



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



“ANALISIS Y CALCULOS PARA SELECCIONAR UN EXTRACTOR DE AIRE EN UNA BODEGA PARA ALMACENAR SEMILLA DE ALGODON QUE SE ENCUENTRA AL GRAN- NEL (ALMACENAMIENTO TIPO “MUSKOGEE”)”

INFORME TECNICO

Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentado por:

Enrique Federico Arenas Pilataxi

Guayaquil - Ecuador
1989

AGRADECIMIENTO

Al ING. EDUARDO DONOSO

Al ING. FRANCISCO ANDRADE

DEDICATORIA

A MIS PADRES

DECLARACION EXPRESA

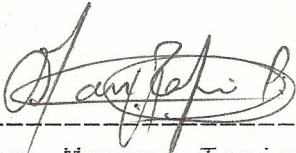
DECLARO QUE:

" Este Informe Técnico corresponde a la resolución de un problema práctico relacionado con el perfil profesional de la Ingeniería Mecánica ".

(Reglamento de Graduación mediante la elaboración de Informes Técnicos).



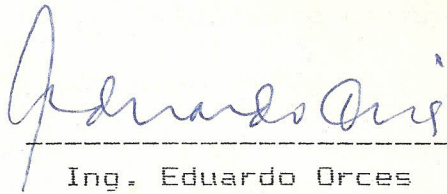
Enrique Federico Arenas Pilataxi



Ing. Marcos Tapia Q.
SUBDECANO



Ing. Francisco Andrade
DIRECTOR INFORME



Ing. Eduardo Orces
MIEMBRO TRIBUNAL

INDICE GENERAL

INDICE GENERAL	6
1.- ANTECEDENTES	
1.1. Historia	7
1.2. Justificación	8
2.- CONSIDERACIONES TECNICAS	
2.1. Factores que se deben considerar para una buena conservación de la semilla de algodón en este tipo de almacenamiento	14
2.2. Equipo necesario para lograr las condiciones de conservación de la semilla	19
3.- INGENIERIA (SOLUCION DEL PROBLEMA)	
3.1. Cálculo de la caída de presión a través de la pila de algodón almacenada	34
3.2. Cálculos de la caída de presión a través del sistema de ductos y accesorios	53
3.3. Selección del extractor de aire para el sistema	76
4.- RESULTADOS	
4.1. Evaluación de resultados	79
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	82
APENDICES	84
BIBLIOGRAFIA	96

CAPITULO 1

ANTECEDENTES

1.1. HISTORIA

En el año 1976, época en que me iniciaba en la actividad de la Ingeniería mecánica en la compañía PHIDAYGESA, ésta daba sus primeros pasos con una instalación de extracción de aceites de origen alemán tipo ROTOCEL marca KRUPP, la misma que requería de un buen abastecimiento de semillas oleaginosas como algodón, soya, ajonjolí, etc.

Debido a la poca experiencia que teníamos en el manejo de semillas, la planta tuvo muchas pérdidas, en unos caso porque el aceite que se obtuvo era de mala calidad debido al exceso de acidéz libre y color difícil de manejar, lo que hacía que el costo de su procesamiento sea alto y de bajo rendimiento, en otros casos la semilla almacenada se carbonizó debido a que alcanzó su correspondiente punto de ignición y en estos casos la pérdida fue total.

Todos estos acontecimientos hicieron que quienes conformábamos el equipo de técnicos revisáramos alternativas, en busca de una que fuera la más funcional, económica y rápida de implementar. Finalmente decidimos trabajar para instalar un sistema de almacenamiento al granel denominado tipo "Muskogee".

1.2. JUSTIFICACION

Siendo ahora el algodón uno de los productos de gran importancia dentro de la estructura Agro-Industrial del Ecuador, y habiéndose incrementado los cultivos en gran escala, a partir del año 1974, se llegó al punto de que la presencia de semilla de algodón en las diferentes plantas de extracción fué, en cierto modo, masiva, sin que éstas estén debidamente preparadas para la recepción y conservación adecuada de la semilla, lo cual es de mucha importancia en la industria de aceites y grasas comestibles.

A más de lo explicado anteriormente, cabe indicar que a cada planta procesadora de grasas y aceites comestibles se les asignó un cupo mínimo de admisión de semilla, según acuerdo firmado el 5 de Noviembre de 1975, entre el Ministerio de Agricultura, Ministerio de Industrias, Productores de aceites y grasas y productores de semillas. Lo cual obliga a estas plantas productoras de aceites y grasas comestibles, que están equipadas con plantas de extracción de aceites (durante el período de molienda, que se inicia en los primeros días de Julio para terminar en los primeros días de Diciembre) a almacenar semilla para ser sometida al proceso de extracción, ya que generalmente, la cantidad de semilla entrante es siempre mayor a la capacidad de la planta de extracción, por lo tanto,

esta semilla que se almacena debe encontrarse bajo ciertas condiciones de temperatura y humedad para evitar un deterioro brusco.

Siendo la semilla de algodón, una de las más difíciles de almacenar por sus características autoinflamables cuando alcanza ciertas condiciones de temperatura y humedad, que a su vez producen también un deterioro de la calidad del aceite contenido en la semilla (aproximadamente un 21%), por incremento de los ácidos grasos libres (FFA), acentuamiento de la pigmentación, que es un factor que influye negativamente en el producto terminado, todo esto ha hecho que en años anteriores se hayan producido grandes pérdidas en varias empresas dedicadas a este proceso.

Existen varios sistemas de almacenamiento de semillas como:

1. Los silos que son comunmente usados y que normalmente son tanques cilíndricos de aproximadamente 20 mts. de alto por unos 25 mts. de diámetro, rematando en cúspides cónicas; según el tipo, ya sea de piso falso o perforado, son usados de tal manera que el aire es soplado a través de la semilla hacia una recámara de donde es extraído con un ventilador de succión y que requieren de una fuerte inversión inicial.
2. El sistema denominado "Bodega de Semillas" o "Mus

kogee", que será el analizado en este trabajo, y tiene normalmente las siguientes características: Bodegas o tendales de 30 a 35 mts de ancho por unos 30 a 60 metros de largo, las paredes suelen tener aproximadamente 4 mts de altura y la inclinación de los techos es de 45° ; existen una serie de ductos laterales bajo el piso conectados a un ducto central para la circulación de aire, a más de eso existen válvulas para permitir una regulación de flujo de aire de los ductos laterales al central, que a su vez está conectado a un extractor de aire, de este modo es posible balancear el flujo de aire en la pila de semilla o concentrar un flujo de aire en áreas donde mayormente es necesitado.

Hasta el momento se ha establecido, que a pesar de los sistemas existentes y que están en constante mejoramiento, para obtener un buen diseño de un sistema de aireación de semillas, la experiencia es la mejor guía, obteniéndose de ella todas las modificaciones, según el caso y condiciones lo permita.

Son de mucha importancia las observaciones y valorizaciones hechas por la industria en este campo, ya que éstas varían según la localidad en que se realiza la experiencia.

La factibilidad y justificación de este trabajo,

desde el punto de vista técnico lo analicé a partir de:

A. Concepto del "Equilibrio de Humedad" entre las semillas de algodón y el aire que se hace circular a través de ella (concepto que ampliaré en el siguiente capítulo).

Este concepto se aplicó, ya que tanto las condiciones de la semilla entrante como las condiciones ambientales se prestaban para aplicar este sistema.

B. Las condiciones en que llegan las semillas desde las desmotadoras que son:

Humedad (promedio) : 8 a 12%

Acidos grasos libres (FFA)

en el aceite contenido (promedio) : 0.5 a 1%

C. Condiciones Ambientales de la zona donde se instaló, el sistema.

Durante el día (promedios del mes de Julio 1976)

Temperatura bulbo seco : 27.5 °C

Temperatura bulbo húmedo : 23 °C

Humedad Relativa promedio : 68% Apéndice (1).

Durante la noche (Promedios mes de julio 1976)

Temperatura bulbo seco : 25°C

Temperatura bulbo húmedo : 22°C

Humedad Relativa : 77% Apéndice (1)

Tomando toda esta información y analizandola en las curvas "Condiciones seguras de almacenamiento

para semilla de algodón " (Fig I), publicadas por M. Neumunz & Son Inc., en su publicación "New Development in the Vegetables Oil Industry During the Years 1964 & 1965", me hicieron estar seguros que existían condiciones idóneas para alcanzar nuestro objetivo con el sistema de almacenamiento tipo "Muskogee", el mismo que consistía en conservar las semillas dentro de los siguientes parámetros:

Contenido de humedad en la semilla: 12% max.

Temp. almacenamiento de la semilla: 29°C max.

FFA en la semilla : 1% max.

Estos parámetros, según M. Neumunz & Son, permitiría un incremento de FFA de no más de 0.5% por mes, el mismo que se lo considera muy aceptable dentro de este negocio (ver figura I).

