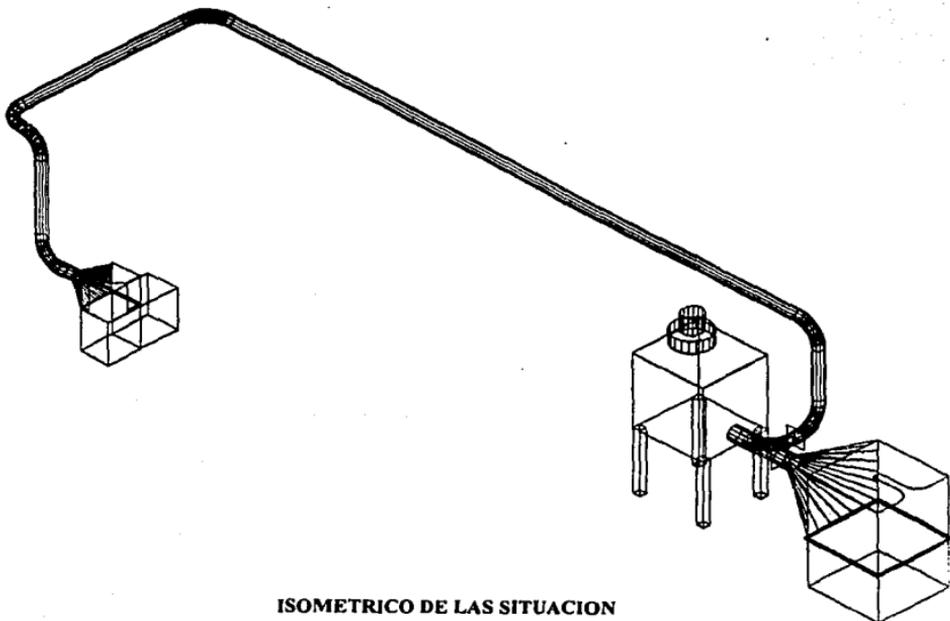
4. Ubicación de los elementos de extracción y limpieza y 5. Diseño de las trayectorias de las líneas de extracción: Para este punto se deberá analizar la localidad en la que serán implementados los dispositivos de control de contaminantes. Debido a que generalmente los dispositivos de control de contaminantes son implementados después de que la planta se encuentra en operación, la tarea de ubicar estos elementos dentro de la localidad puede llegar a complicarse debido al hecho de que ya la planta está funcionando y tienen cada espacio dentro de la localidad en cuestión ocupado para otras funciones de la planta (la mayoría de las plantas utilizan cualquier espacio libre para convertirlo en almacén), lo que generalmente se soluciona al tener que ubicar los elementos de control de contaminantes a grandes distancias del punto de generación de contaminantes, lo cual representa un gran aumento en costos ya que contamos con grandes distancias de transporte del fluido lo que se traduce en grandes pérdidas de presión por elementos de conducción, que representa un gasto mayor tanto en ductería como en extractor, el cual deberá ser de mucho mayor capacidad.

La situación en Cameron Iron Works por un lado (ver fig. 3.6) era un tanto favorable en esta área ya que se contaba con espacio cerca de los puntos de generación de contaminantes, lo cual nos permitiría ubicar un elemento central de succión conectado a las dos tomas. El único problema era una grúa viajera (la misma que introducía las piezas a templar dentro de la tina de mayor tamaño) que se encontraba sobre esta área, lo cual nos obligaba a que la ductería debería ser llevada siempre paralela y a muy poca distancia de los muros de esta área.

Ahora, tomando en cuenta la ubicación de las dos tinas (ver fig. 3.6) de tratamiento térmico, nos lleva a ver que la trayectoria más corta y única sería la que se encuentra señalada dentro de la fig. 3.6 y en los planos respectivos de la instalación de este diseño



VELUM SERVICIO Y TECNOLOGIA	Cliente: Cameron	Todas las cotos y mediciones están en metros	REVISO
Autor: Manuel Belunzarán Revisor: Ing. Javier Lozano Fecha: 22 de mayo 1992	Escala: Tinajas de tratamiento térmico	(de lo contrario se especifica unidades)	APROBO



**ISOMETRICO DE LAS SITUACION
EN LA ZONA DE TRATAMIENTO
TERMICO**

6.- **Selección de la Toma:** En cuanto a la selección de la toma, nos encontramos que debido a la cantidad de aire tan grande que era requerido succionar (debido a las dimensiones de la toma), lo más recomendable era utilizar una campana abierta. (ver fig.3.7). Esta campana estaría construida de lámina de acero calibre 18 y cuenta con un marco de refuerzo de acero de 1/4 de pulgada

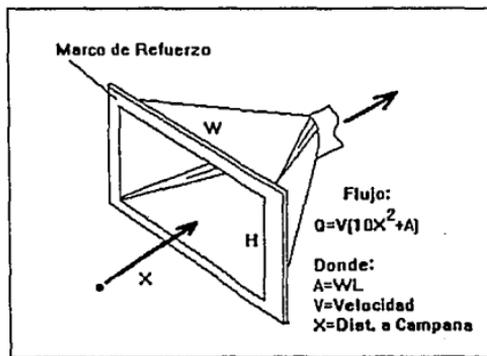


Figura 3.7 - Campana de extracción

3.- Cálculos y estimaciones.

3.1. Metodología

En cuanto al punto de cálculo, primeramente aclararé que sólo me enfocaré a los cálculos necesarios para lograr que este sistema sea eficiente y que la recolección de contaminantes sea efectiva (los cálculos estructurales de soportería y aditamientos quedan fuera de este estudio).

El factor fundamental para un sistema de succión de gases y partículas, es el diámetro de la sección transversal de la ductería que lleva este medio de succión (en este caso es aire). Es en base al diámetro de la ductería en el cual nos basaremos para el cálculo de pérdidas que se generen por fricción del medio de succión contra las paredes del ducto.

Primeramente se identifican las tomas de aire o lugares en donde se realizará la succión de los contaminantes. Una vez teniendo identificadas las tomas de aire, se calcula en base al volumen promedio que ocupa el contaminante y a la concentración respecto al aire que éste tenga, se calculan aproximados de velocidad y caudal de succión.

Hecho esto hay que identificar los tramos de ductería que se encuentren involucrados en el sistema, que como política de la empresa la ductería es de calibre 18 (aprox. 1mm de

espesor) llamándosele tramo a un segmento de ductería que se encuentra comprendida entre dos nodos. Y llamaremos nodo a cualquier toma, salida o unión de ducterías, ya sea entre ellas mismas o en unión con algún otro elemento (sin contar dobleces o cambios de dirección de la ductería).

Teniendo los tramos identificados, procedemos a calcular las pérdidas de presión que cada tramo genera, esto se realiza primeramente para los tramos de primer nivel o sea los que cuenten con una toma de aire, luego se procede a calcular los tramos de segundo nivel o sea los que recolecten aire de dos o mas tomas de primer nivel, luego los de tercer nivel o sea los que recolecten aire de los ductos de segundo nivel, y así consecutivamente hasta llegar a la salida del aire. Misma que toma en cuenta tanto el diámetro de la ductería, así como la longitud del tramo, el material (que para este caso utilizaremos lámina galvanizada de acero 1040), la velocidad estimada del medio de succión (aire) como factores fundamentales en el cálculo de la pérdida de presión del tramo de ductería.

Teniendo identificadas las pérdidas de los tramos de primer nivel, se ubica en la unión de dos tramos de primer nivel y se comparan las caídas de presión que se generan para cada tramo de primer nivel, estas dos caídas de presión deberán ser iguales en magnitud para que el sistema se encuentre balanceado, de no ser así, al instalar el sistema éste tratará de balancearse por sí mismo lo que nos generará que su funcionamiento no es que se predijo en los cálculos. Así pues, se deberá ir balanceando todas la uniones de tramos para poder tener un sistema globalmente balanceado. Este cálculo no es tan fácil como suena, ya que se trata de un cálculo iterativo, en donde se variará el diámetro de la ductería y la velocidad de succión de aire para lograr un sistema balanceado.

3.2 Cálculos

Para comenzar los cálculos primero que nada hay que tener definido el diámetro y la velocidad del aire dentro del ducto. Este cálculo es iterativo debido a que primero se calculan los tramos de primer nivel (los que se encuentran comprendidos entre la toma de aire y alguna unión o cambio de sección) para luego comparar en alguna intersección las pérdidas de presión sufridas por cada uno de los tramos que llegan a esta unión, si se llega a dar el caso de que no coincidan (que por lo general no coinciden a la primera vez) se debe variar ya sea el diámetro o la velocidad o el flujo volumétrico (manteniéndose dentro de un rango definido para cada toma) para lograr que las pérdidas de presión de los diferentes tramos que llegan a una unión se encuentren balanceadas. Por esta razón, únicamente se mostrarán los valores definitivos para evitar el mostrar todas las iteraciones que se efectuaron. Como herramienta se definió dentro de una hoja electrónica de cálculo las fórmulas utilizadas para generar los valores de ductería con lo que únicamente se variaban los valores de diámetro, flujo volumétrico y velocidad y la hoja electrónica calculaba automáticamente las pérdidas para cada tramo, las pérdidas acumuladas, y los diferentes datos necesarios para lograr balancear la ductería.

Para el caso de las tinas de tratamiento térmico, primero tomaremos el tramo comprendido entre la tina grande y la unión de este tramo con el tramo proveniente de la tina de tratamiento pequeña. Este tramo ha sido identificado como A-1

Para este tramo contamos con los siguientes valores:

Flujo Volumétrico (o caudal) : $Q = 4,000$ cfm (pies cúbicos por minuto)

Velocidad Mínima de Transporte: $V_m = 3,000$ fpm (pies por minuto)

y un Diámetro de $D = 12.00$ pulgadas.

Ahora procedemos a calcular el área del ducto que estará dado por la fórmula del área de un círculo:

$$A = \pi * r^2 = \pi * (12.00/24.00)^2 = 0.7854 \text{ ft}^2$$

La velocidad real del ducto será:

$$V_r = Q / A = 4000 / 0.7854 = 5092.94 \text{ fpm}$$

La velocidad de presión del ducto estará dada por la fórmula :

$$V_p = (V_r / 4005)^2 = (5093 / 4005)^2 = 1.6171 \text{ "wg (pulgadas de agua)}$$

Ahora el factor de pérdida en la entrada del ducto (este valor será cero para todos los tramos a excepción de las tomas) Este valor depende de el tipo de campana que se está utilizando en la toma.

El factor de pérdida para este tipo de campana es de $F_e = 1.1$.

El factor de aceleración nos indica qué tanta aceleración ha sufrido el aire para entrar al tramo en cuestión. El valor de este dato para tramos con tomas de aire es de 1 ya que el aire debe ser desviado de su lugar y acelerado para comprimirlo y hacerlo entrar dentro de la ductería. Para tramos que no tengan toma de aire el valor para este campo es de cero.

$$F_a = 0$$

Las pérdidas en el ducto por velocidad de presión es la suma de los factores de pérdida provocada por la campana. El valor para la ductería utilizada en este proyecto es de:

$$P_{vp} = F_a + F_e = 1.1 + 1 = 2.1.$$

Ahora calculamos la pérdida de presión en la entrada del ducto (o sea en la toma) que estará dado por la fórmula:

$$P_{entrada} = V_p * P_{vp} = 1.6171 * 2.1 = 3.40 \text{ "wg}$$

Y debido a que no se cuentan con otros aditamentos dentro de la tubería que nos den otro tipo de pérdidas, la suma de las pérdidas de presión dentro de la toma es de las pérdidas de presión en la entrada del ducto.

$$P_{campana} = P_{entrada} + \text{Otras Pérdidas} = 3.40 + 0 = 3.40 \text{ "wg}$$

Ahora dentro de la ductería en sí, vemos que el tramo en cuestión tiene una longitud total de $L = 3 \text{ ft}$.

Luego obtenemos el factor de pérdidas por fricción, provocada por la rugosidad del ducto. Estas pérdidas están dadas por la siguiente fórmula:

$$H_f = 0.0307 * (V_r^{0.533} / Q^{0.612}) = 0.0307 * (5093^{0.533} / 4000^{0.612}) = 0.0181$$

Para calcular las pérdidas por fricción por velocidad de presión se toma en cuenta la siguiente fórmula:

$$P_f = H_f * L = 3 * 0.0181 = 0.0544$$

Tomando en cuenta el número de codos a 90° que tiene la sección $N_c = 0$.