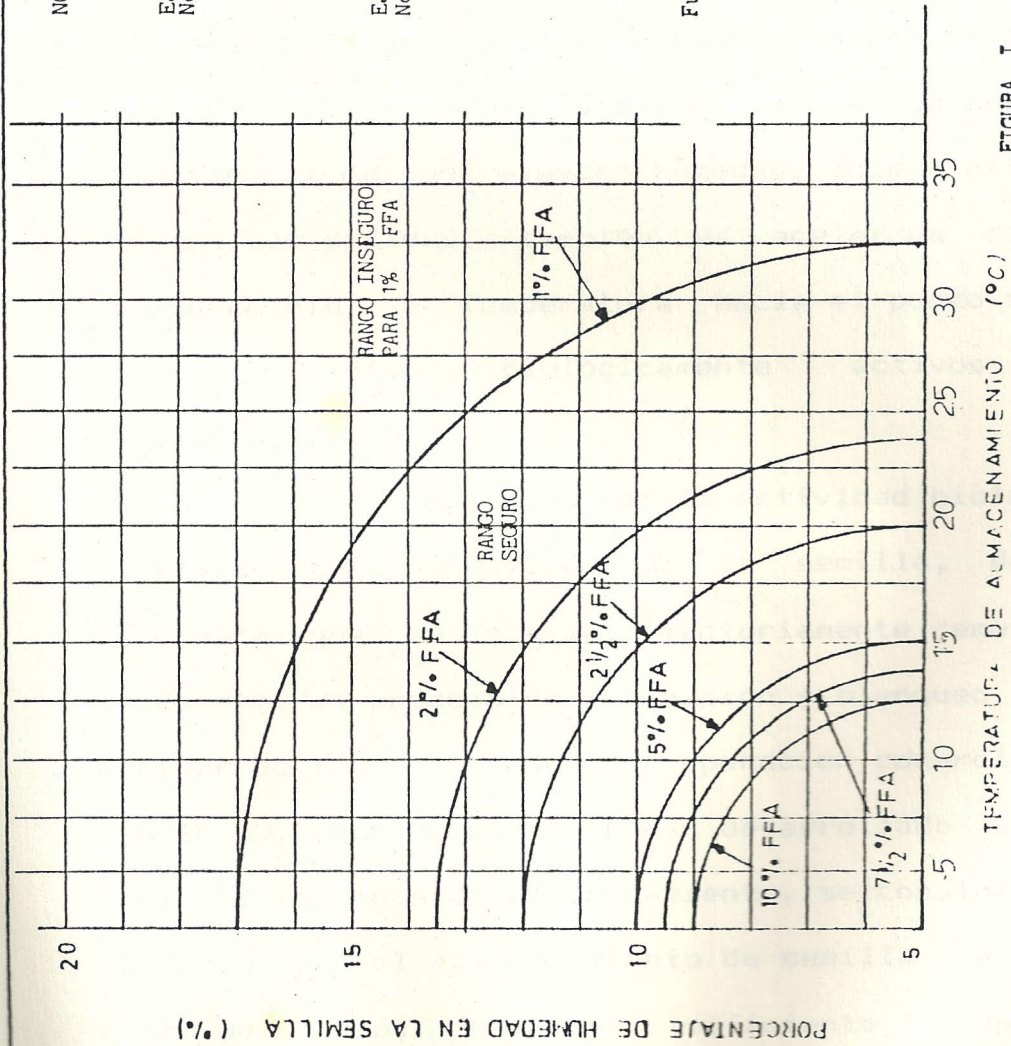


FIGURA I

NOTA: RANGO SEGURO ES EL AREA BAJO LA CURVA QUE ESTA DADO PARA EL CON TENIDO DE ACIDOS GRASOS LIBRES.

EJEMPLO: UNA SEMILLA CON 2 1/2 % DE ACI DOS GRASOS LIBRES, LA TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO NO PUEDE EXCEDER DE 25° C Y LA HUMEDAD DE LA SEMI- LLA NO PODRA EXCEDERSE DE 12 %, Y DE ESTE MODO EL DAÑO DE LA SEMILLA NO SERA MAS DE 0.5 % DE INCREMENTO POR MES DE LOS ACIDOS GRASOS LIBRES.

EJEMPLO: UNA SEMILLA CON 1 % DE ACIDOS GRA SOS LIBRES Y 12 % DE HUMEDAD, SU MAXIMA TEMPERATURA SEGURA DE ALMA CENAMIENTO ES 28°C.

Fuente: New Developments in the Vegetable Oil Industry During the year 1964 & 1965
M. Neumundz & Son Inc. New York

CONDICIONES DE SEGURIDAD SEMILLA DE ALGODON ALMACENADA
OCT. 9/54 S. SOURENS

CAPITULO II

CONSIDERACIONES TECNICAS

2.1. FACTORES QUE SE DEBEN CONSIDERAR PARA UNA BUENA CONSERVACION DE LA SEMILLA DE ALGODON EN ESTE TIPO DE ALMACENAMIENTO.

Existen definitivamente dos factores que producen pérdidas durante el almacenamiento de la semilla de algodón.

1. Las enzimas o microorganismos que producen pérdidas de glicéridos con el respectivo incremento de ácidos grasos libres (FFA) y glicerinas, esta hidrólisis es acelerada ante la presencia de una elevada humedad, acidez alta, o semillas dañadas, también es acelerada por el incremento de temperatura hacia el punto donde los agentes biológicamente activos son destruidos.
2. El calor desarrollado por la actividad biológica afecta la pigmentación de la semilla, de tal manera que no son satisfactoriamente removidas durante el proceso de refinación y blanqueo.

A pesar de más de 50 años de operación comercial en los EE.UU, que es donde se han desarrollado las mas variadas técnicas de almacenamiento, se considera en la actualidad el almacenamiento de semilla y algodón como un arte, sin el suficiente fundamento científico, se ha intentado la inhibición química de

la hidrólisis causada por enzimas o microorganismos desde el punto de vista práctico o comercial, los inhibidores en este caso han resultado tóxicos o no suficientemente activos.

En conclusión los factores que se deben considerar para una buena conservación de la semilla de algodón serían:

- a. La temperatura de la semilla, que deberá ser controlada para prevenir cualquier calentamiento.
- b. El contenido de humedad en la semilla que se está conservando en almacenamiento.
- c. La humedad relativa del aire que va a ser utilizado en la conservación de la semilla (según esto se escoge la mejor hora para realizar la ventilación de la semilla), ya que un aire con una humedad relativa alta puede complicar considerablemente el buen almacenamiento de la semilla, porque incrementaría el contenido de humedad de la semilla almacenada como resultado del equilibrio de humedad, que se alcanzará entre las semillas y el aire puesto en contacto.

El Equilibrio de humedad fue demostrado por primera vez en 1929, por Thornton y Briggs, después por otros y finalmente, ya con mayores detalles por Karon (1) quien almacenó semillas en desecaderos haciéndole circular aire a varias humedades relativas que fueron obtenidas por el uso de

soluciones salinas conocidas para producir una humedad relativa controlada en el aire por contacto con la solución. En conclusión analizando lo dicho anteriormente, no se puede hacer circular aire a través de la semilla sin considerar el contenido de humedad en la semilla.

Se ha comprobado que a medida que la semilla aumenta su humedad el incremento de FFA es marcadamente acelerado y si la semilla llega, por casualidad, con daño desde los campos de cultivo y cosecha, el efecto indicado anteriormente es mucho mayor, por lo tanto, una semilla con un contenido de humedad bajo puede ser almacenada por largos períodos, con riesgos mínimos siempre que se controlen las condiciones del aire.

Investigaciones realizadas en el año 1958, por F. A. Norris, Lee J. Hilffman y C. B. Land (1) sobre equilibrio de humedad durante los almacenamientos de semillas de algodón, mediante la utilización de varias humedades relativas en el aire, dieron como resultado la tabla 2.1.1 (2).

Para la obtención de esta tabla:

- a) La humedad relativa del aire fue controlada usando soluciones salinas a 24°C como desecadores de aire.
- b) La humedad relativa del aire fue medida con un higrómetro eléctrico, que cubría un rango de 5 a

99% de humedad relativa.

- c) El contenido de humedad en la semilla se lo midió por el sistema de secado al horno.

PUNTOS DE HUMEDAD DE EQUILIBRIO DE LA SEMILLA DE ALGODON A VARIAS HUMEDADES RELATIVAS DE AIRE.		
MATERIALES USADOS COMO SOLUC. SATUR.	PORCENTAJE HUMEDAD REL. AIRE 24°C	HUMEDAD DE EQUILIBRIO SEMILLA
CH ₃ COOK	20.0	5.5
CaCl ₂	31.1	6.1
K ₂ CO ₃	43.0	7.3
Ca(NO ₃) ₂	51.0	8.3
NABR	62.0	8.8
KNO ₃ - NH ₄ CL ₂	71.2	10.5
NACL	75.0	11.5
NANO ₂	80.0	13.4
KBL	84.0	15.1
KCL	85.0	15.3
BACL ₂ 2H ₂ O	92.3	20.8
KNO ₃	94.5	22.1
K ₂ SO ₄	98.3	27.8
H ₂ O	100.0	29.0

TABLA 2.1

Un gráfico de estos resultados (figura II) indican que los mismos están bastante de acuerdo con los de Karon (línea punteada) a quien mencionamos anteriormente.

De todo lo analizado anteriormente se puede ver la importancia de tomar en consideración la temperatura del aire y su humedad relativa para conservar la semilla, puesto que si el aire en contacto con la semilla, tiene una humedad relativa más elevada que aquella del equilibrio con la semilla, la humedad de la semilla se incrementará hasta que se haya

COMPARACION DE RESULTADOS SOBRE EQUILIBRIO DE HUMEDAD LOGRADOS POR NORRIS, HILFMAN Y LAND VS KARON

Fuente: Oil Chemistry, Mc Graw-Hill Publication, Nov 1979

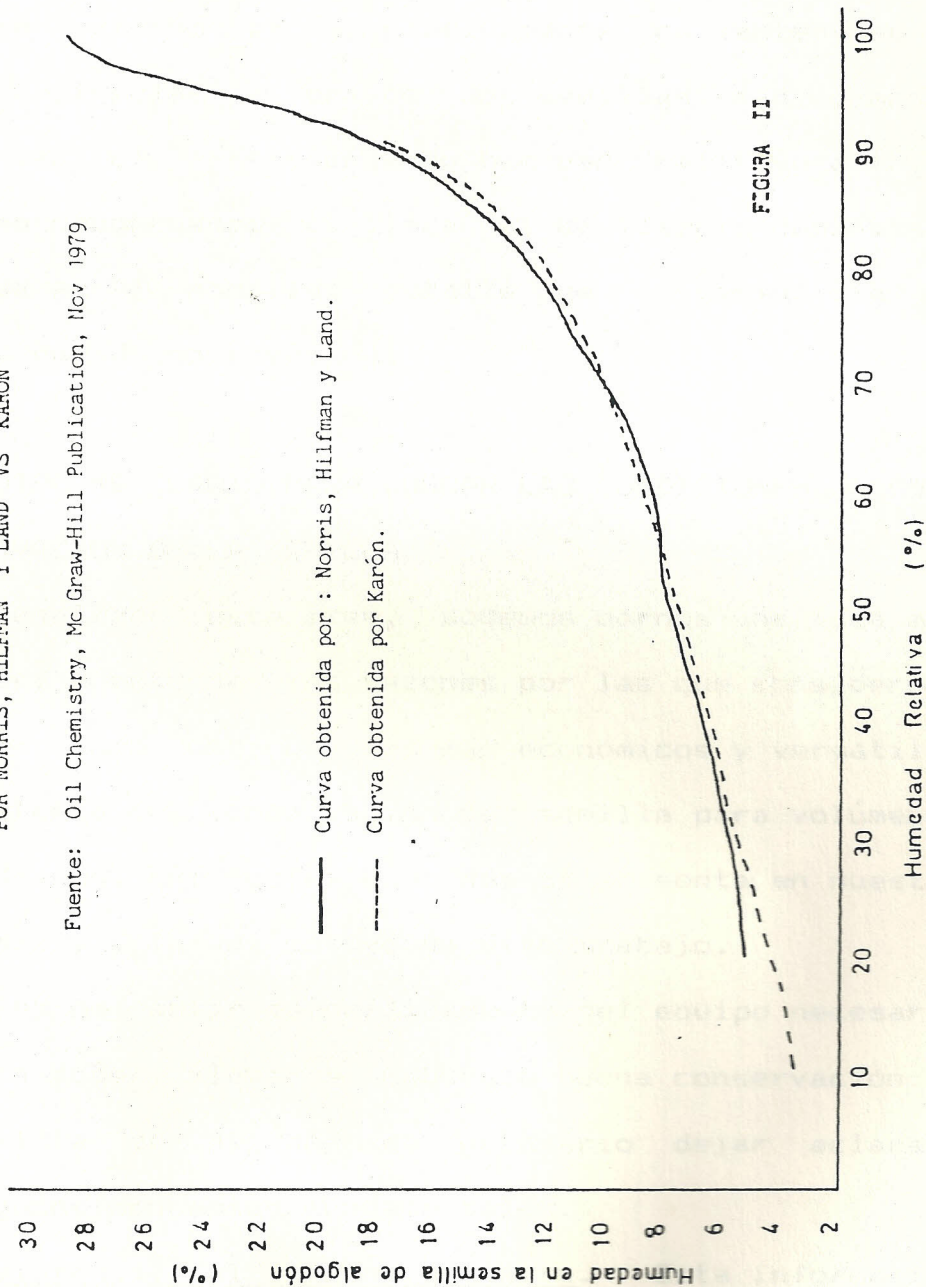


FIGURA II

alcanzado el nuevo punto de equilibrio.