Y las pérdidas por codos en el tramo está dado por : $P_c = N_c * 0.27 = 0$. El factor 0.27 proviene de la siguiente tabla de acuerdo a la siguiente tabla (donde r es el radio de la curva que se describe el codo y D es el diámetro del ducto)

r/D	Factor
1.5	0.39
2.0	0.27
2.5	0.22

TABLA 3.1 - FACTOR DE PERDIDAS EN CODOS (POR RELACION r/D)

Ahora se contabiliza el número de entradas que tenga el tramo. Las entradas será el punto en el que un ducto tiene que flexionarse para entrar a una unión. En este caso no se cuenta con una entrada. Por lo que $N_e = 0$. Ahora Las pérdidas por entradas está dada por la fórmula $P_e = N_e * 0.18 = 0$. El factor 0.18 corresponde a la siguiente tabla:

Factor de pérdidas por entradas

Angulo de Entrada	Factor
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
60°	0.44
90°	1.00

TABLA 3.2 - FACTOR DE PERDIDAS EN CODOS (POR ANGULO)

Ahora se calculan las pérdidas en el ducto por velocidad de presión es la suma de las anteriores pérdidas:

$$P_{dvp} = P_f + P_{en} + P_c = 0,0544 + 0 + 0 = 0,0544$$

Y ahora las pérdidas del ducto serán las pérdidas en ducto por velocidad de presión por la velocidad de presión, siendo $P_d = P_{dvp} * V_p = 0,0544 * 1,6171 = 0,0880$ "wg

Ahora la pérdida de presión en el tramo será la pérdida de presión en el ducto mas la perdida de presión estática dentro de la campana:

$$P = P_d + P_{campana} = 0,0880 + 3,40 = 3,4880$$
 "wg

Hecho esto, se calcula la presión estática acumulada en tramo. En el caso de ser una un toma el valor de la acumulada es el mismo valor de la presión estática dentro del ducto. En el caso de uniones, será el valor de la pérdida por el mismo tramo mas las pérdidas de los ductos que se unieron.

Ahora se procede a calcular el Número de Reynolds (Re) para ver el grado de turbulencia dentro del ducto así como los factores A y B del mismo.

$$Re = (0.075 * D * V_r) / 0.0000126 = 5.05 \times 10^5$$

$$A = (-2.457 \ln((7/Re)^{0.9} + (0.0005/(3.7+d))))^{16} = 1.347 \times 10^{22}$$

$$B = (37530 / Re)^{16} = 8.588 \times 10^{-19}$$

Con esto quedan concluidos los cálculos de balanceo de ducterías para este tramo. De la misma manera se seguirán calculando los valores para todos los tramos hasta llegar al colector de niebla. Los datos para los demás tramos del área de Tinas de Tratamiento Térmico se encuentran en la tabla 3.3.

TABLA 3.1 RESULTADOS OBTENIDOS

MEMORIA DE CALCULO

Identificación de Segmento		A - 1
Flujo Volumétrico	cfm	4,000
Velocidad Mínima de Transporte	fpm	3,000
Diámetro del Ducto	inches	12.0
Area del Ducto	sq. ft.	0.7854
Velocidad Real del Ducto	fpm	5,093
Velocidad de Presión del Ducto	"wg	1.6171
S R Area de Ranura	sq. ft.	
U A Velocidad de Ranura	fpm	
C N Velocidad de Presión de Ranura	"wg	
C U Factor de Pérdida en la Ranura		
I R Factor de Aceleración	0 ó 1	
O A Pérdida de VP en el Plenum		
N Presión Estática en el Plenum	"wg	
Factor de Pérdida en la Entrada del Ducto		1.1
C Factor de Aceleración	0 ó 1	1
A Pérdida en el ducto por VP		2.1
M Pérdida en la entrada del ducto	"wg	3.40
P Otras Pérdidas	"wg	
A Presión Estática de la Campana	"wg	3.40
N		
A		
Largo de la ductería	feet	3
Factor de fricción 1		0.0137
Factor de fricción 2		0.0181
Pérdida de fricción por VP		0.0544
Número de codos en 90 grados		0
Pérdida en codos por VP		0.00
Número de Entradas		0
Pérdida en la Entrada por VP		0.00
Factores de Pérdida por Ajustes Especiales		0.00
Pérdida en el ducto por VP		0.0544
Pérdida en el ducto	"wg	0.0880
Pérdida de SP en el ducto	"wg	3.4839
Presión Estática Acumulativa	"wg	3.4839
Presión Estática Gobernante	"wg	3.4839
Número de Reynolds		5.05E+05
A		1.347E+22
B		8.588E-19

A-COLECTOR

4,000
3,000
12.0
0.7854
5,093
1.6171

A - 2 A-COLECTOR

1,800 1,800
3,000 3,000
9.0 12.0
0.4418 0.7854
4,074 2,292
1.0349 0.3275

0	1.1	0
0	1	0
0	2.1	0
0.00	2.17	0.00
0.00	2.17	0.00

2	70	2
0.0137	0.0200	0.0156
0.0181	0.0262	0.0193
0.0363	1.8373	0.0386
0	6	0
0.00	1.62	0.00
0	1	0
0.00	0.18	0.00
0.00	0.00	0.00
0.0363	3.6373	0.0386
0.0586	3.7644	0.0126
0.0586	5.9377	0.0126
3.5425	5.9377	5.9504
3.5425	5.9377	5.9504

5.05E+05
1.347E+22
8.588E-19

3.03E+05 2.27E+05
6.629E+21 4.876E+21
3.044E-15 3.037E-13

4.- Recomendaciones

Como recomendaciones que se le hizo a Camero Iron Works acerca del trabajo realizado para el área de tinas de tratamiento térmico fueron las siguientes:

1) Tener mucho cuidado al introducir las canastillas dentro de las tinas, ya que debido a las dimensiones de las canastillas y a la manera de trabajo de la operación, puede ser muy fácil el llegar a golpear la campana con la canastilla, lo cual puede ocasionar un accidente.

2) El tratar de reciclar el aceite de temple para evitar que contenga contaminantes que llegaran a ser tóxicos (contaminantes con plomo, cloro, etc.) y que al momento de evaporarse generen un vapor venenoso.

CAPITULO IV
TORNOS

1.- Planteamiento del Problema

- Definición del Problema

La definición del problema que ocurría dentro del área de tornos se encuentra descrita en el Capítulo II de este trabajo.

- Situación antes del Proyecto

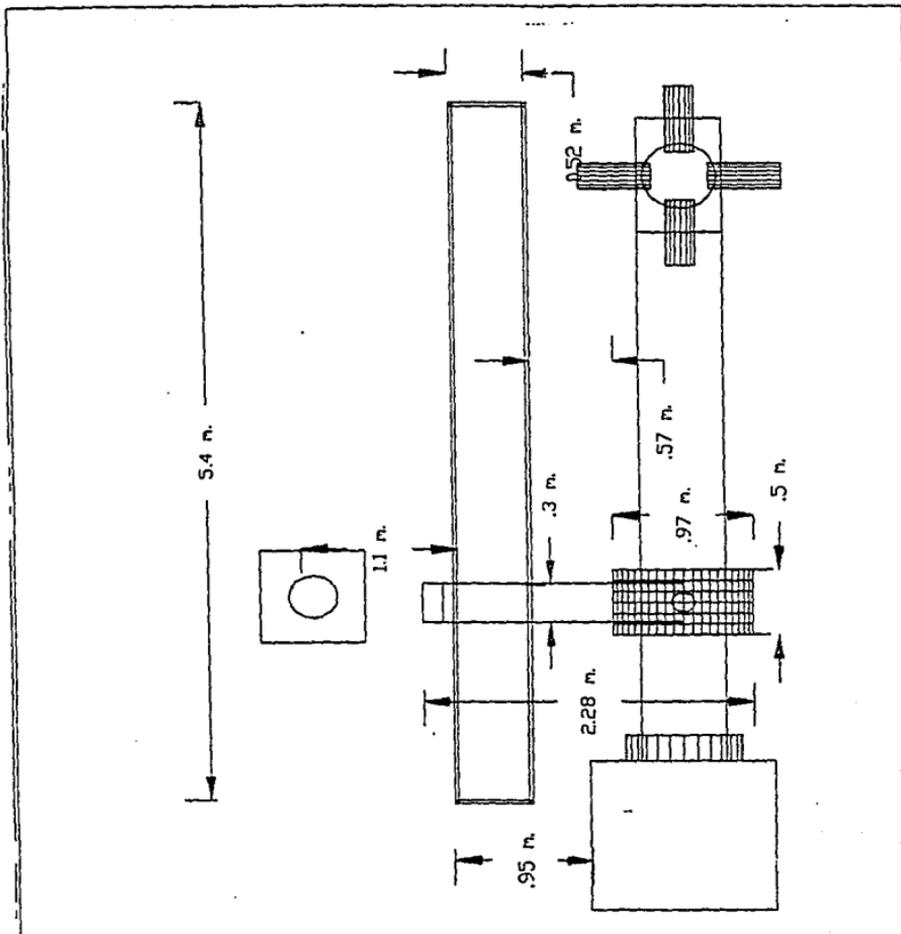
Al momento de llegar a Cameron Iron Works de México, nos encontramos con la situación antes mencionada. En el área de maquinado contaban con dos tornos que generaban una gran cantidad de vapor y humo de aceite. Esto era producido por las altas temperaturas que se generaban por fricción entre el material que estaba siendo trabajado y la herramienta de corte. Esta mezcla de vapor y humo que eran producidos constituían un contaminante, el cual afectaba tanto la salud del operador, así como su trabajo, ya que el humo producido era lo suficientemente espeso como para obstruir la visibilidad de trabajo. Esto también constituía un peligro para el obrero, ya que al no tener una visibilidad del 100%, no podía estar al tanto de las virutas que se desprendían del material.

En cuanto a la descripción física de los tornos se tiene lo siguiente: el torno grande que tenía una longitud total de 6m, una bancada de 5.4 m. y un diámetro de choke de 36 pulgadas; el torno chico con una longitud total de 3.8 m., una bancada de 3 m. y un diámetro de choke de 24 pulgadas. En ambos tornos se contaba con suficiente espacio por la parte opuesta al lado del operador, lo que nos da suficiente espacio para trabajar y

ubicar equipos sin la necesidad de reubicar los tornos o implementar estructuras elevadas.(ver figs. 4.1 y .4.2)

- Solución Preliminar

Como una solución preliminar para el problema que presentaba Cameron Iron Works era la de instalar campanas recolectoras de gases sobre cada uno de los tornos, las cuales serían conectadas a un colector de niebla que fuera de la capacidad suficiente para poder absorber esa cantidad de vapor y que contara con un filtro el cual pudiera captar esas partículas y no ser un estorbo para la succión de vapores. También el diseño de este aparato debería acoplarse a la estructura y funcionalidad de la planta y presentar una ubicación de los aparatos que no provocaran grandes costos de instalación y/o mantenimiento. Una de las principales problemáticas para resolver este problema implementando esta solución era que las campanas deberían ser móviles debido a que el material de trabajo era alimentado al torno mediante una grúa viajera, por lo que era necesario abatir la campana para dejar libre el espacio existente arriba del torno para poder realizar la maniobra de carga y descarga de material. (Ver figs. 4.1a 4.1b 4.2a y 4.2b)



VELUM SERVICIO Y TECNOLOGIA	CLIENTE: CAMERON	Todas las cotas y mediciones estan en: metros (de lo contrario se especifica unidades)	REVISO
Diseñado por: Manuel Belanzarain Revisado por: Ing. Javier Lozano Fecha: 22 de mayo 1992	Escala: TORNO GRANDE		APROBO

FIGURA 4.1a

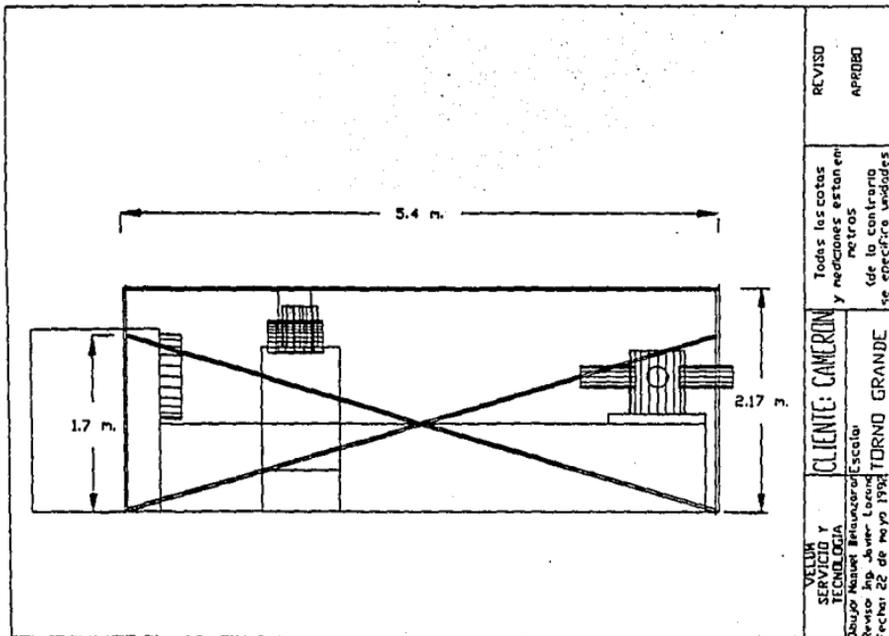
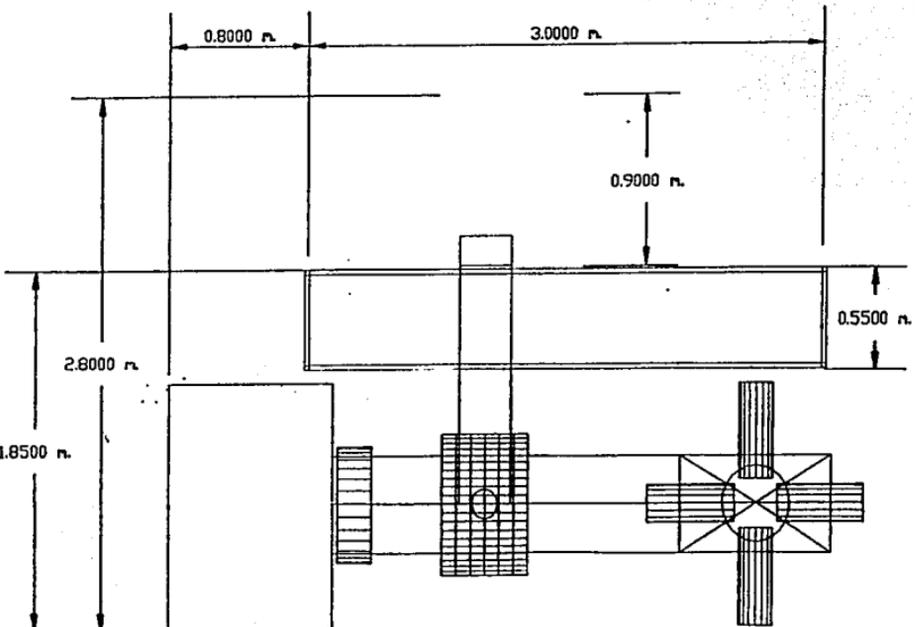
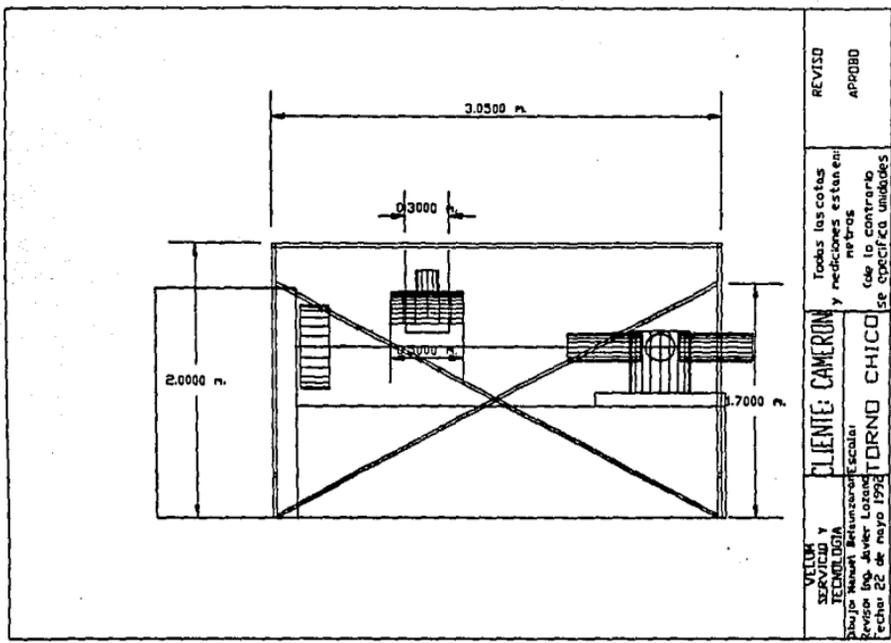


FIGURA 4.1b



VEDOM SERVICIO Y TECNOLOGIA Elaboro: Manuel Belizunzarren Escobar Reviso: Ing. Javier Lozano Fecha: 22 de mayo 1992	CLIENTE: CAMERON TORNO CHICO	Todas las cotas y mediciones estan en metros (de lo contrario se especifica unidades)	REVISO APROBADO
--	---------------------------------	---	--------------------

FIGURA 4.2a



VILLAR SERVICIO Y TECNOLOGIA Planja Nueva Betunzaral Escalar Revision De Javier Lopez Fecha: 22 de mayo 1978	CLIENTE: CAMERON	Todas las cotas y mediciones estaran en metros (de lo contrario se especifica unidades)	REVISO APROBO
	TORNO CHICO		

FIGURA 4.2b

2.- Alternativas de Solución y Selección de la Solución definitiva.

Para la realización de este proyecto se tomaron en cuenta diversos factores que influyen en el diseño preliminar de un sistema anticontaminante industrial. Teniendo como los principales elementos o factores para esta fase del proyecto a :

1. Selección del método de extracción de gases
2. Selección del extractor
3. Selección del medio filtrante
4. Ubicación de los elementos de extracción y limpieza
5. Diseño de las trayectorias de las líneas de extracción
6. Selección de la Toma (aditamentos).

1. Selección del método de extracción de gases: Como se había visto en el capítulo anterior, se cuenta con dos tipos de métodos de extracción, uno en el que el extractor se encuentra en el lado contaminado del sistema, y el otro en el que el extractor se encuentra en el lado limpio del sistema (ver figs. 4.3 y 4.4).

Se hizo la elección del método de extracción de aire en favor de la segunda opción, en donde ubicamos el elemento de extracción de aire en el lado limpio debido a los factores que a continuación se explican:

a) Al ubicar el elemento de extracción dentro del lado limpio del aire evitamos desgaste dentro del elemento de extracción debido a que los componentes de impulso de aire del elemento de extracción (estos elementos serán paletas, alabes, etc. dependiendo del tipo de extractor que se elija) no entran en contacto con las partículas que se encuentran en suspensión en el aire.

b) El ubicar el elemento de extracción del lado sucio implicaría el tener que abrir el sistema para dar mantenimiento a los elementos de extracción ya que constantemente se ensuciaría y habría que limpiarlo para no provocar daños en el motor u otros mecanismos del elemento de extracción.

2. Selección del extractor: En cuanto al extractor, al igual que en el diseño del sistema de extracción para las tinas de tratamiento térmico, se tenía la opción de ubicar un extractor axial o uno radial. Después de analizar las cualidades de cada uno de estos extractores se decidió el uso de un extractor radial ya que nos provee de una mayor eficiencia en extracción en comparación al extractor axial, el cual requiere de grandes velocidades angulares para poder generar el mismo caudal que un extractor radial a menores velocidades. Específicamente el extractor que fue escogido era de tipo centrífugo.

3. Selección del medio filtrante: En cuanto a lo que toca a la selección del medio filtrante, se requiere el analizar que tipo de elemento se quiere filtrar y qué propiedades físicas tiene. en este caso estamos tratando con vapor de aceite en su gran mayoría, para lo que se observa que tiene un diámetro (aprox.) de partícula 15μ (micrones) y está siendo

extraído a una temperatura promedio superior a los 200° C. Ahora, se tiene que tomar en consideración que este proceso tiene una duración mayor, lo que genera niebla constante durante el periodo de tiempo que el proceso dure.

Tomando en cuenta el diámetro de partícula podemos apreciar que debemos escoger una maya o un filtro que tenga una separación de fibras menor al tamaño de la partícula, por lo que se escogió un filtro de fibra de tela.

Al mismo tiempo se puede ver que al venir el vapor caliente se puede ubicar algún elemento enfriador antes de que el aire llegue al filtro para poder condensar la mayor parte del aceite y así alargar la vida del filtro. Para este efecto se pensó (al igual que se hizo en el diseño de los elementos de recolección de niebla para las tinas de tratamiento térmico) en ubicar una cámara de aire antes de los filtros en la cual existieran mallas metálicas las cuales estarían frías debido a que el proceso no es constante, dando tiempo así a la mallas metálicas de enfriarse entre proceso y proceso. Con esto una gran parte de vapor de aceite se condensaría al pasar a través de la cámara de aire y de las mallas provocando así su decantación, lo cual podemos aprovechar para recuperar el aceite condensado para poder ser reutilizado.

Lo que da una idea de cómo deberá constituirse el módulo de filtrado (ver fig. 4.3), en el que deberemos conectar la toma de aire sucio en la parte inferior, para después pasar a la cámara de mallas metálicas a un nivel más alto (verticalmente), luego pasar a la zona de filtros y posteriormente pasar al extractor el cual se localizaría en el punto más alto de

dispositivo. La diferencia que se tiene contra los elementos de recolección de las tinas de tratamiento térmico es realmente el tamaño, estas son mucho más pequeñas.

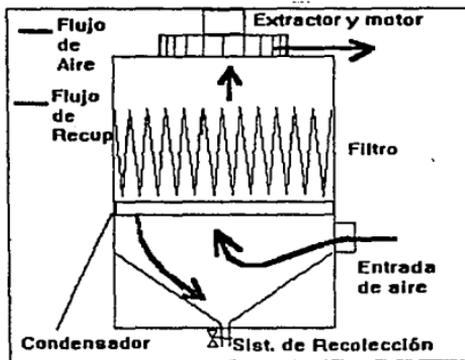


Figura 4.3

4. Ubicación de los elementos de extracción y limpieza y 5. Diseño de las trayectorias de las líneas de extracción: Para este punto se deberá analizar la localidad en la que serán implementados los dispositivos de control de contaminantes. Debido a que generalmente los dispositivos de control de contaminantes son implementados después de que la planta se encuentra en operación, la tarea de ubicar estos elementos dentro de la localidad puede llegar a complicarse debido al hecho de que ya la planta está funcionando y tienen cada espacio dentro de la localidad en cuestión ocupado para otras funciones de la planta, en el caso de los tornos contamos con espacio suficiente por la parte opuesta al lado del operador para poder ubicar los diferentes dispositivos que sean diseñados para la solución del problema.

Como se mencionaba anteriormente la situación en Cameron Iron Works por un lado (ver figs. 4.1 y 4.2) era un tanto favorable en esta área ya que se contaba con espacio atrás de los puntos de generación de contaminantes (tornos), lo cual nos permitiría ubicar un elemento central de succión conectado a la campana móvil de extracción. Como se mencionaba, existe el problema de la carga y descarga de material al torno, lo cual se realiza mediante una grúa viajera, lo que impide ubicar elementos en la parte superior de la bancada, el problema es que la parte superior de la bancada estaba catalogada como la mejor ubicación para la campana de extracción, lo que orilló al diseño de una campana móvil. Dicha campana se movería en dirección paralela a la bancada, describiendo un movimiento igual al del portaherramienta y la herramienta, que es justamente el lugar en donde se genera la niebla.

Debido a la separación existente entre los dos tornos (mas de 100 m.) no se podía utilizar la opción de utilizar un sistema de recolección central, ya que las pérdidas de presión serían muy grandes. Por esto se decidió en ubicar un elemento de extracción autónomo para cada uno de los tornos. El cual sería ubicado en la parte opuesta a lado del operador.

En ese mismo espacio se podrá localizar la estructura que daría soporte y movimiento a las campanas de extracción.

6.- **Selección de la Toma:** En cuanto a la selección de la toma, se encontró que la cantidad de aire a succionar no era tan grande debido a que solamente se genera el contaminante en los puntos periféricos a la zona de contacto del material trabajado y el herramental. Esto nos dice que el área de apertura de la campana no debería ser tan grande. El inconveniente es que la campana debería ser móvil y curvada. La campana deberá ser curvada debido a que con esto se logró tener una uniformidad en distancias del material trabajado y la campana. (ver fig 4.4).