Así mismo si el aire externo "frío" es pasado a través de semillas calientes, el aire tendrá un mayor poder de portación de humedad, en cambio si el aire externo está relativamente caliente y se lo hace circular a través de semillas más o menos "frías" el aire tiene su humedad relativa alta, y como consecuencia al llegar al equilibrio depositará agua en la semilla, detalle que es perjudicial en una buena conservación.

2.2. EQUIPO NECESARIO PARA LOGRAR LAS CONDICIONES DE CONSERVACION DE LA SEMILLA.

Al analizar este item, podemos darnos una idea más clara y entender las razones por las que considero a éste como uno de los más económicos y versátiles sistemas de conservación de semilla para volúmenes medianos, que es el caso que se presenta en nuestro medio y a la vez motivo de este trabajo.

Antes de hablar específicamente del equipo necesario para poder llevar a cabo una buena conservación de semilla de algodón es necesario dejar aclarado algunos conceptos fundamentales.

Resistencia al flujo de aire.— Esta información normalmente se la presenta gráficamente, en este caso el flujo de aire se lo gráfica como una función de la caída de presión en el papel logarítmico, tal

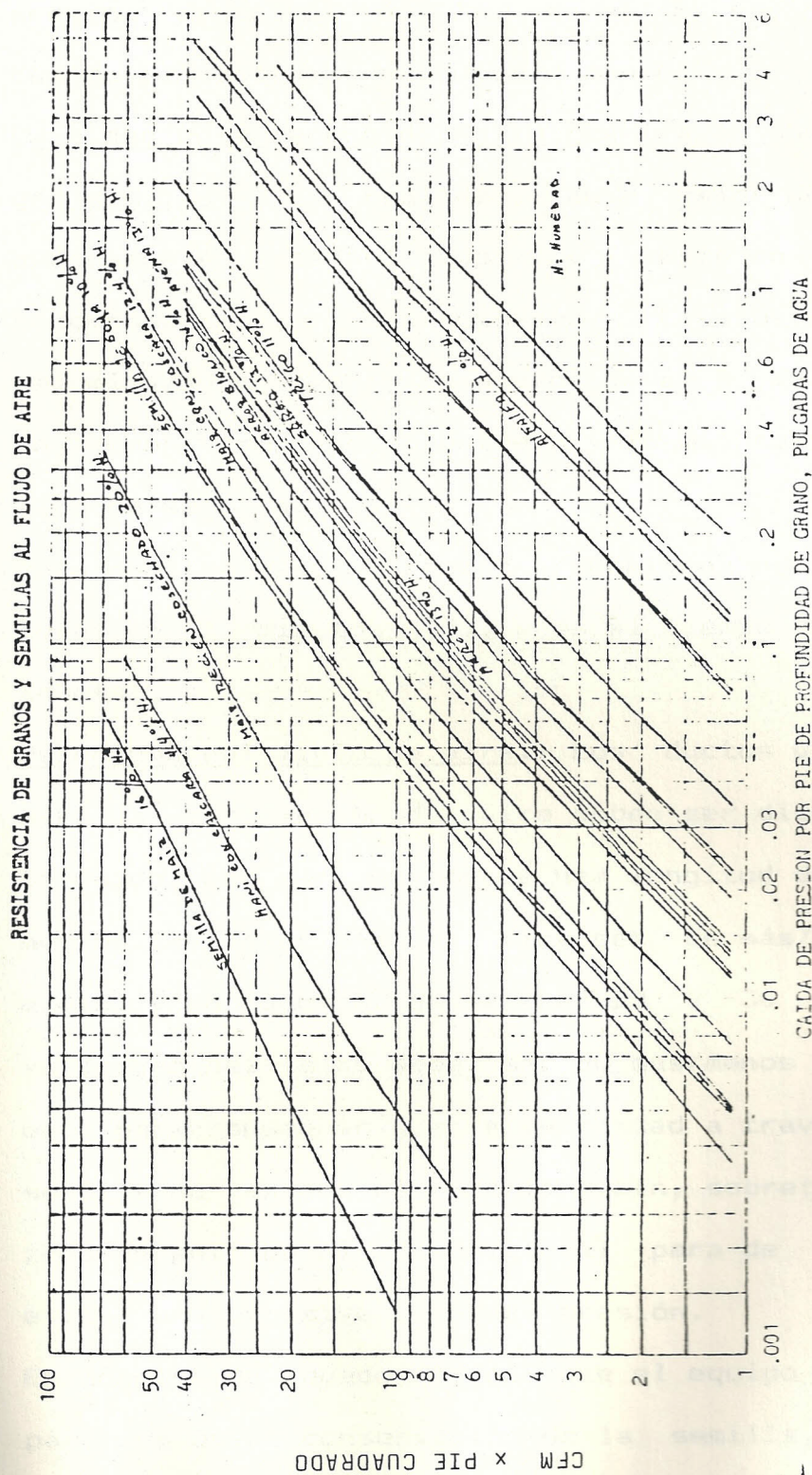


FIGURE III

como se presenta en la figura III. (2). Patterson (1969) y Mathews (1956) encontraron que la caída de presión a través de las semillas se incrementa cuando el contenido de humedad aumenta.

Cantidad de aire que debe fluir a través de la pila de semilla.— En realidad, este valor no ha sido debidamente establecido y existen varias recomendaciones al respecto. Ciertos autores recomiendan un cambio completo de aire en un lapso de tiempo comprendido entre 3 y 16 minutos según el tipo de semilla.

Para nuestro caso, Sorensen recomienda una remoción total en 12 minutos (3), y es el tiempo que decidí adoptar.

Velocidad del flujo de aire.— Los ductos utilizados para la circulación de aire deben ser diseñados de tal modo, que para ductos de una longitud de hasta 8 metros la velocidad del aire sea de más/menos 600 m/min, y en ductos de entre 20 y 30 metros la velocidad del aire debe ser de mas/menos 30 m/min, esto para conseguir que la velocidad a través de la semilla no exceda de 6 a 10 m/min, sobretodo en la zona de entrada al ducto lateral para de este modo evitar una excesiva caída de presión.

En conclusión puedo indicar que el equipo necesario para una buena conservación de la semilla, sería un sistema de ventilación, el cual estará constituido

constituido por tres elementos fundamentales:

1. ventilador
2. Un ducto principal
3. Ductos laterales

1. Ventilador: Al realizar este análisis o selección es necesaria la siguiente información general e indicar a la vez los tipos de ventiladores existentes:

1. Volumen requerido
2. Presión estática que se desea obtener con el ventilador
3. Tipo de material que va a entrar en contacto con el ventilador
 - a. Materiales fibrosos, polvos, etc.
 - b. Aire limpio normal
4. Materiales explosivos o no explosivos
5. Accionamiento
6. Limitaciones de espacio
7. Ruido
8. Temperatura de operación
9. Eficiencia

Existen tres tipos de ventiladores (4):

A. Ventiladores de flujo axial (figura IV).

Que se subdividen en:

A1. Ventiladores propulsores.- Utilizados para mover grandes cantidades de aire a baja presión estática; entre los "propeller

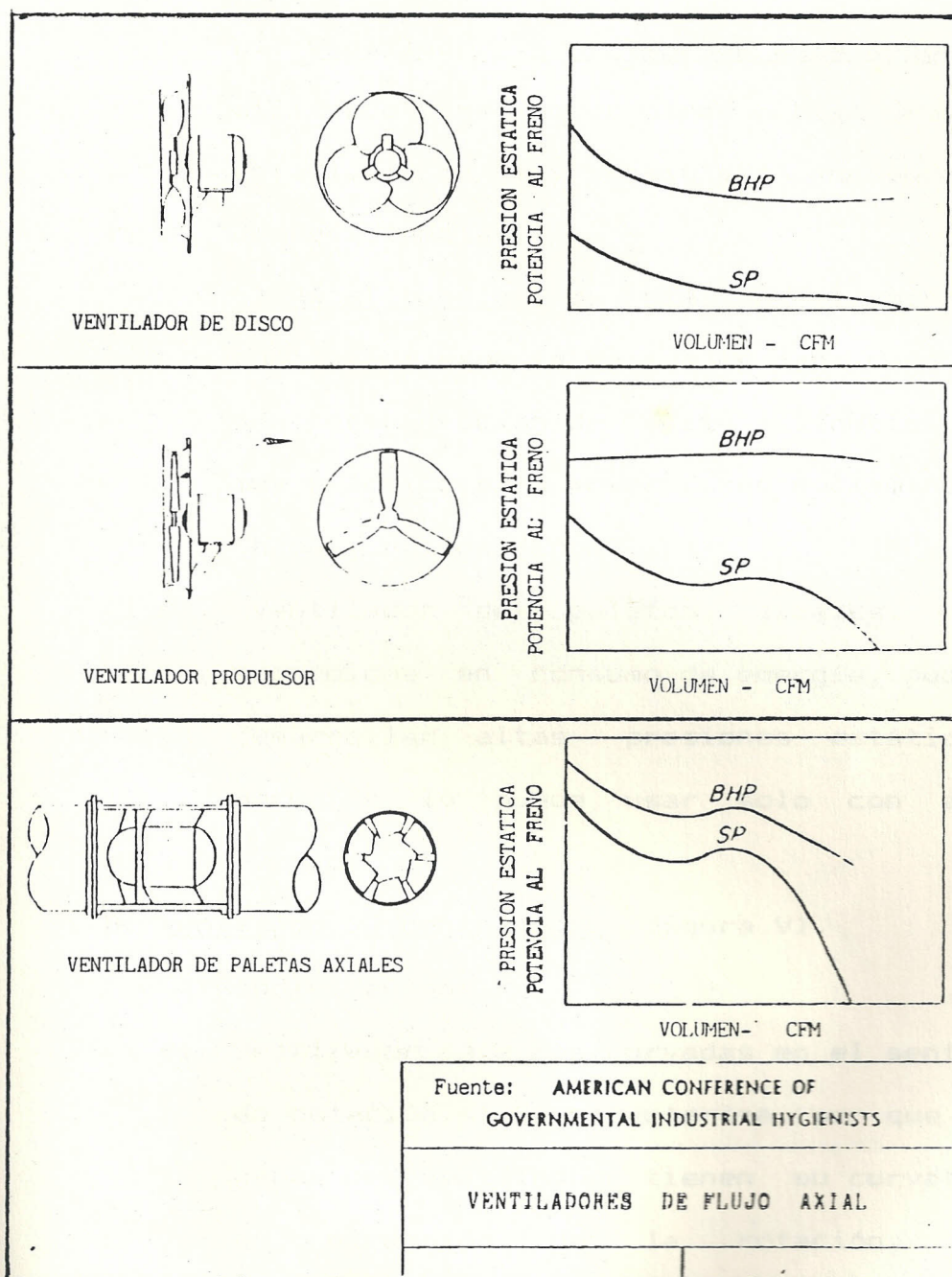


FIGURA IV

fan" tenemos:

a) Los de disco, utilizados para mover aire limpio y sin mayor resistencia.

b) Ventilador propulsor de aspa angosta, utilizado para mover aire a baja presión estática, son muy sensibles a incrementos de resistencia.

c) Axial tubular, es similar al tipo b, con la diferencia de que es fabricado con una corta sección de ducto cilíndrico, es muy práctico para mover aires contaminados (humos, polvos finos).