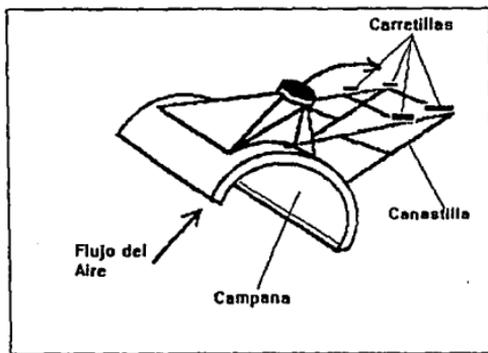


Figura 4.4 - DETALLE DE CAMPANA

El tener que utilizar una campana móvil provoca el tener una estructura de soporte para dicha campana. Esta estructura (ver fig. 4.2 y 4.2) consta de una canastilla en la que se encuentra ubicada la campana. Esta canastilla cuenta con 4 carretillas que se acoplan en la parte interior de los rieles. Por otro lado tenemos a la estructura de soporte que cuenta de un caballete cuyos travesaños son los rieles por donde corren las carretillas de la canastilla.

Para dar mayor rigidez a la estructura de soporte se acoplaron crucetas en las caras laterales de la estructura de soporte (ver fig 4.5)

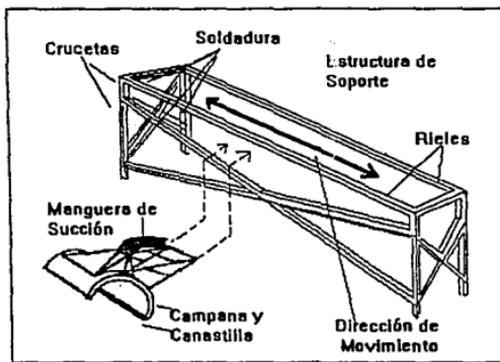


Figura 4.5 - UBICACION DE CANASTILLA

Debido a que la campana y canastilla deberían de moverse de un lado a otro, a lo largo de los rieles de la estructura de soporte se diseñó un sistema que daría este movimiento a la canastilla sin que el operador tuviera que ir hacia el otro lado del torno (en donde se encuentra la estructura de soporte) a mover la canastilla, ya sea para cargar o descargar el torno de material de trabajo, o simplemente para seguir la operación de torneado con la campana para ir eliminando el humo generado por el proceso.

Este sistema consta de una cadena de paso 25 que corre paralela a la dirección de los rieles y se encuentra sujeta a la canastilla en uno de sus extremos. Esta cadena gira en una dirección o en otra para provocar el movimiento de la canastilla hacia un lado u otro. La cadena está sujeta a dos catarinas de 5 pulgadas de diámetro y un paso de 25 que se

encuentran sujetas a un eje de aluminio por medio de tornillos de presión. Estos ejes, de 1 pulgada de diámetro, atraviesan la estructura de soporte por su parte exterior. En ambos extremos de cada eje se encuentra una chumacera la cual se encuentra fija al eje mediante un tornillo de presión. Estas chumaceras son las que nos evitan fricciones y nos ayudan al movimiento rotatorio de los ejes. Las chumaceras se encuentran fijadas a la estructura de soporte mediante 2 tornillos de 5/16 de pulgada. (ver fig. 4.6)

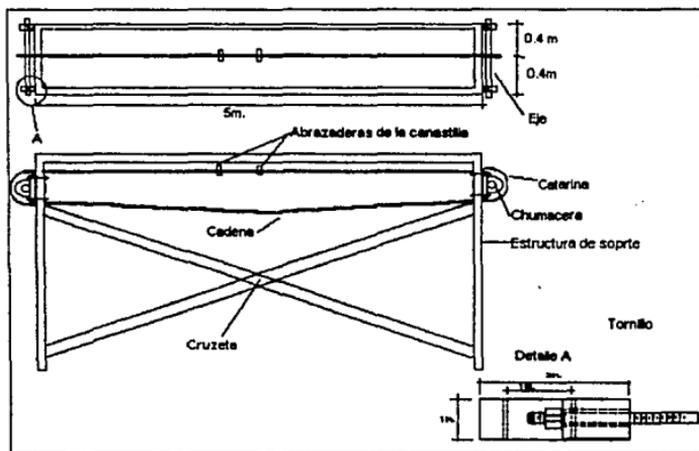


Figura 4.6 - ENSAMBLE DE ESTRUCTURA DE SOPORTE

El movimiento de la cadena es proporcionado por uno de los ejes, el cual se encuentra conectado a un motor eléctrico de corriente directa (18 Volts, 2 Amp.y 180 RPM). Estos dos elementos se encuentran acoplados mediante un reductor de velocidad de poleas de 1:3.

El reductor de velocidad está formado por dos poleas una de 9 pulgadas que se encuentra fija mediante tornillo de presión al eje de la catarina y otra de 3 pulgadas que se encuentra fija al eje del motor eléctrico. La transmisión del movimiento se realiza mediante una banda que circula ambas poleas. Para evitar que la banda patinara, se diseñó un sistema tensor de la banda. El sistema tensor se basa en la separación de las distancias entre centros de las poleas. Cada polea se encuentra montada al centro de eje de aluminio de 7/8 de pulgada de diámetro. En cada extremo de cada eje se ubicó una chumacera la cual se encuentra fija mediante un tornillo de presión. La tensión de la banda es generada cuando separamos la distancia entre las chumaceras, esto se realiza mediante 4 tornillos de potencia de 5/16 de pulgada de paso estándar ubicados entre las chumaceras. (ver fig. 4.7)

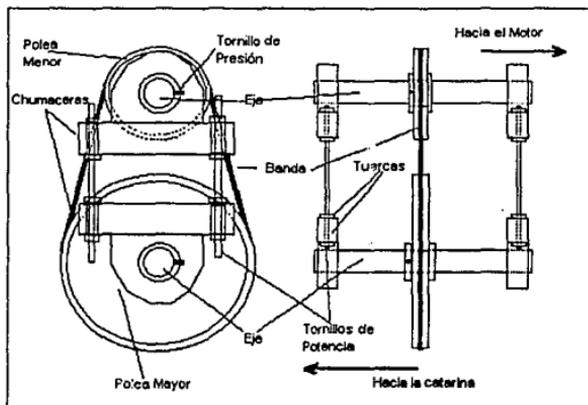


Figura 4.7 - DETALLE DE TRASMISION

El motivo por el cual se escogió un motor de corriente directa fué para lograr el cambio de dirección de rotación del eje sin tener la necesidad de diseñar una caja de velocidades con reversa o una caja de cambio de fases para un motor trifásico. Para lograr el cambio de

velocidad se utilizó una fuente de voltaje bipolar, para lo cual el operador únicamente tendría que accionar un interruptor (switch) de dos (2) tiros, lo cual conmutaba la polaridad de la corriente enviada al motor.

Como un dispositivo de seguridad y calibración se ubicaron dos interruptores de contacto sobre la estructura de soporte. Estos interruptores acotaban el campo de movimiento de la canastilla. El funcionamiento de estos interruptores es como sigue: cuando la canastilla se movía y llegaba a un punto en el cual ya no era posible seguir moviéndose en esa dirección, en ese punto se ubicó uno de los interruptores, el otro interruptor se ubicó en el otro tope de movimiento.

Ahora, cuando la canastilla se mueve en alguna dirección y llegaba a accionar alguno de los interruptores, éste interrumpía el flujo de corriente que provocaba el movimiento en esa dirección, por lo que únicamente quedaba habilitada la corriente que provocaba el movimiento hacia el lado contrario.(ver fig. 4.8)

El dispositivo eléctrico también contaba con un regulador de potencia a base de un triac, con lo que se regulaba la velocidad del motor y a su vez la velocidad de la canastilla. (ver fig. 4.8)

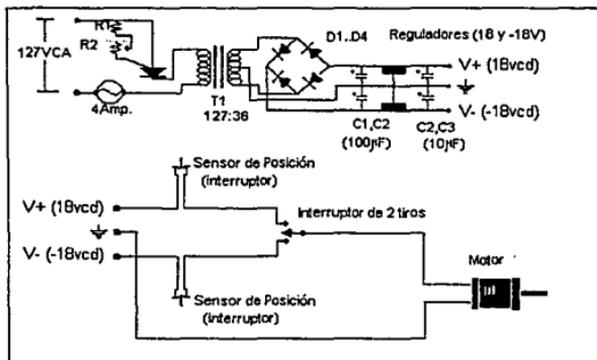


Figura 4.8 - DIAGRAMA DE CONEXION ELECTRICA

Haciendo los cálculos cinemáticos para el sistema tenemos:

La velocidad angular de la catarina sería:

$$\theta_c = (180/60)/3 = 1.0 \text{ rev/seg.}$$

El perímetro de la catarina es:

$$P = \pi * (2.54*3) = 23.93 \text{ cm.} = 0.239 \text{ m.}$$

La velocidad de la cadena sería:

$$V_{cad} = V_{cat} = P * \theta_c = 0.239 * 1.0 = 0.239 \text{ m/seg}$$

Tomando en cuenta la velocidad de la campana (la cual será la misma que la velocidad de la cadena) podemos apreciar que es una velocidad lo suficientemente rápida a comparación de las velocidades de paso convencionales para un torno. Lo cual cumple con nuestros requerimientos.

3.- Cálculos y estimaciones.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

3.1. Metodología

En cuestión de la metodología para el cálculo de las pérdidas de presión y de la velocidad del fluido de succión (aire) se siguió la misma metodología utilizada para el cálculo de las pérdidas de presión en la zona de Tinas de tratamiento Térmico.

Toma únicamente un solo tramo el cual comprende de la toma de aire, o sea la campana, hasta el dispositivo de recolección de niebla, el cual fue comprado.

3.2 Cálculos

Para comenzar los cálculos primero que nada hay que tener definido el diámetro y la velocidad del aire dentro del ducto. Este cálculo es iterativo debido a que primero se calculan los tramos de primer nivel (los que se encuentran comprendidos entre la toma de aire y alguna unión o cambio de sección) para luego comparar en alguna intersección las pérdidas de presión sufridas por cada uno de los tramos que llegan a esta unión, si se llega a dar el caso de que no coincidan (que por lo general no coinciden a la primera vez) se debe variar ya sea el diámetro o la velocidad o el flujo volumétrico (manteniéndose dentro de un rango definido para cada toma) para lograr que las pérdidas de presión de los diferentes tramos que llegan a una unión se encuentren balanceadas. Por esta razón únicamente se mostrarán los valores definitivos para evitar el mostrar todas las iteraciones

que se efectuaron. Como la herramienta de cálculo se definió dentro de una hoja electrónica de cálculo las fórmulas utilizadas para generar los valores de ductería con lo que únicamente se variaban los valores de diámetro, flujo volumétrico y velocidad y la hoja electrónica calculaba automáticamente las pérdidas para cada tramo, las pérdidas acumuladas, y los diferentes datos necesarios para lograr balancear la ductería.

Para el caso de los tornos primero tomaremos el tramo que se encuentra localizado en el torno grande. Este tramo ha sido identificado como A-1

Para este tramo contamos con los siguientes valores:

Flujo Volumétrico (o caudal) : $Q = 1,000$ cfm (pies cúbicos por minuto)

Velocidad Mínima de Transporte: $V_m = 3,000$ fpm (pies por minuto)

y un Diámetro de $D = 6.00$ pulgadas.

Ahora procedemos a calcular el área del ducto que estará dado por la fórmula del área de un círculo:

$$A = \pi * r^2 = \pi * (6.00/24.00)^2 = 0.1963 \text{ ft}^2$$

La velocidad real del ducto será:

$$V_r = Q / A = 1000 / 0.1963 = 5093 \text{ fpm}$$

La velocidad de presión del ducto estará dada por la fórmula :

$$V_p = (V_r / 4005)^2 = (5093 / 4005)^2 = 1.6171 \text{ "wg (pulgadas de agua)}$$

Ahora el factor de pérdida en la entrada del ducto (ese valor será cero para todos los tramos a excepción de las tomas) Este valor depende de el tipo de campana que se está utilizando en la toma.

El factor de pérdida para este tipo de campana es de $F_e = 1.1$.

El factor de aceleración indica qué tanta aceleración ha sufrido el aire para entrar al tramo en cuestión. El valor de este dato para tramos con tomas de aire es de 1 ya que el aire debe ser desviado de su lugar y acelerado para comprimirlo y hacerlo entrar dentro de la ductería. Para tramos que no tengan toma de aire el valor para este campo es de cero.

$$F_a = 1$$

Las pérdidas en el ducto por velocidad de presión es la suma de los factores de pérdida provocada por la campana. El valor para la ductería utilizada en este proyecto es de:

$$P_{vp} = F_a + F_e = 1.1 + 1 = 2.1.$$

Ahora se calcula la pérdida de presión en la entrada del ducto (o sea en la toma) que estará dado por la fórmula:

$$P_{entrada} = V_p * P_{vp} = 1.6171 * 2.1 = 3.40 \text{ "wg}$$

Y debido a que no se cuentan con otros aditamentos dentro de la tubería que den otro tipo de pérdidas, la suma de las pérdidas de presión dentro de la toma es el de las pérdidas de presión en la entrada del ducto .

$$P_{\text{campana}} = P_{\text{entrada}} + \text{Otras Pérdidas} = 3.40 + 0 = 3.40 \text{ "wg}$$

Ahora dentro de la ductería en sí, vemos que el tramo en cuestión tiene una longitud total de $L = 10 \text{ ft.}$

Luego se obtiene el factor de pérdidas por fricción, provocada por la rugosidad del ducto. Estas pérdidas están dadas por la siguiente fórmula:

$$H_f = 0.0307 \cdot (V_r^{0.533} / Q^{0.612}) = 0.0307 \cdot (5093^{0.533} / 1000^{0.612}) = 0.0424$$

Para calcular las pérdidas por fricción por velocidad de presión se toma en cuenta la siguiente fórmula:

$$P_f = H_f \cdot L = 10 \cdot 0.0424 = 0.4236$$

Tomando en cuenta el número de codos a 90° que tiene la sección $N_c = 1$.

Y las pérdidas por codos en el tramo está dado por : $P_c = N_c \cdot 0.27 = 0.27$. El factor 0.27 proviene de la siguiente tabla de acuerdo a la siguiente tabla (donde r es el radio de la curva que se describe el codo y D es el diámetro del ducto)

r/D	Factor
1.5	0.39
2.0	0.27
2.5	0.22

TABLA 4.1 - PERDIDAS EN CODOS (POR RELACION r/R)

Ahora se contabiliza el número de entradas que tenga el tramo. Las entradas será el punto en el que un ducto tiene que flexionarse para entrar a una unión. En este caso no se cuenta con una entrada. Por lo que $N_e = 0$. Ahora Las pérdidas por entradas está dada por la fórmula $Pen = N_e * 0.18 = 0$. El factor 0.18 corresponde a la siguiente tabla:

Factor de pérdidas por entradas

Angulo de Entrada	Factor
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
60°	0.44
90°	1.00

TABLA 4.2 - PERDIDAS EN CODOS (POR CURVATURA)

Ahora calculamos las pérdidas en el ducto por velocidad de presión es la suma de las anteriores pérdidas:

$$P_{dvp} = P_f + Pen + P_c = 0.4236 + 0.270 + 0 = 0.6936$$

Y ahora las pérdidas del ducto serán las pérdidas en ducto por velocidad de presión por la velocidad de presión, siendo $P_d = P_{dvp} * V_p = 0.6936 * 1.6171 = 1.1216 \text{ "wg}$

Ahora la pérdida de presión en el tramo será la pérdida de presión en el ducto más la pérdida de presión estática dentro de la campana:

$$P = P_d + P_{campana} = 1.1216 + 3.40 = 4.5175 \text{ "wg}$$

Hecho esto se calcula la presión estática acumulada en tramo. En el caso de ser una una toma el valor de la acumulada es el mismo valor de la presión estática dentro del ducto. En el caso de uniones será el valor de la pérdida por el mismo tramo más las pérdidas de los ducto que se unieron.

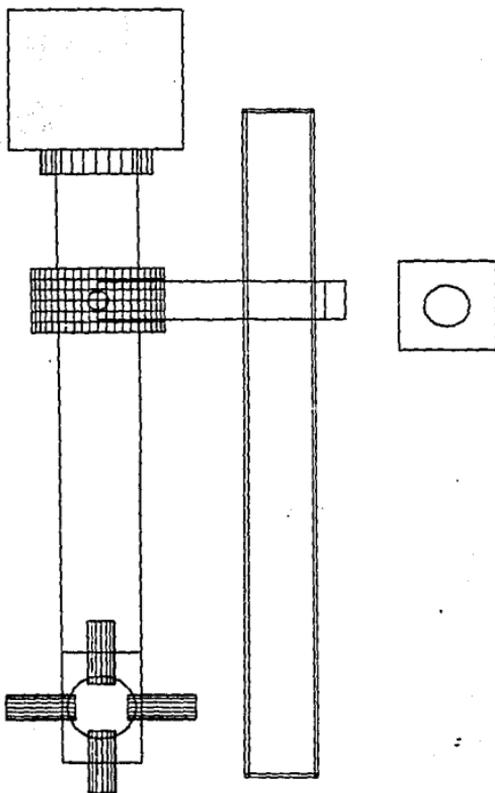
Ahora se procede a calcular el Número de Reynolds (Re) para ver el grado de turbulencia dentro del ducto así como los factores A y B del mismo.

$$Re = (0.075 * D * V_r) / 0.0000126 = 2.53 \times 10^5$$

$$A = (-2.457 \text{ Ln} ((7/Re)^{0.9} + (0.0005/(3.7+d))))^{16} = 4.597 \times 10^{22}$$

$$B = (37530 / Re)^{16} = 5.628 \times 10^{-14}$$

Con esto quedan concluidos los cálculos de balanceo de ducterías para este tramo. De la misma manera se realiza el cálculo del colector del torno chico. Los datos para el otro torno se encuentran en las tablas 4.3a y 4.3b. (también ver figs 4.9a, 4.9b, 4.10a y 4.10b)



VELOM ERVICIO Y ECNOLOGIA Manuel Belaunzarain Ing. Javier Lozano 22 de mayo 1992	CLIENTE: CAMERON Escala: TORNO GRANDE	Todas las cotas y mediciones estan en metros (de lo contrario se especifica unidades)	REVISO APROBO
---	---	---	----------------------

FIGURA 4.9a - PLANO DE CONEXION TRONO GRANDE

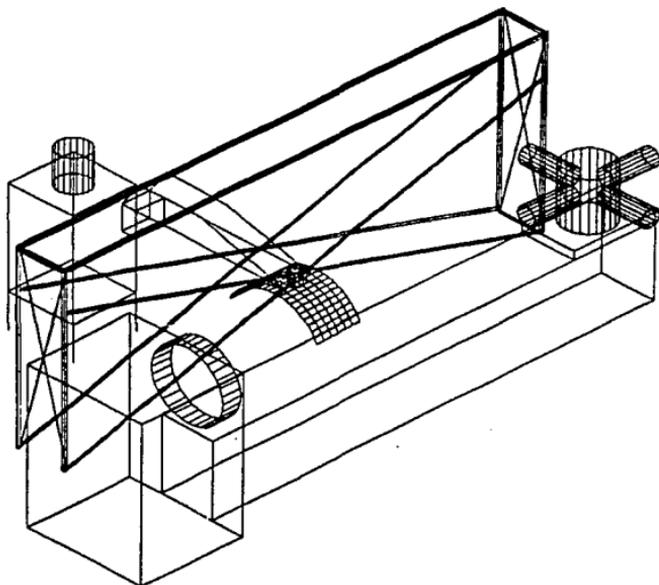
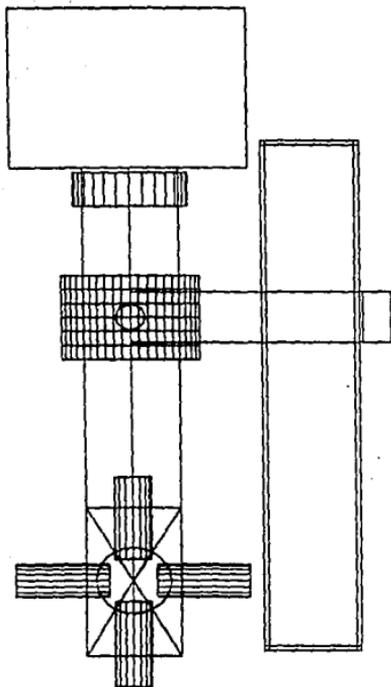


FIGURA 4.10a - ISOMETRICO DEL TORNO GRANDE

TABLA 4.3a - RESULTADOS TORNO GRANDE.

MEMORIA DE CALCULO

Identificación de Segmento		A ~ 1
Flujo Volumétrico	cfm	1,000
Velocidad Mínima de Transporte	fpm	3,000
Diámetro del Ducto	inches	6.0
Area del Ducto	sq. ft.	0.1963
Velocidad Real del Ducto	fpm	5,093
Velocidad de Presión del Ducto	"wg	1.6171
S R Area de Ranura	sq. ft.	
U A Velocidad de Ranura	fpm	
C N Velocidad de Presión de Ranura	"wg	
C U Factor de Pérdida en la Ranura		
I R Factor de Aceleración	0 ó 1	
O A Pérdida de VP en el Plenum		
N Presión Estática en el Plenum	"wg	
Factor de Pérdida en la Entrada del Ducto		1.1
C Factor de Aceleración	0 ó 1	1
A Pérdida en el ducto por VP		2.1
M Pérdida en la entrada del ducto	"wg	3.40
P Otras Pérdidas	"wg	
A Presión Estática de la Campana	"wg	3.40
N		
A		
Largo de la ductería	feet	10
Factor de fricción 1		0.0314
Factor de fricción 2		0.0424
Pérdida de fricción por VP		0.4236
Número de codos en 90 grados		1
Pérdida en codos por VP		0.27
Número de Entradas		0
Pérdida en la Entrada por VP		0.00
Factores de Pérdida por Ajustes Especiales		0.00
Pérdida en el ducto por VP		0.6936
Pérdida en el ducto	"wg	1.1216
Pérdida de SP en el ducto	"wg	4.5175
Presión Estática Acumulativa	"wg	4.5175
Presión Estática Gobernante	"wg	4.5175
Número de Reynolds		2.53E+05
A		4.597E+21
B		5.628E-14



VELUM SERVICIO Y TECNOLOGIA	CLIENTE: CAMERON	Todas las cotas y mediciones estan en metros	REVISO
Diseñado por: Manuel Belaunzarán Revisado por: Ing. Javier Lozano Fecha: 22 de mayo 1992	Escala: TORNO CHICO	(de lo contrario se especifica unidades)	APROBO

FIGURA 4.9b - PLANO DE CONEXION TRONO CHICO

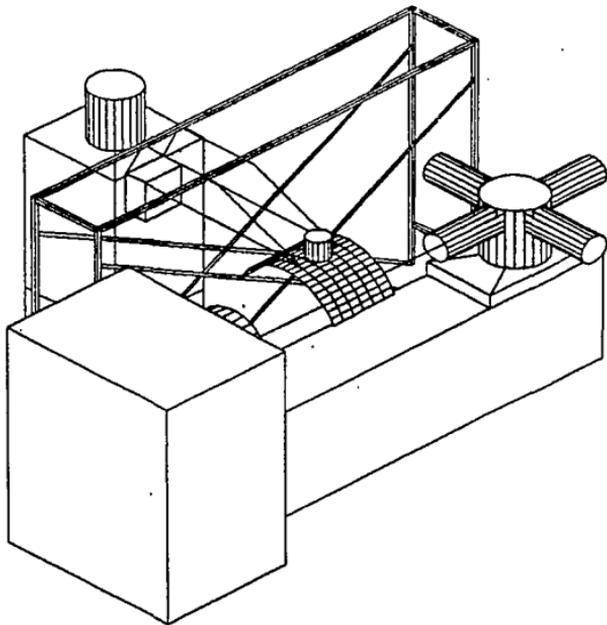


FIGURA 4.10b - ISOMETRICO DEL TORNO CHICO

TABLA 4.3a - RESULTADOS TORNO CHICO

MEMORIA DE CALCULO

Identificación de Segmento		A - 1
Flujo Volumétrico	cfm	1,000
Velocidad Mínima de Transporte	fpm	3,000
Diámetro del Ducto	inches	6.0
Area del Ducto	sq. ft.	0.1963
Velocidad Real del Ducto	fpm	5,093
Velocidad de Presión del Ducto	"wg	1.6171
S R Area de Ranura	sq. ft.	
U A Velocidad de Ranura	fpm	
C N Velocidad de Presión de Ranura	"wg	
C U Factor de Pérdida en la Ranura		
I R Factor de Aceleración	0 6 1	
O A Pérdida de VP en el Plenum		
N Presión Estática en el Plenum	"wg	
Factor de Pérdida en la Entrada del Ducto		1.1
C Factor de Aceleración	0 6 1	1
A Pérdida en el ducto por VP		2.1
M Pérdida en la entrada del ducto	"wg	3.40
P Otras Pérdidas	"wg	
A Presión Estática de la Campana	"wg	3.40
N		
A		
Largo de la ductería	feet	6
Factor de fricción 1		0.0314
Factor de fricción 2		0.0424
Pérdida de fricción por VP		0.2542
Número de codos en 90 grados		1
Pérdida en codos por VP		0.27
Número de Entradas		0
Pérdida en la Entrada por VP		0.00
Factores de Pérdida por Ajustes Especiales		0.00
Pérdida en el ducto por VP		0.5242
Pérdida en el ducto	"wg	0.8476
Pérdida de SP en el ducto	"wg	4.2435
Presión Estática Acumulativa	"wg	4.2435
Presión Estática Gobernante	"wg	4.2435
Número de Reynolds		2.53E+05
A		4.597E+21
B		5.628E-14

4.- Recomendaciones

Las recomendaciones que se hicieron a Cameron Iron Works acerca del trabajo realizado para el área de tornos fueron las siguientes:

1) Tener mucho cuidado al cargar y descargar los tornos con material de trabajo ya que si se mueve mucho el material con la grúa y provocan que éste empiece a oscilar demasiado, podría golpear a la campana o a la estructura de soporte.