A2. Ventilador de paletas axiales.- Son económicos en consumo de energía, pueden desarrollar altas presiones estáticas, pero se lo puede usar solo con aire limpio.

B. Ventiladores centrífugos (figura V).

Se subdividen en:

B1. Ventilador de aspas curvadas en el sentido de rotación.- Se caracteriza, por que las aspas del ventilador tienen su curvatura en dirección de la rotación, son silenciosos, y requieren poco espacio de operación, son utilizados cuando se requiere una baja presión estática, no es recomendado para ambientes sucios o

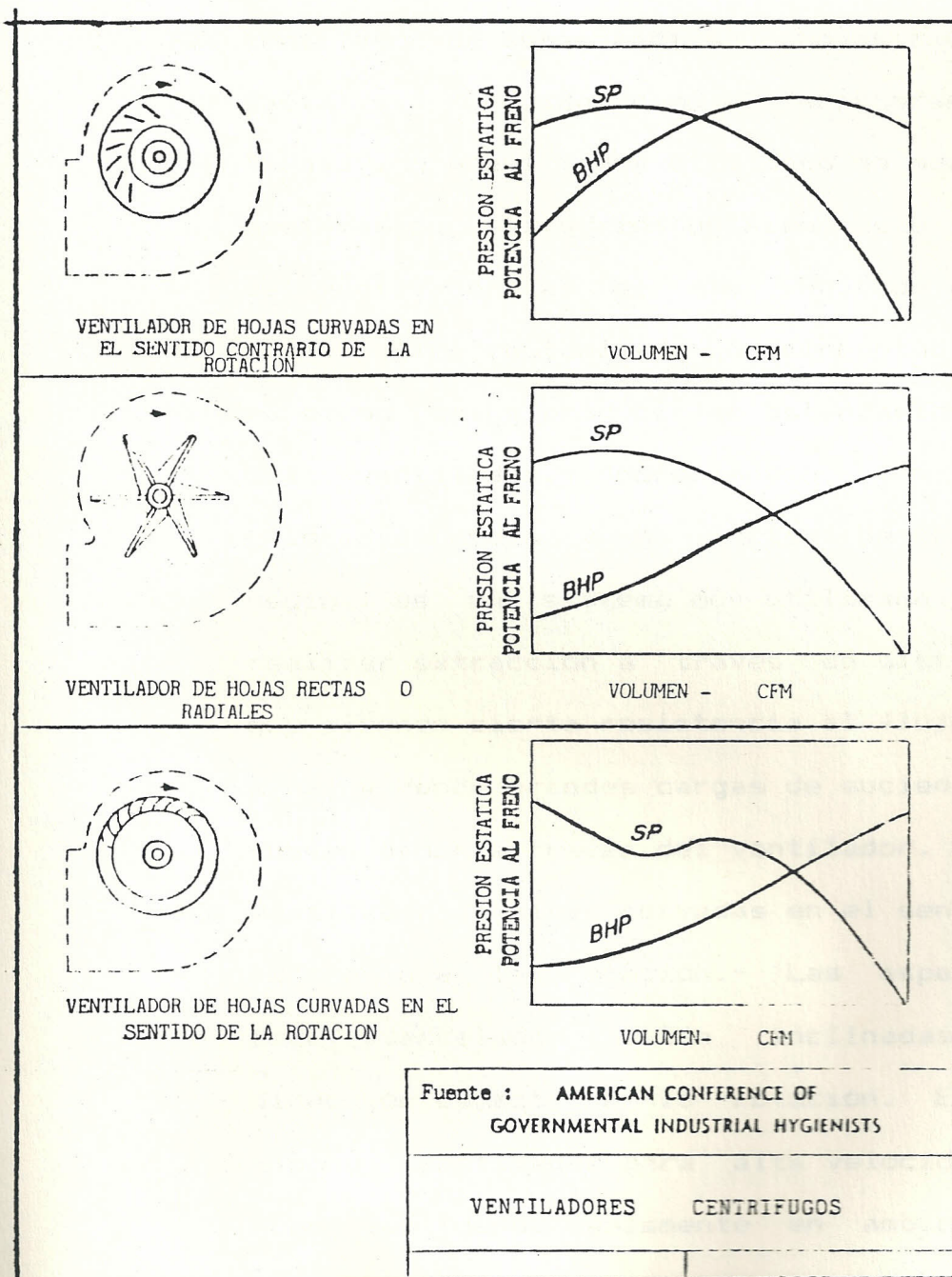


FIGURA V

contaminados, ya que pueden producirse adherencias en las aspas, causando desbalanceo y dificultades en la limpieza.

B2. Ventilador de aspas rectas u hojas radiales.- Conocido como el "Workhorse" o "Conveying wheel", muy utilizado en muchos sistemas de extracción de aire, este tipo de ventilador es el más indicado para mover aire contaminado con elementos que en otros casos producirían estancamientos del ventilador, normalmente son de velocidad media y un factor de ruido medio, es un sistema muy utilizado para realizar extracción a través de sistemas que ofrecen cierta resistencia al flujo de aire, y donde grandes cargas de suciedades pueden pasar a través del ventilador.

B3. Ventilador de aspas curvadas en el sentido contrario a la rotación.- Las aspas de este ventilador están inclinadas en dirección opuesta a la rotación. Es un tipo de ventilador para alta velocidad y debe ser usado solamente en ambientes limpios.

C. Ventiladores especiales (figura VI).

Se subdividen en:

C1. Ventilador aerodinámico de aletas curvadas

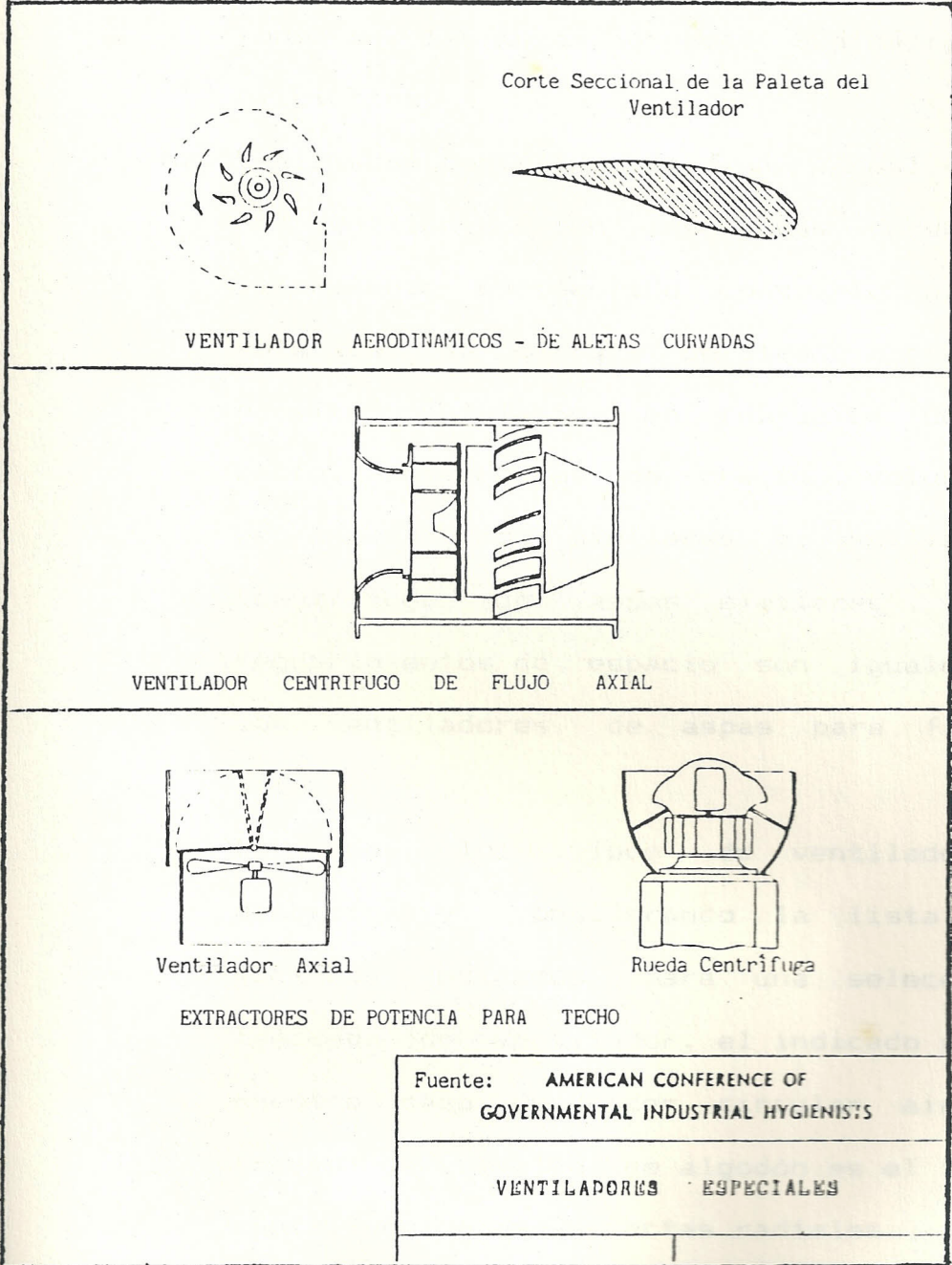


FIGURA VI

en el sentido contrario a la rotación.-
Varian sus características de un constructor a otro, dependiendo de la forma de las hojas o aspas. Son bastante eficientes.

C2. Ventilador centrífugo de flujo lineal.- Es un ventilador con las aspas curvadas ligeramente en sentido contrario al de rotación, su carcasa de diseño especial permite instalarlo en cualquier ducto recto, sus curvas de presión, volumen-performance, son similares al ventilador "centrífugo de aspas similares", los requerimientos de espacio son iguales a los ventiladores de aspas para flujo axial.

De todos los tipos de ventiladores descritos y considerando la lista de factores indicados para una selección adecuada de ventilador, el indicado para nuestro caso de hacer circular aire a través de semilla de algodón es el tipo centrífugo de aspas rectas radiales.

1. Es capaz de desplazar altos volúmenes de aire.
2. Puede mantener una buena presión estática, por lo tanto producir una buena

extracción.

3. El aire va a estar contaminado con algo de polvo y fibras de lintel de algodón.

4. Puede ser accionado sin problemas por bandas, ya que puede trabajar a velocidades medias.

5. Ocupa poco espacio.

6. Es poco ruidoso, aunque en nuestro caso este factor no tiene mucha importancia.

7. Temperatura de operación ambiente menor a 100 °C.

8. Es considerado bastante eficiente

2. Ducto principal, este ducto es el que se conecta al extractor de aire (ventilador) y que está en capacidad de transportar todo el aire que ha pasado por la pila de semilla y por la serie de ductos transversales que se acoplan al mismo.

Este ducto central o principal puede ser instalado; como parte del edificio, sobrepuesto, a nivel de piso, también puede ser desmontable y de varias formas, es decir, de sección triángular, semicircular, rectángular o cuadrada. La longitud del ducto principal depende del tamaño de bodega o tendal, pero así mismo deberá ser dimensionado de tal manera que la velocidad lineal del aire no sobrepase de 600 m/min (4).

El material para construir este ducto puede ser,

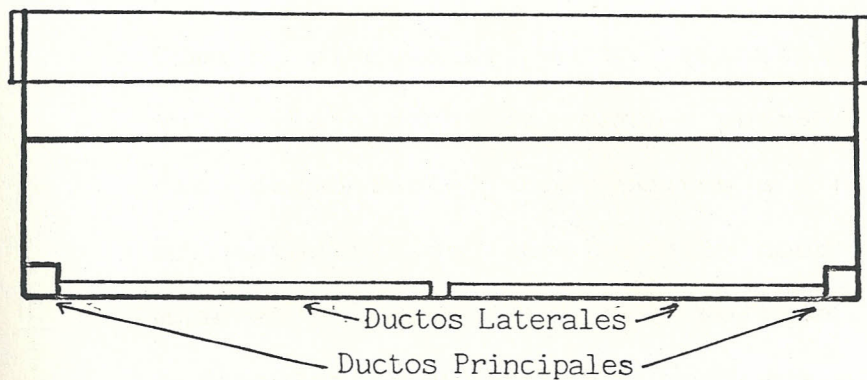
madera, hierro o cemento, según el tipo de instalación.

En el caso motivo de este reporte, las características del ducto principal fueron:

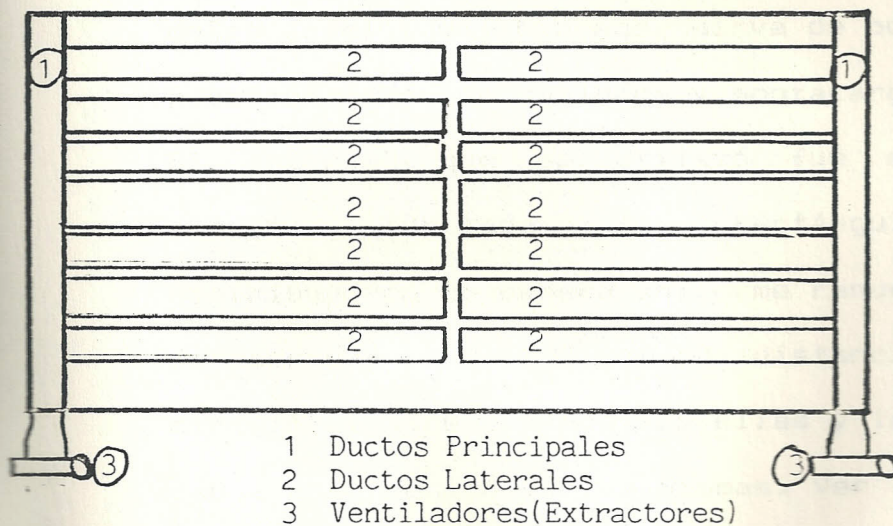
- Ducto del tipo permanente, es decir construido como parte integral del edificio.
- El material utilizado fue cemento.
- La sección adoptada fue rectangular.
- En el lado (vertical libre) contaba con las aperturas para acoplar los "ductos laterales" que complementan el sistema de conservación.
- Cada una de las aperturas cuenta con compuertas deslizantes para regular el flujo de aire.
- Este ducto continua hasta la parte exterior del edificio donde se acopla al ventilador (extractor de aire).

Para este caso se instalaron dos ductos principales independientes acoplados cada uno de ellos a un ventilador (extractor) de tal manera que con los ductos laterales cada sistema cubriera el 50% de la bodega (ver figura VII) y de esta manera flexibilizar el manejo del sistema de ventilación.

3. Ductos laterales.- Los ductos laterales son los elementos que debidamente acoplados al ducto principal permiten conseguir una adecuada distribución del flujo de aire a través de las



Corte de la Bodega en que se pueden apreciar los ductos principales (Dos) y los ductos laterales de cada uno de los sistemas de ventilación de semillas.



Vista Superior de la Bodega con el acomodo de los ductos y extractores de aire

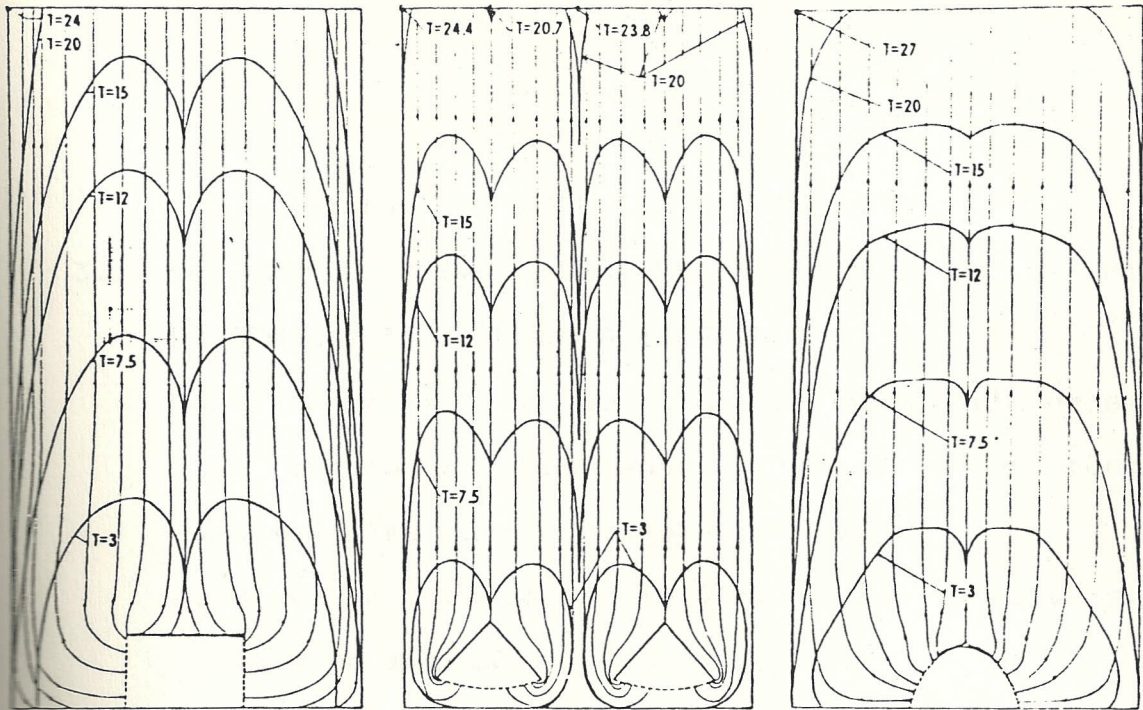
FIGURA VII

pilas de semillas y así conseguir el objetivo deseado, que es lograr condiciones de temperatura y humedad controladas como se puede ver en la figura VIII.

Como en el caso del ducto principal estos pueden estar instalados de manera permanente o ser del tipo desmontable, sobrepuestos o a nivel de piso; el material de construcción puede ser: hierro, madera o cemento; su sección puede ser: triangular, semicircular, cuadrada o rectangular; y tiene que estar dimensionado de tal manera que la velocidad lineal del aire que circula por ellos se ajusten a las condiciones planteadas en la sección 2.2.

Para nuestro caso decidí adoptar el tipo desmontable con el fin de que en épocas de no molienda el edificio nos sirva de bodegas donde pudieran circular camiones y montacargas.

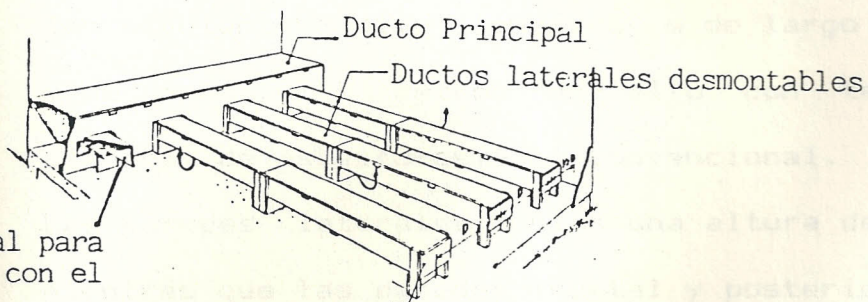
El material que se utilizó fue madera y la sección adoptada fue rectangular y se distribuyeron de manera uniforme ranuras de 3 mm de apertura cada 2.5 cm de distancia, para que circule el aire a través de ellas y la semilla no cause obstrucción de las mismas. Ver figura IX.



Fuente: From Brooker (1958)

LINEAS ISO-TRAVESA PARA DUCTOS LATERALES DE DIFERENTES SECCION DE AREA.