2) El tratar de reciclar el aceite de temple para evitar que contenga contaminantes que llegaran a ser tóxicos (contaminantes con plomo, cloro, etc.) y que al momento de evaporarse generen un vapor venenoso.

3) Mantener el aceite libre de viruta, ya que ésta ocasionalmente provocaba que se obstruyera la toma de aceite de la bomba que impulsa el aceite hacia el herramental.

CAPITULO V
CARPINTERIA

1.- Planteamiento del Problema

- Definición del Problema

La definición del problema de contaminación dentro del área de carpintería se encontrará a mayor detalle dentro del segmento 2.4 del capítulo II.

- Situación antes del Proyecto

Antes de comenzar los trabajos en Cameron Iron Works, los embalajes y cajas en las que se transportaban sus productos eran hechas de madera dentro de el área de carpintería. La carpintería era una zona de 4.80m.de profundidad x 10m de longitud x 2m de altura. En esta zona se encontraba las siguientes máquinas que provocaban la mayor cantidad de polvo de madera (ver fig 5.1 y 5.2):

- 2 Sierras circulares (12 pulgadas)
- 1 Sierra de cinta
- 1 Garlopa eléctrica (fija)

Estas máquinas se utilizaban frecuentemente, por lo que el problema del polvo de madera era constante.

Un problema que se tenía que evitar en el diseño de este sistema es el resultante de la condición de que el polvo de madera al hacerse circular es explosivo y debe ser manejado con cuidado para evitar cualquier percance.

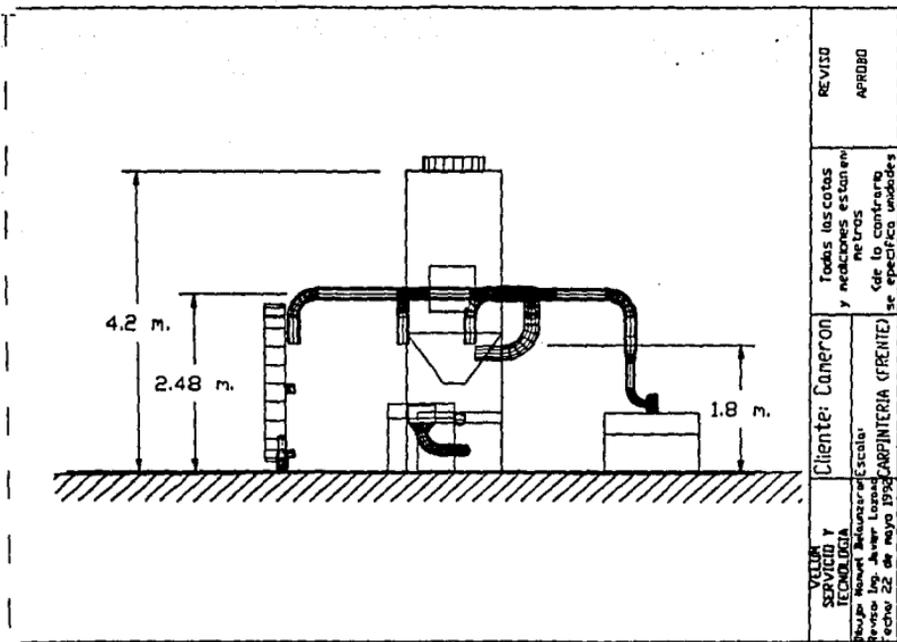


FIGURA 5.2 - PLANO CARPINTERIA (FRENTE)

- Solución Preliminar

Como una solución preliminar para el problema que presentaba Cameron Iron Works era la de instalar campanas recolectoras de polvo (en este caso polvo de madera) en cada una de las máquinas que provocaban el contaminante, las cuales serían conectadas a un colector de polvo que fuera de la capacidad suficiente para poder absorber esa cantidad de polvo y que contara con un filtro el cual pudiera captar esas partículas. También el diseño de este aparato debería acoplarse a la estructura y funcionalidad de la planta y presentar una ubicación de los aparatos que no provocaran grandes costos de instalación y/o mantenimiento. A la vez la ubicación de este colector debería encontrarse en un lugar en el cual no presentara un peligro en el caso de que se presentara una explosión (debido al manejo de polvo de madera).

2.- Alternativas de Solución y Selección de la Solución definitiva.

Para la realización de este proyecto, se tomaron en cuenta diversos factores que influyen en el diseño preliminar de un sistema anticontaminante industrial. Teniendo como los principales elementos o factores para esta fase del proyecto a:

1. Selección del método de extracción de polvos
2. Selección del extractor
3. Selección del medio filtrante
4. Ubicación de los elementos de extracción y limpieza

5. Diseño de las trayectorias de las líneas de extracción
6. Selección de las Tomas (aditamentos).

1. Selección del método de extracción de gases: Al igual que los casos anteriores se hizo la elección del método de extracción en el cual se encuentra el extractor de aire en el lado limpio del sistema.

La elección del método de extracción se hizo en favor de esta opción debido a los factores que a continuación se explican:

a) Al ubicar el elemento de extracción dentro del lado limpio del aire, evitamos desgaste dentro del elemento de extracción debido a que los componentes de impulso de aire del elemento de extracción (estos elementos serán paletas, álabes, etc. dependiendo del tipo de extractor que se elija) no entran en contacto con las partículas que se encuentran en suspensión en el aire.

b) El ubicar el elemento de extracción del lado sucio implicaría el tener que abrir el sistema para dar mantenimiento a elementos de extracción ya que constantemente se ensuciaría y habría que limpiarlo para no provocar daños en el motor u otros mecanismos del elemento de extracción.

c) En este caso, en el que se trata de la extracción de polvos que pudieran ser explosivos, debemos evitar que las aspas o alabes de extractor hagan contacto con el material explosivo, ya que la fricción que el extractor haga sobre el polvo puede elevar su temperatura hasta el punto en que se inicie una explosión.

2. Selección del extractor: En cuanto al extractor que debería acoplarse al área de carpintería, se tenía la opción de ubicar un extractor axial o uno radial (al igual que en los dos casos anteriores). Después de analizar las cualidades que presenta cada uno de estos extractores, se decidió por el uso de un extractor radial ya que nos provee de una mayor eficiencia en extracción en comparación al extractor axial, el cual requiere de grandes velocidades angulares para poder generar el mismo caudal (como se había explicado en capítulos anteriores) que un extractor radial a menores velocidades. Específicamente el extractor que fue escogido era de tipo centrifugo.

3. Selección del medio filtrante: En cuanto a lo que toca la selección del medio filtrante a ser utilizado en el área de la carpintería, se requiere el analizar qué tipo de elemento queremos filtrar y que propiedades físicas tiene. En nuestro caso estamos tratando con polvo de madera, para lo que vemos que tiene un diámetro (aprox.) de partícula menor a 50μ (micrones) y está siendo extraído a la temperatura de medio ambiente (promedio 18°C). Tomando en cuenta que el proceso de la carpintería genera una niebla constante, teniendo concentraciones de polvo que van de moderada a saturada, lo que es lo mismo de 2 a 5 gramos de contaminante por pie cúbico.

Tomando en cuenta el diámetro de partícula podemos apreciar que debemos escoger una maya o un filtro que tenga una separación de fibras menor al tamaño de la partícula, por lo que se escogió un filtro de fibra sintética (conglomerados de papel y cartón). Lo que nos resuelve el problema de la recolección de polvo de madera y por otro lado es un material de bajo costo y es reciclable.

Al hacer circular polvo a través de un tamiz, este tiende a concentrarse en la superficie de filtrado, lo cual provoca que los poros por los cuales circulaba el aire se tapen, lo cual genera que el sistema sea ineficiente. Para resolver este problema se eligió un recolector de polvo que contara con limpieza automática de los filtros. Este sistema funciona a base de aire a presión en contra-flujo. Este sistema cuenta con una entrada de aire a presión, la cual es utilizada para generar pulsos de aire a presión (una presión mucho mayor a la presión con la cual circula el aire que está siendo limpiado) los cuales circulan en dirección contraria a la dirección que lleva el que debe ser filtrado. Estos pulsos son controlados mediante un temporizador electrónico el cual acciona las electro-válvulas que liberan los pulsos de aire. Esto provoca que las partículas de polvo que se encuentran adheridas a las paredes del filtro sean expeditas de su lugar para precipitarse en el fondo del sistema colector, en donde se encuentra un recipiente donde se almacena temporalmente el polvo, hasta que la compuerta es abierta para dejar caer el contenido en algún tambor.

Otro elemento en el cual se debió tener cuidado era la cualidad explosiva del polvo. Para este problema se decidió elegir un sistema recolector de polvos que contara con una ventana de disipación explosiva. El fin de esta ventana es el de disminuir la onda de expansión de la explosión. Al ocurrir una explosión dentro del sistema colector de polvo, ésta genera una onda de expansión, la cual puede provocar la ruptura de las paredes y lanzar trozos de material en todas direcciones a gran velocidad (de la misma manera en la que funciona una granada de mano). Al ubicar una ventana o pequeña compuerta fija mediante grapas o seguros que puedan ser removidos con poca fuerza a alguna de las paredes del colector, la onda de expansión desprenderá la compuerta de su lugar, perdiendo energía al vencer la resistencia que ofrecen las grapas de la compuerta. Para

evitar que la compuerta salga disparada al exterior, lo cual podría provocar un accidente, esta ventana se encuentra fija por uno de sus lados a la pared del colector mediante una bisagra. (ver fig. 5.3)

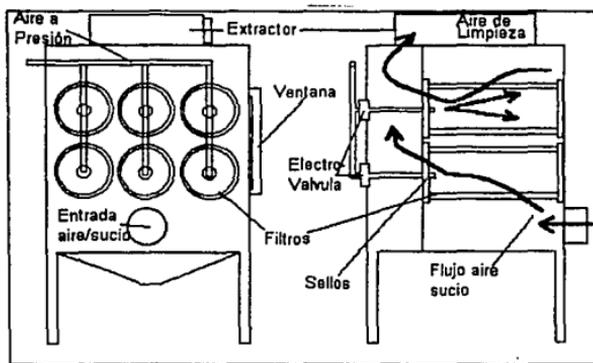


Figura 5.3 - COLECTOR DE POLVOS

4. Ubicación de los elementos de extracción y limpieza y 5. Diseño de las trayectorias de las líneas de extracción: Para estos puntos se deberán analizar la localidad en la que serán implementados los dispositivos de control de contaminantes. Debido a que generalmente los dispositivos de control de contaminantes son implementados después de que la planta se encuentra en operación, la tarea de ubicar estos elementos dentro de la localidad puede llegar a complicarse debido al hecho de que ya la planta está funcionando y tienen cada espacio dentro de la localidad en cuestión ocupado para otras funciones de la planta, lo que generalmente se soluciona al tener que ubicar los elementos de control de contaminantes a grandes distancias del punto de generación de contaminantes, lo cual representa un gran aumento en costos ya que se cuenta con grandes

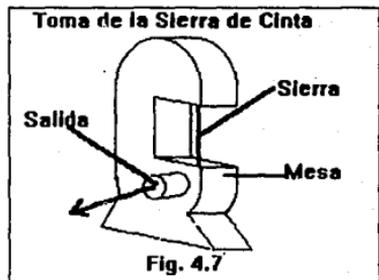
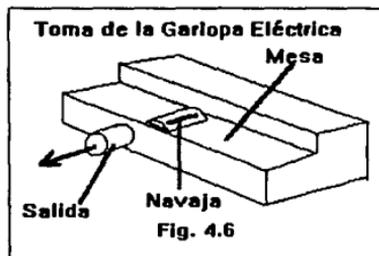
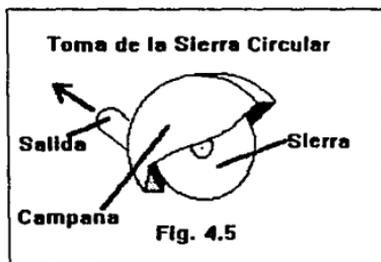
distancias de transporte del fluido lo que se traduce en grandes pérdidas de presión por elementos de conducción, que representa un gasto mayor tanto en ductería como en extractor, el cual deberá ser de mucho mayor capacidad.