FIGURA VIII



Fuente: From USDA (1952)

DISTRIBUCION DE CONJUNTO DE DUCTOS " PRINCIPAL" Y "LATERALES"

FIGURA IX

CAPITULO III

INGENIERIA (SOLUCION DEL PROBLEMA)

3.1. CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION A TRAVES DE LA PILA DE SEMILLA DE ALGODON ALMACENADO.

Para poder entrar de lleno al desarrollo de este item considero importante plantear dos puntos fundamentales para conseguir este fin:

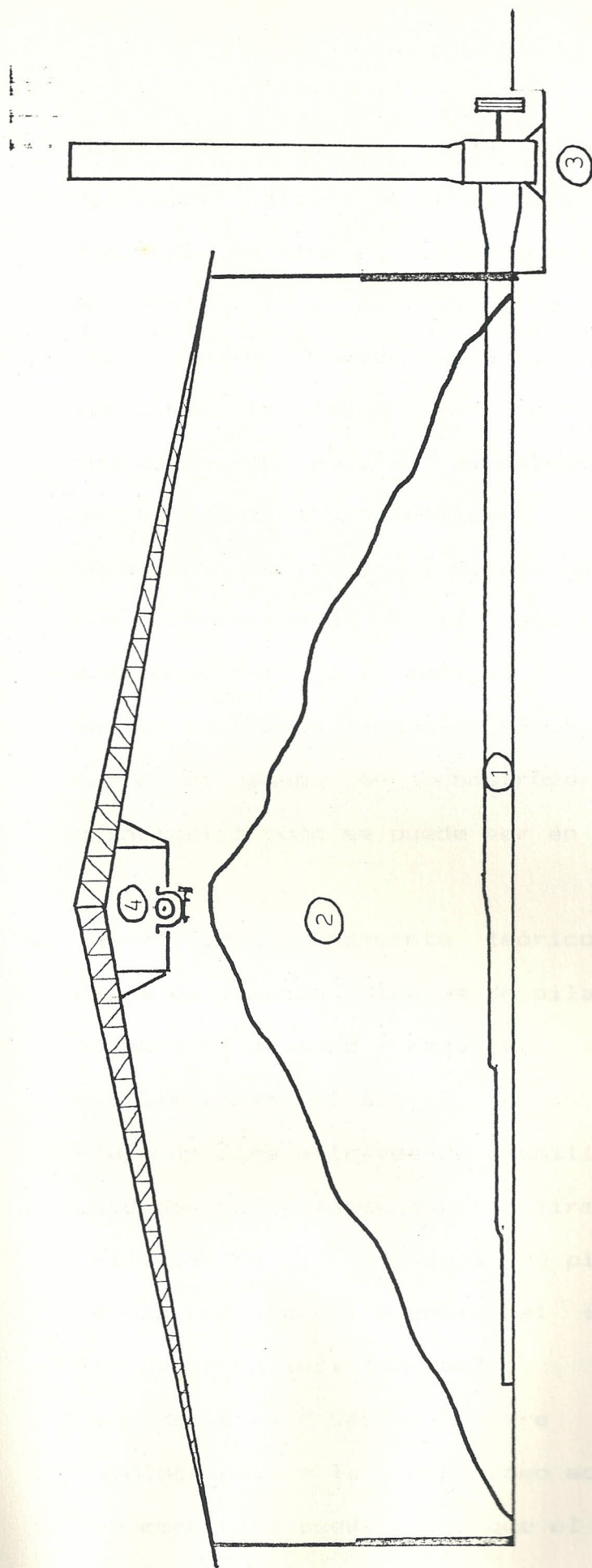
- a. Breve descripción de la instalación donde se hizo la experiencia
- b. Reseña del fundamento teórico para cálculo de caída de presión a través de pilas de semillas de algodón en acomodo irregular.

- a. Breve descripción de la instalación donde se hizo la experiencia.

La bodega es un edificio cuya estructura era de hierro, paredes de bloques y piso de concreto de las siguientes dimensiones: 50 m de largo por 25 m de ancho por 8 metros de alto con techo de planchas de asbesto-cemento convencional.

Las paredes laterales tenían una altura de 3.5 m mientras que las paredes frontal y posterior eran totalmente cerradas, los accesos a la bodega están ubicados lateralmente.

El punto de recepción de semilla está ubicado en la parte exterior del edificio, desde donde la semilla es llevada por medio de un elevador de



SECCION DE LA BODEGA DE SEMILLA EN QUE SE PUEDE APRECIAR: Ducto principal 1 , Pila de Semilla (2), Ventilador 3 , Transportador Helicoidal 4 :

Escala 1: 125

FIGURA X

cangilones que descarga a un transportador helicoidal ubicado en la parte superior central a 7 metros de altura con compuertas cada 2 metros de distancia y que sirve para distribuir la semilla en un acomodo bastante regular de sección aproximada triangular (Ver figura X), que se lo consiguió con algo de ayuda, formando un cuerpo de las siguientes dimensiones 24 m de ancho por 50 metros de largo y 6 metros de altura, medidas que corresponden a la máxima capacidad de almacenamiento de la bodega.

En los extremos laterales (ancho) de la bodega y sobre el piso se construyeron los ductos principales como se puede ver en la figura XI.

- b. Reseña del fundamento teórico para cálculo de caída de presión a través de pilas de semillas de algodón en acomodo irregular.

William Birch (1960) (3) en su estudio sobre el flujo de aire a través de semilla de algodón en unidades de almacenamiento afirma y prueba que: "El flujo de aire a través de pilas de semillas de algodón es un ejemplo del flujo de fluido a través de un medio poroso".

La relación básica entre las variables involucradas se la conoce como ecuación de Darcy. Brevemente se puede decir que el trabajo de Darcy

demuestra que la razón del flujo de un fluido por unidad de área seccional en un medio permeable o poroso es directamente proporcional al gradiente hidráulico (gradiente de presión) e inversamente proporcional a la viscosidad del fluido, tanto para flujo viscoso o laminar.

Usando la Ley de Darcy para flujo de fluido viscoso a través de un medio permeable se presenta de la siguiente forma:

$$V = \frac{q}{A} = - \frac{k}{\mu} \left(\frac{dP}{dL} - \delta g_c \frac{dZ}{dL} \right)$$

Donde:

V = Velocidad del fluido

Q = Volumen del fluido

A = Sección del área a través del cual fluye el fluido

k = Permeabilidad del medio

μ = Viscosidad del fluido

P = Presión

L = Distancia a lo largo de la dirección del flujo

δ = Densidad del fluido

g_c = Aceleración de la gravedad

Z = Coordenada vertical dirigida hacia abajo

Cuando esta ecuación se la utiliza para aire o gases como fluido, el término relacionado con la

densidad (δ) se lo desecha, ya que su valor es despreciable comparado con el gradiente de presión, quedando la ecuación así:

$$V = - \frac{k}{\mu} * \frac{dP}{dL}$$

Esta ecuación es aplicable solamente en sistemas en que el flujo es viscoso y en el sentido en que la razón del flujo sea directamente proporcional al gradiente de presión.

Para poder integrar la ecuación es necesario que la sección de área a través de la cual fluye el fluido, la viscosidad y permeabilidad permanezcan constantes. Para el caso de aire fluyendo a través de la semilla de algodón, la viscosidad se la puede considerar constante ya que la temperatura del aire no cambia mas de 8 °C, lo que hace que se produzca un error no mayor de un 3% en los cálculos que se realicen, mientras que los otros items variarán.

En un sistema de almacenamiento de semilla tipo "Muskogee", aplicar la ecuación de Darcy es complicado por el hecho de que ni la caída de presión ni la dirección del flujo de aire son conocidas de manera específica.

Es aquí donde radica la importancia del trabajo que realiza William Birch (1960) desarrollando un método para aplicar la ecuación de Darcy a

sistemas de flujo de fluido no comunes y específicamente semilla de algodón, utilizando equipos experimentales y técnicas de analogía eléctrica comunmente utilizadas en la industria del petróleo que considero aplicables a problemas que involucran flujo de aire a través de pilas de semillas de algodón.

Después de realizar todo este trabajo y utilizando la ecuación de Darcy, William Birch introduce dos definiciones que son:

- Pseudo-permeabilidad total o media (K_0)
- Pseudo-permeabilidad puntual (K_1)

En ambos casos la gráfica $K_{0,1}$ Vs. la profundidad de la pila de semilla podemos verla en el apéndice 2.

La Pseudo-permeabilidad total (K_0), se la utiliza para casos en que la velocidad del aire es constante y rectilínea, la sección de área es perpendicular al flujo y el área es constante. Quedando como una función de la profundidad de las pilas de semilla.

Analíticamente se presenta así:

Ecuación de Darcy:

$$v = \frac{q}{A} = \frac{k}{\mu} * \frac{dP}{dL}$$

Reacomodando:

$$\frac{V \mu dL}{k} = dP$$

o

$$\int_{L_{arriba}}^{L_{fondo}} \frac{V \mu dL}{k} = \int_{P_{arriba}}^{P_{fondo}} dP$$

o

$$V \left[\frac{\mu}{k} \right]_{media} \int_{L_{arriba}}^{L_{fondo}} dL = \int_{P_{arriba}}^{P_{fondo}} dP$$

o

$$V = \left[\frac{k}{\mu} \right]_{media} \frac{\Delta P}{\Delta L}$$

o

$$\left[\frac{k}{\mu} \right]_{media} = K_0 = \text{pseudo-permeab. total o media}$$

Finalmente:

$$K_0 = \frac{V \Delta L}{\Delta P}$$

La pseudo-permeabilidad puntual (K1) es utilizada para los casos en que la sección de área de la semilla es variable, igualmente el flujo de aire es variable desde la parte alta hasta el fondo de la pila, los valores de K1 fueron obtenidos por Birch experimentalmente y graficados Vs. profundidad de las pilas de semillas (ver

apéndice 2).

Este concepto de pseudo-permeabilidad puntual es el aplicable al caso planteado, pero para poderlo utilizar William Birch introduce el concepto de "factor de forma" mediante el siguiente análisis:

Ecuación de Darcy:

$$V = \frac{q}{A} = \frac{k}{\mu} * \frac{dP}{dL}$$

Para este caso $k/\mu = K1$ pseudo permeab. puntual

Reemplazando $q/A = K1(dP/dL)$

Reacomodando $dP = q(dL/K1A)$

Integrando la igualdad entre límites:

$$\int_{P1}^{P2} dP = q \int_0^L \frac{dL}{K1 A}$$

$$\Delta P = q \int_0^L \frac{dL}{K1 A}$$

Al valor de la integral:

$$\int_0^L \frac{dL}{K1 A}$$

es lo que se define factor de forma.

Cuando graficamos $1/K1A$ Vs L , el área bajo la curva representa el valor de la integral y a su vez multiplicar por q nos da la caída de presión desde el punto más alto hasta el fondo de la

pila.

Es importante indicar que los datos obtenidos a nivel de laboratorio y utilizados para elaborar las curvas del apéndice 2, fueron comprobadas ya en el campo y justamente en un sistema "Muskogee" en la "Central Texas Cooperative Oil Mill, Thorndale Texas".

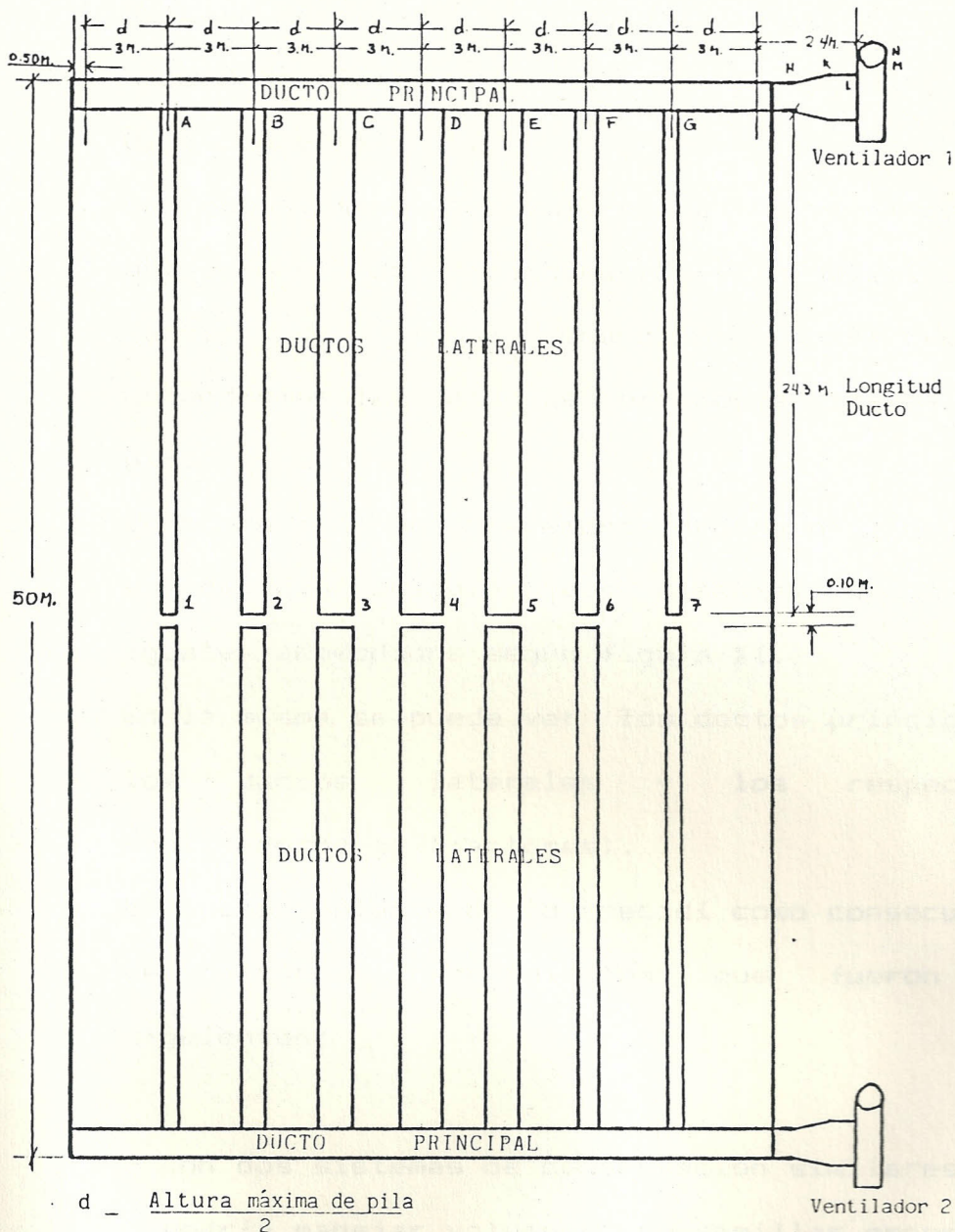
RESUMEN DE DATOS PARA REALIZAR EL CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION A TRAVES DE LA PILA DE SEMILLAS.

Capacidad de almacenamiento de semilla A pesar que el acomodo de la semilla no es geométricamente exacto, como ya mencione anteriormente con cierta ayuda se consigue un arreglo más o menos regular cuya sección es un triángulo de 24 metros de base y 6 metros de alto (medidas promedios) y de una longitud total de 50 metros, siendo el peso específico de la semilla de algodón 285.8 Kg/m^3 , que nos dá 1028 Ton met.

Volumen de aire que hay que remover

De acuerdo a lo expuesto en el ítem 2.2, Soremsen nos recomienda una renovación total cada 12 minutos y de esta manera conseguir mantener las condiciones de equilibrio deseadas, por lo tanto:

$$\begin{aligned} \text{Volumen de la pila de semilla} &= b \cdot h \cdot l / 2 \\ &= 24 \cdot 6 \cdot 50 / 2 \\ &= 3600 \text{ m}^3 \end{aligned}$$



Sección de Areas : 1 y 7 = 045 m x 0.078 m
2 y 6 = 080 m x 0.078 m

3 y 5 = 1.2 m x 0.078 m
4 = 1.5 m x 0.078 m

Nota: No está a escala

VISTA SUPERIOR DE LA BODEGA CON SUS DOS SISTEMAS DE CONSERVACION

FIGURA XI

Considerando el acomodo como un cuerpo geométrico regular:

$$\frac{\text{Volumen de aire}}{\text{Unidad de tiempo}} = Q_a = \frac{\text{Volpila } 3600 \text{ m}^3}{12 \text{ min.}} = \frac{\text{---}}{12 \text{ min}}$$

$$Q_a = 300 \text{ m}^3/\text{min}$$

Con estos datos, los valores de K_0 y K_1 que los obtendremos del apéndice 2 y la definición de factor de forma enunciado anteriormente, obtendremos la caída de presión a través de la pila.

Como mencione muy brevemente dentro de la bodega se decidió instalar dos sistemas exactamente iguales acomodados según figura XI.

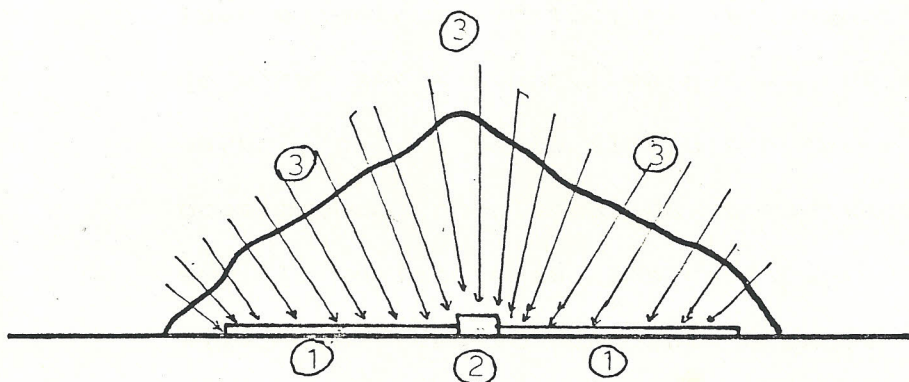
En la misma se puede ver los ductos principales, los ductos laterales y los respectivos ventiladores (extractores).

El acomodo planteado lo decidí como consecuencia de algunos razonamientos que fueron los siguientes:

- Con dos sistemas de conservación similares se podría manejar volúmenes de semillas menores al total de la capacidad y de este modo disminuir el gasto por consumo de energía eléctrica.
- Existe un acomodo clásico que es el instalar el ducto principal sobre el eje de la pila de semilla y a partir de este los ductos

- 1 Ductos Laterales
- 2 Ducto Principal
- 3 Líneas de flujo de aire

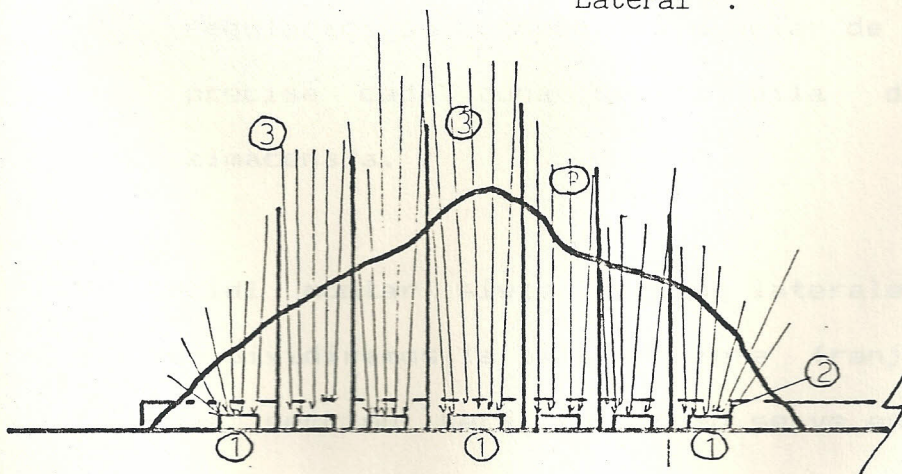
Las líneas de flujo de aire son variables sobre el "Ducto Lateral "



SISTEMA CONVENCIONAL DE ACOMODO DE DUCTOS

- 1 Ductos Laterales
- 2 Ducto Principal
- 3 Líneas de flujo de aire

Las líneas de flujo de aire se las puede definir como constantes sobre cada "Ducto Lateral ".



SISTEMA PROPUESTO DE ACOMODO DE DUCTOS

laterales, pero como el acomodo de la pila es triangular pensé que el flujo del aire sería mayor en las zonas de menor altura de la pila por existir menos resistencia al flujo, mientras que en la zona que la pila es mas alta (parte central, vértice de triángulo) el flujo de aire sería menor, ya que la resistencia es mayor y por lo tanto el flujo de aire es menor, ocasionando problemas de conservación de la semilla en las zonas más críticas (ver figura XII), en cambio con el acomodo propuesto (figura XI) pensé que la resistencia a través de la pila es uniforme a lo largo de cada "ducto lateral", lo que nos hará conseguir asimismo un flujo de aire más uniforme en la zona que cubre cada ducto y como cada ducto lateral al acoplarse al ducto principal tiene su compuerta de regulación de flujo de aire, al regularlos se conseguirá manejar de manera más precisa cada zona de la pila de semilla almacenada.

Decidí montar siete "ductos laterales", por lo que dividiremos la pila en siete franjas o zonas cuya sección será tal como se ve en la figura XIII, y considerando una renovación total cada 12 minutos, obtendremos los caudales de aire por

zona, datos que me sirvan para calcular la caída de presión a través de la pila y que la considere como restricción inicial de entradas a cada ducto y que nos sirvan para nuestro cálculo general previo a la selección del ventilador (extractor).