La situación en Cameron Iron Works en el área de carpintería por un lado era un tanto favorable en esta área ya que se contaba con espacio cerca de los puntos de generación de contaminantes, lo cual nos permitiría ubicar un elemento central de succión conectado a las cuatro tomas (ver fig. 5.4). Para evitar problemas con el colector en el aspecto de que les restara espacio de trabajo a los carpinteros, se decidió ubicar el colector en la parte exterior de la carpintería (en donde se encontraba una localidad en la que acumulaban material para ser maquinado).

Ahora, tomando en cuenta la ubicación de las cuatro tomas (ver fig. 5.4), nos lleva a ver que la trayectoria mas corta y única sería la que se encuentra señalada dentro de la fig. 5.4 y en los planos respectivos de la instalación de este diseño

6.- Selección de la Toma: En cuanto a la selección de la toma, nos encontramos que debido a la cantidad de aire tan grande que era requerido succionar (debido a que eran necesarias varias tomas), lo más recomendable era utilizar una campana colocada en cada uno de las máquinas que generaban el polvo de madera. Esta campana debería ser colocada lo más cercana posible al punto de generación de contaminante. Toda la maquinaria que se contaba en la carpintería era maquinaria de importación (en Estados Unidos por reglamentación todos los equipos de carpintería deben contar con estos aditamentos) y todas contaban con tomas de extracción de aire (las máquinas contaban ya

con sus propias campanas) así que solo era necesario conectar la manguera de extracción a la entrada de la campana del aparato.



3.- Cálculos y estimaciones.

3.1. Metodología

En cuanto al punto de cálculo, primeramente se aclarará que solo se enfocará a los cálculos necesarios para lograr que este sistema sea eficiente y que la recolección de contaminantes sea efectiva (los cálculos estructurales de soportería y aditamentos quedan fuera de este estudio).

El factor fundamental para un sistema de succión de gases y partículas es el diámetro de la sección transversal de la ductería que lleva este medio de succión (en este caso es aire). Es en base al diámetro de la ductería en el cual nos basaremos para el cálculo de pérdidas que se generen por fricción del medio de succión contra las paredes del ducto.

Primeramente se identifican las tomas de aire o lugares en donde se realizará la succión de los contaminantes (en este caso serán cada una de las cuatro tomas que existen en la zona de carpintería). Una vez teniendo identificadas las tomas de aire (que en la figura 5.8 serían las marcadas con los números 1,2,3 y 4), se calcula en base al volumen promedio que ocupa el contaminante y a la concentración respecto al aire que éste tenga, se calculan aproximados de velocidad y caudal de succión.

Hecho esto, hay que identificar los tramos de ductería que se encuentren involucrados en el sistema, llamándosele tramo a un segmento de ductería que se encuentra comprendida entre dos nodos. Y llamaremos nodo a cualquier toma, salida o unión de ducterías, ya sea entre ellas mismas o en unión con algún otro elemento (sin contar dobleces o cambios de dirección de la ductería).

Para la carpintería tenemos los siguientes tramos (ver figura 5.8):

- Tramo 1 = 3-A
- Tramo 2 = 4-A
- Tramo 3 = 1-B
- Tramo 4 = 2-B
- Tramo 5 = A-C
- Tramo 6 = B-C
- Tramo 7 = C-Colector

Teniendo los tramos identificados, procedemos a calcular las pérdidas de presión que cada tramo genera, ésto se realiza primeramente para los tramos de primer nivel o sea los que cuentan con una toma de aire, luego se procede a calcular los tramos de segundo nivel o sea los que recolecten aire de dos o mas tomas de primer nivel, luego los de tercer nivel o sea los que recolecten aire de los ductos de segundo nivel, y así consecutivamente hasta llegar a la salida del aire. Misma que toma en cuenta tanto el diámetro de la ductería, así como la longitud del tramo, el material (que para este caso utilizaremos lámina galvanizada de acero 1040), la velocidad estimada del medio de succión (aire) como factores fundamentales en el cálculo de la pérdida de presión del tramo de ductería.

Teniendo identificadas las pérdidas de los tramos de primer nivel (o sea Tramos 1,2,3 y 4), se ubica en la unión de dos tramos de primer nivel y se comparan las caídas de presión que se generan para cada tramo de primer nivel, estas dos caídas de presión deberán ser iguales en magnitud para que el sistema se encuentre balanceado, de no ser así, al instalar el sistema este tratará de balancearse por sí mismo lo que nos generará que su funcionamiento no es el que se predijo en los cálculos. Así pues, se deberá ir balanceando todas las uniones de tramos para poder tener un sistema globalmente balanceado. Este cálculo es de manera iterativa (al igual que en los capítulos anteriores), en donde se variará el diámetro de la ductería y la velocidad de succión de aire para lograr un sistema balanceado.

3.2 Cálculos

Para comenzar los cálculos primero que nada hay que tener definido el diámetro y la velocidad del aire dentro del ducto. Este cálculo es iterativo debido a que primero se calculan los tramos de primer nivel (los que se encuentran comprendidos entre la toma de aire y alguna unión o cambio de sección) para luego comparar en alguna intersección las pérdidas de presión sufridas por cada uno de los tramos que llegan a esta unión, si se llega a dar el caso de que no coincidan (que por lo general no coinciden a la primera vez) se debe variar ya sea el diámetro o la velocidad o el flujo volumétrico (manteniéndose dentro de un rango definido para cada toma) para lograr que las pérdidas de presión de los diferentes tramos que llegan a una unión se encuentren balanceadas. Por esta razón únicamente se mostrarán los valores definitivos para evitar el mostrar todas las iteraciones que se efectuaron. Como herramienta se introdujo dentro de una hoja electrónica de cálculo las fórmulas utilizadas para generar los valores de ductería con lo que únicamente se varían los valores de diámetro, flujo volumétrico y velocidad, y la hoja electrónica calcula automáticamente las pérdidas para cada tramo, las pérdidas acumuladas, y los diferentes datos necesarios para lograr balancear la ductería.

Para el caso del área de la carpintería primero tomaremos el tramo comprendido entre la sierra de cinta y la unión de este tramo con el tramo proveniente de la garlopa eléctrica. Este tramo ha sido identificado como B-1

Para este tramo contamos con los siguientes valores:

Flujo Volumétrico (o caudal) : $Q = 860$ cfm (pies cúbicos por minuto)

Velocidad Mínima de Transporte: $V_m = 3,000$ fpm (pies por minuto)

y un Diámetro de $D = 6.00$ pulgadas.

Ahora procedemos a calcular el área del ducto que estará dado por la fórmula del área de un círculo:

$$A = \pi * r^2 = \pi * (6.00/24.00)^2 = 0.1963 \text{ ft}^2$$

La velocidad real del ducto será:

$$V_r = Q / A = 860 / 0.1963 = 4380 \text{ fpm}$$

La velocidad de presión del ducto estará dada por la fórmula :

$$V_p = (V_r / 4005)^2 = (4380 / 4005)^2 = 1.1960 \text{ "wg (pulgadas de agua)}$$

Ahora, el factor de pérdida en la entrada del ducto (este valor será cero para todos los tramos a excepción de las tomas) Este valor depende del tipo de campana que se está utilizando en la toma.

El factor de pérdida para este tipo de campana es de $F_e = 1.1$.

El factor de aceleración nos indica que tanta aceleración ha sufrido el aire para entrar al tramo en cuestión. El valor de este dato para tramos con tomas de aire es de 1 ya que el aire debe ser desviado de su lugar y acelerado para comprimirlo y hacerlo entrar dentro de la ductería. Para tramos que no tengan toma de aire el valor para este campo es de cero.

$$F_a = 1$$

Las pérdidas en el ducto por velocidad de presión es la suma de los factores de pérdida provocada por la campana. El valor para la ductería utilizada en este proyecto es de:

$$P_{vp} = F_a + F_e = 1.1 + 1 = 2.1.$$

Ahora calculamos la pérdida de presión en la entrada del ducto (o sea en la toma) que estará dada por la fórmula:

$$P_{entrada} = V_p * P_{vp} = 1.1960 * 2.1 = 2.5116 \text{ "wg}$$

Y debido a que no se cuentan con otros aditamentos dentro de la tubería que den otro tipo de pérdidas, la suma de las pérdidas de presión dentro de la toma es el de las pérdidas de presión en la entrada del ducto .

$$P_{campana} = P_{entrada} + \text{Otras Pérdidas} = 2.5116 + 0 = 2.5116 \text{ "wg}$$

Ahora dentro de la ductería en sí, vemos que el tramo en cuestión tiene una longitud total de $L = 7 \text{ ft}$.

Luego se obtiene el factor de pérdidas por fricción, provocada por la rugosidad del ducto. Estas pérdidas están dadas por la siguiente fórmula:

$$H_f = 0.0307 * (Vr^{0.533} / Q^{0.612}) = 0.0307 * (4380^{0.533} / 860^{0.612}) = 0.0429$$

Para calcular las pérdidas por fricción por velocidad de presión se toma en cuenta la siguiente fórmula:

$$P_f = H_f * L = 7 * 0.0429 = 0.3001$$

Tomando en cuenta el número de codos a 90 que tiene la sección $N_c = 1$.

Y las pérdidas por codos en el tramo están dadas por : $P_c = N_c * 0.27 = 0.27$ El factor 0.27 proviene de la siguiente tabla de acuerdo a la siguiente tabla (donde r es el radio de la curva que se describe el codo y D es el diámetro del ducto)

r/D	Factor
1.5	0.39
2.0	0.27
2.5	0.22

TABLA 5.1 - PERDIDAS EN CODOS (DEBIDO A r/R)

Ahora contabilizamos el número de entradas que tenga el tramo. Las entradas serán el punto en el que un ducto tiene que flexionarse para entrar a una unión. En este caso no contamos con una entrada. Por lo que $N_e = 0$. Ahora Las pérdidas por entradas está dada por la fórmula $P_{en} = N_e * 0.18 = 0$. El factor 0.18 corresponde a la siguiente tabla:

Factor de pérdidas por entradas

Angulo de Entrada	Factor
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
60°	0.44
90°	1.00

TABLA 5.2 - PERDIDAS EN CODOS (DEBIDO A CUVATURA)

Ahora calculamos las pérdidas en el ducto por velocidad de presión es la suma de las anteriores pérdidas:

$$P_{dvp} = P_f + P_{en} + P_c = 0.3001 + 0.27 + 0 = 0.5701$$

Y ahora las pérdidas del ducto serán las pérdidas en ducto por velocidad de presión por la velocidad de presión, siendo $P_d = P_{dvp} * V_p = 0.5701 * 1.1960 = 0.6818$ "wg

Ahora la pérdida de presión en el tramo será la pérdida de presión en el ducto más la pérdida de presión estática dentro de la campana:

$$P = P_d + P_{campana} = 0.6818 + 2.5116 = 3.1934$$
 "wg

Hecho esto se calcula la presión estática acumulada en tramo. En el caso de ser una toma el valor de la acumula da es el mismo valor de la presión estática dentro del ducto. En el caso de uniones será el valor de la pérdida por el mismo tramo más las pérdidas de los ducto que se unieron.

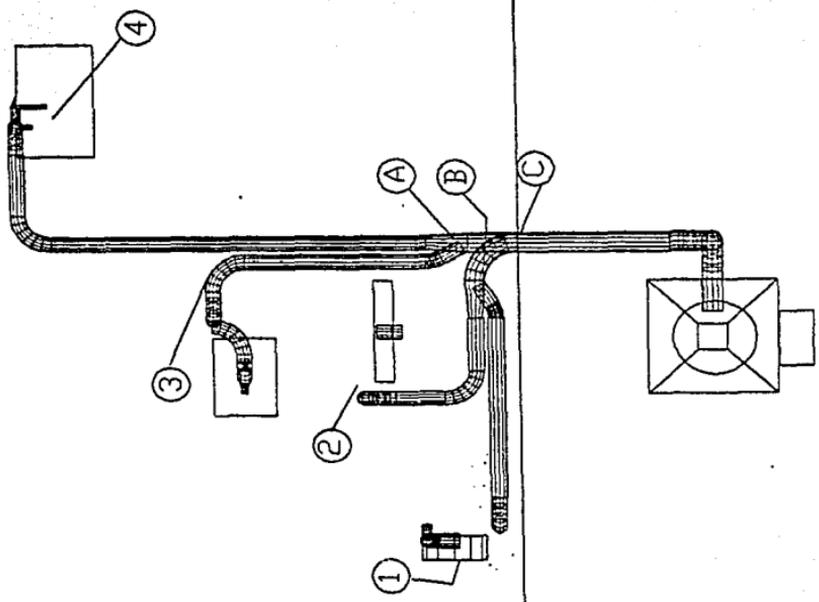
Ahora se procedía a calcular el Número de Reynolds (Re) para ver el grado de turbulencia dentro del ducto así como los factores A y B del mismo.

$$\text{Re} = (0.075 * D * V_r) / 0.0000126 = 2.17 \times 10^5$$

$$A = (-2.457 \text{ Ln} ((7/\text{Re})^{0.9} + (0.0005/(3.7+d))))^{16} = 3.811 \times 10^{21}$$

$$B = (37530 / \text{Re})^{16} = 6.286 \times 10^{-13}$$

Con esto quedan concluidos los cálculos de balanceo de ducterías para este tramo. De la misma manera se seguirán calculando los valores para todos los tramos hasta llegar al colector de polvo. Los datos para los demás tramos del área de carpintería se encuentran en la tabla 5.1. (ver figs. 5.8 y 5.9)



VELUM SERVICIO Y TECNOLOGIA	Cliente: Cameron	Todas las cotas y mediciones estan en metros	REVISO
Dibujo: Manuel Belauzera Revisor: Ing. Javier Lozano Fecha: 22 de mayo 1998	Escalera: CARPINTERIA (PLANTA)	(de lo contrario se especifica unidades)	APROBADO

FIGURA 5.8 - PLANO DE DUCTERIAS (PLANTA)

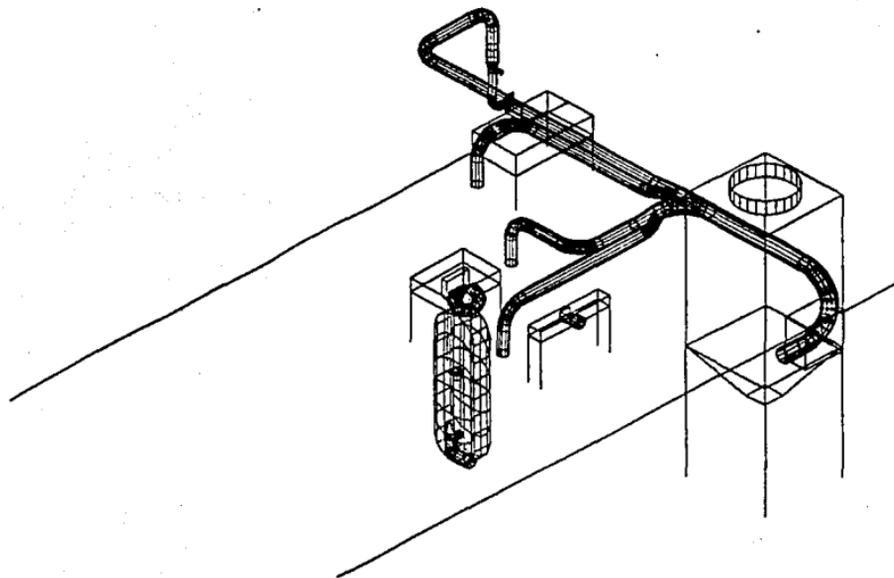


FIGURA 5.9 - ISOMETRICO DE INSTALACION

TABLA 5.3 - RESULTADOS DE CARPINTERIA

MEMORIA DE CALCULO

Identificación de Segmento		B - 1
Flujo Volumétrico	cfm	860
Velocidad Mínima de Transporte	fpm	3,000
Diámetro del Ducto	inches	6.0
Area del Ducto	sq. ft.	0.1963
Velocidad Real del Ducto	fpm	4,380
Velocidad de Presión del Ducto	"wg	1.1960
S R Area de Ranura	sq. ft.	
U A Velocidad de Ranura	fpm	
C N Velocidad de Presión de Ranura	"wg	
C U Factor de Pérdida en la Ranura		
I R Factor de Aceleración	0 6 1	
O A Pérdida de VP en el Plenum		
N Presión Estática en el Plenum	"wg	
Factor de Pérdida en la Entrada del Ducto		1.1
C Factor de Aceleración	0 6 1	1
A Pérdida en el ducto por VP		2.1
M Pérdida en la entrada del ducto	"wg	2.51
P Otras Pérdidas	"wg	
A Presión Estática de la Campana	"wg	2.51
N		
A		
Largo de la ducteria	feet	7
Factor de fricción 1		0.0321
Factor de fricción 2		0.0429
Pérdida de fricción por VP		0.3001
Número de codos en 90 grados		1
Pérdida en codos por VP		0.27
Número de Entradas		0
Pérdida en la Entrada por VP		0.00
Factores de Pérdida por Ajustes Especiales		0.00
Pérdida en el ducto por VP		0.5701
Pérdida en el ducto	"wg	0.6818
Pérdida de SP en el ducto	"wg	3.1934
Presión Estática Acumulativa	"wg	3.1934
Presión Estática Gobernante	"wg	3.1934
Número de Reynolds		2.17E+05
A		3.811E+21
B		6.286E-13

TABLA 5.3 - RESULTADOS DE CARPINTERIA (cont)

B - 2	B - C	A - 3	A - 4	A - C	C-COLECTOR
820	1,680	880	800	1,680	1,680
3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
6.0	8.0	6.0	6.0	8.0	8.0
0.1963	0.3491	0.1963	0.1963	0.3491	0.3491
4,176	4,813	4,482	4,074	4,813	4,813
1.0873	1.4441	1.2523	1.0349	1.4441	1.4441

1.1	0	1.1	1.1	0	0
1	0	1	1	0	0
2.1	0	2.1	2.1	0	0
2.28	0.00	2.63	2.17	0.00	0.00
2.28	0.00	2.63	2.17	0.00	0.00

5	3	7	14	3	6
0.0323	0.0224	0.0320	0.0325	0.0224	0.0224
0.0430	0.0299	0.0428	0.0431	0.0299	0.0299
0.2151	0.0898	0.2995	0.6036	0.0898	0.1795
2	0	1	2	0	2
0.54	0.00	0.27	0.54	0.00	0.54
0	1	0	0	0	0
0.00	0.18	0.00	0.00	0.00	0.00
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.7551	0.2698	0.5695	1.1436	0.0898	0.7195
0.8211	0.3896	0.7132	1.1835	0.1296	1.0391
3.1045	0.3896	3.3430	3.3569	0.1296	1.0391
3.1045	3.4941	3.3430	3.3569	3.4865	4.5256
3.1045	3.4941	3.3430	3.3569	3.4865	4.5256

2.07E+05	3.18E+05	2.22E+05	2.02E+05	3.18E+05	3.18E+05
3.586E+21	6.77E+21	3.923E+21	3.473E+21	6.77E+21	6.77E+21
1.347E-12	1.395E-15	4.352E-13	2E-12	1.395E-15	1.395E-15

4.- Recomendaciones

Como recomendaciones que se le hizo a Cameron Iron Works acerca del trabajo realizado para el área de carpintería fueron las siguientes:

- 1) Evitar el contacto con flamas o chispas dentro del área de carpintería y en la zona cercana a ésta.
- 2) El dar un mantenimiento a la ductería en cuanto a limpieza, ya que el polvo de madera se adhiere fácilmente a las superficies, y si se deja mucho tiempo sin limpieza, el polvo se acumula dentro de la ductería y provoca que se reduzca el área transversal, lo cual provocaría más pérdidas en la ductería..
- 3) Limpiar periódicamente el interior del colector de polvo para evitar obstrucciones en los filtros, a la vez que se revisa el deterioro que hayan sufrido los filtros.

CONCLUSIONES

Los trabajos realizados para Camer Iron Works en México mejoraron grandemente la situación ambiental dentro de la planta ya que se redujo la emisión de contaminantes y sustancias tóxicas al aire y al medio ambiente en general.

Este proyecto me dió la oportunidad de conocer acerca de las reglamentaciones ambientales que actualmente rigen en nuestro país. Así como de algunos de los métodos y tecnología que se utilizan actualmente a nivel mundial para la lucha contra la contaminación ambiental. También el poder las innumerables fuentes de contaminación que existen dentro de una planta productiva y los efectos que esta contaminación puede producir

La conciencia que deben tomar las plantas del México Actual en cuanto al medio ambiente deberá ser muy enfocada a la inversión de los recursos necesarios para evitar el daño que los contaminantes enviados a la atmósfera producen a la ecología. México se encuentra en una posición crucial en este aspecto.

La aprobación del Tratado de Libre Comercio entre México, Estados Unidos y Canadá dará cabida a la entrada de nuevas tecnologías ambientales a nuestro país. Pero al mismo tiempo entrarán con estas tecnologías, una nueva legislación para el control ambiental. Ahora no solamente las plantas deberán de contar con sofisticados sistemas de control de emisiones, sino también los productos de estas planta deberán ser diseñados de la manera en que puedan se biodegradables o ayuden al reciclaje de materiales.

México deberá de ponerse al corriente con las tecnologías de control de contaminantes que son utilizadas por los ahora países socios del tratado y en su momento, poner el ejemplo de como se debe combatir a los contaminates. Este control nos ayudará al uso racional de los recursos así como un aseguramiento para las futuras generaciones.

Las políticas internacionales actuales se encaminan hacia la protección del medio ambiente y de los recursos naturales. Por lo que México no solamente deberá de tener una constante actualización tecnológica, sino que tambien deberá aplicar esta tecnología en favor y para producir bienes de una manera que la naturaleza sufra el menor daño posible, no solamente en la etapa de fabricación del bien, sino en su etapa de consumo y de desecho.

Es una lástima que actualmente las empresas en México que solicitan esta clase de tecnología y servicios es debido a que tuvieron alguna inspección por parte de las autoridades ecológicas y no aprobaron o sobrepasaron los límites que las reglamentaciones establecen.

De ahora en adelante las empresas mexicanas deberían de tomar conciencia por ellas mismas, no por temor a una revisión ambiental por parte de las autoridades o por no haber aprobado alguna de las revisiones que se realizan a las empresas. Las empresas mexicanas deberán de invertir en controles ambientales por propia convicción y como una manera en que ellas luchan por la conservación del medio ambiente y no por miedo a una multa.

No digo que todas las empresas mexicana se comporten de la misma manera, hay algunas empresas que ya cuentan con sistemas ecológicos dentro de sus plantas, pero esta ideología se debe hacer extensiva a todas las empresas del país, no solo para que se piense de México como un país productivo, sino para que también se le asocie con el calificativo de ecológico.

Glosario de Términos

A	Area
D	Diámetro
"wg	Pulgadas de Agua
lb	Libra
in	Pulgada
hr	Hora
hp	Caballo de Fuerza
ppm	Partes por millón
psi	Libras por Pulgada cuadrada
Q	Caudal de aire
ρ	Densidad
rpm	Revoluciones por minuto
SP	Presión Estática
SP _a	SP actual
SP _h	SP en la campana
cfm	Pies cúbicos por minuto
STP	Presión y temperatura estandar
TLV	Valor Límite de Peligro (Threshold Limit Value)
TP	Presión Total
VP	Persión de Velocidad
V	Velocidad

BIBLIOGRAFIA

Industrial Ventilation
Committee on Industrial Ventilation
American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Inc.
Cincinnati, Ohio, EUA, 1988. 20ª Edición
Pp. 1.1 - 1.10

Mecánica de Fluidos
Bernard Stanford Massey
Cia. Editorial Continental, S.A. de C.V.
México, 1984
Pp 281-322

Mecánica de Fluidos
Frank M. White
Ed. McGraw-Hill
México, 1988
Pp. 381-394

Mecánica de Materiales
Ferdinand P. Beer y Russell Johnston, Jr.
Ed. McGraw-Hill
México, 1982
Pp. 31-84 y 396-427

Control de Motores Eléctricos
Walter Alerich
Ed. Diana
Mexico, 1972
Pp. 151-175

Electric Motors in Industry
D.R. Shoults y C.J. Rife
Ed. John Wiley & Sons, Inc.
U.S.A., 1942
Pp. 182-215

Fundamentos de Calefacción, Ventilación y Acondicionamiento de Aire
Raymond Havrella
Ed. McGraw-Hill
México, 1983
Pp. 25-98

Tratado de Calefacción, Ventilación y Acondicionamiento de Aire
Hermann Rietschel
Ed. Labor, Publicaciones Técnicas
Barcelona, España, 1965, 14ª Edición
Pp. 31-65

Guía Práctica de la Ventilación
Woods of Colchester, Ltd
Ed. Blume
Barcelona, España, 1970
Pp. 110- 177

Contamination Analysis and Control
James Dwyer
Ed. Reinhold
New York, U.S.A., 1966
Pp. 233-284