DISTRIBUCION DEL FLUJO DE AIRE A TRAVEZ DE LAS DIFERENTES ZONAS QUE AFECTAN LOS DUCTOS LATERALES Y QUE HEMOS CONSIDERADO PARA EFECTO DE CALCULO

$$\theta = \arctg y/x$$

$$y = x \operatorname{tg} \theta$$

$$\theta = 26.56^\circ$$

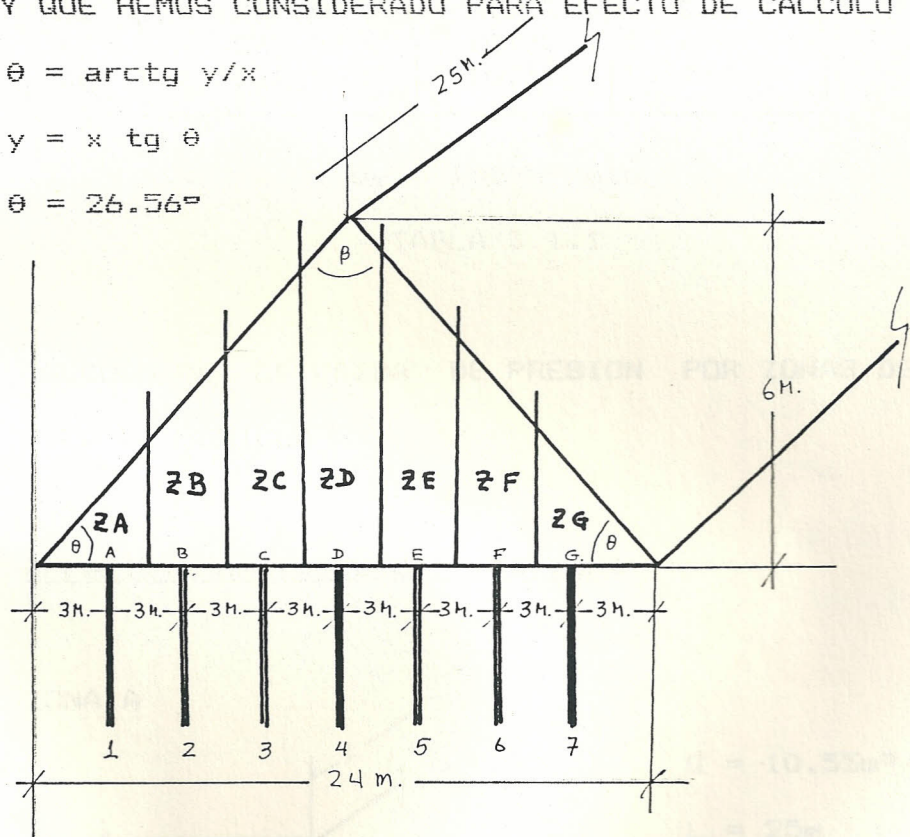


FIG. XIII

Para efecto de esta distribución asumí que cada ducto afecta zonas específicas y regulares,

aunque sabemos que por la conformación existente esto no se da matemáticamente en la realidad, sino con cierta aproximación.

De esto obtenemos la tabla 3.1.1.

ZONA #	VOLUMEN ZONA m^3	Q_{renov} c/12min m^3/min	DUCTOS QUE AFECTAN LA ZONA
ZA	126.56	10.55	1-A
ZB	225.00	18.75	2-B
ZC	337.50	28.13	3-C
ZD	421.87	35.14	4-D
ZE	337.50	28.13	5-E
ZF	225.00	18.75	6-F
ZG	126.56	10.55	7-G

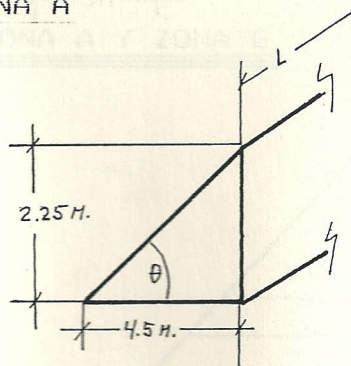
$$Q_T = 150 \text{ m}^3/\text{min}$$

TABLA 3.1.1

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION POR ZONAS DE LA PILA DE SEMILLA

Arreglo geométrico de cada zona

ZONA A



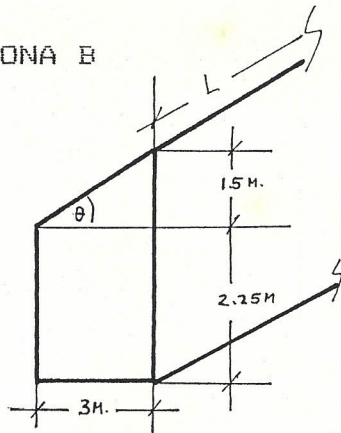
$$Q = 10.55 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L = 25\text{m}$$

$$\theta = 26.56^\circ$$

$$\text{ZONA A} = \text{ZONA G}$$

ZONA B



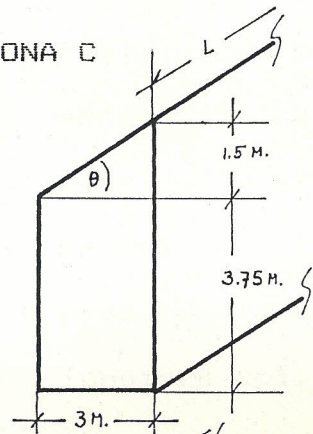
$$Q = 18.75 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L = 25 \text{ m}$$

$$\theta = 26.56^\circ$$

$$\text{ZONA B} = \text{ZONA F}$$

ZONA C



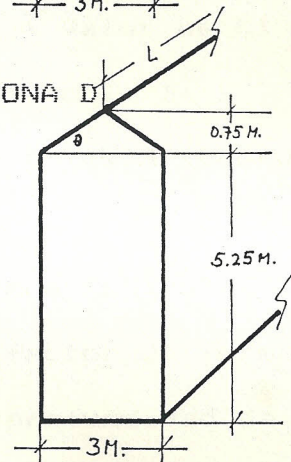
$$Q = 28.13 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L = 25 \text{ m}$$

$$\theta = 26.56^\circ$$

$$\text{ZONA C} = \text{ZONA E}$$

ZONA D



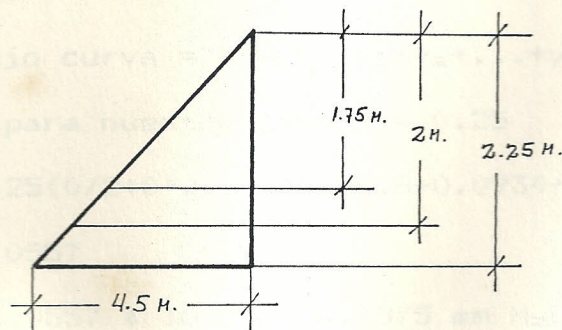
$$Q = 35.14 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L = 25 \text{ m}$$

$$\theta = 26.56^\circ$$

$$\theta = 126.87^\circ$$

ZONA A Y ZONA G



1	2	3	4	5
0.00			----	0.00
0.75	1.5	37.5	----	0.00
1.75	3.5	87.5	0.14	0.0816
2.00	4.0	100.0	0.107	0.0934
2.25	4.5	112.5	0.093	0.0955

TABLA 3.1.2

1 = Profundidad de la pila de semilla comenzando arriba (coord. x)

2 = Base de la pila en metros a cada profundidad de col. 1

3 = Area seccional en metros cuadrados a cada profundidad col. 1

4 = Valor de K1 de Apendice 2 a cada profundidad col. 1

5 = $1/K1A$ (coord. y)

Para calcular el valor del área bajo la curva (factor de forma) que se obtendría graficando L (profundidad de la pila) en el eje de las x y $1/K1A$ en el eje de las y utilizamos la siguiente fórmula:

$$\text{Area bajo curva} = h(y_0/2 + y_1 + y_2 + \dots + y_{n-1} + y_n/2) \quad (5)$$

Siendo para nuestro caso $h = 0.25$

$$FF = 0.25(0/2 + 0 + \dots + 0.0816 + 0.0934 + 0.0955/2)$$

$$FF = 0.0557$$

$$\Delta P = 0.0557 * 10.55 = 0.5875 \text{ mm H}_2\text{O}$$

ZONAS B, C, D, E, F.

Para calcular las caídas de presión en estas zonas deberíamos calcularlas considerando las partes superiores (triangulares) de cada arreglo geométrico aplicando pseudo-permeabilidad puntual K_1 (apéndice 2) de la manera que se lo hizo para las zonas A y G, y posteriormente las zonas de sección de área constante utilizando pseudo-permeabilidad total K_0 (apéndice 2), pero al analizar las curvas de K_1 Vs L (apéndice 2) para profundidades menores a 1.75 mts K_1 es infinita, lo que hace que la caída de presión sea despreciable. Por lo tanto para estos casos me valdré de un artificio, para estimar las profundidades de cada zona, y que es tomar la altura de la zona triangular y sumarla a la altura de sección constante para así poder utilizar K_0 del apéndice 2 y de este modo obtener la caída de presión (ΔP) de cada zona. Ver tabla 3.1.3.

ZONA	PROFUNDIDAD DE LA PARTE SECC. CTE.	ALTURA MEDIA DE LA ZONA TRIANGULAR m	PROFUNDIDAD TOTAL (L) m	AREA DE LA SECCION CONSTANTE m ²	VEL. AIRE SEGUN TA- BLA 3.1.1 m/min	KO FIG. XIII m ² min-mmH ₂ O	ΔP $\frac{V \cdot L}{K O}$ mmH ₂ O
B	2.25	1.50	3.75	75	0.25	0.1100	8.52
C	3.75	1.50	5.25	75	0.375	0.0085	23.16
D	5.25	0.75	6.00	75	0.4685	0.0750	37.48
A	CALCULADA USANDO K1 (APENDICE 2)						
ZONA A = ZONA G; ZONA B = ZONA F; ZONA C = ZONA E							

TABLA 3.1.3

3.2. CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN EL SISTEMA DE DUCTOS.

Para realizar el diseño de sistemas industriales de extracción de aire, se mencionan básicamente dos tipos o sistemas (5)(7):

A. Sistema que utiliza dispositivos de compensación como por ejemplo amortiguadores o compuertas de aire, con el fin de mantener la corriente de aire de diseño en cada punto de la distribución.

B. Sistema que no utiliza dispositivos de compensación y conocido como el método de "Presiones estáticas balanceadas", lo cual se lo consigue variando las dimensiones de los conductos, seleccionando uniones o variando los caudales de aire.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS RELATIVAS DE SISTEMAS A Y B.

SISTEMA A	SISTEMA B
Los volúmenes de aire se pueden cambiar con facilidad en cualquier punto de la instalación por un operario.	Los volúmenes de aire no se pueden cambiar con facilidad.
Gran flexibilidad para cambios o adiciones futuras.	Muy poca flexibilidad para realizar cambios.
Fácil de corregir errores de cálculos dentro de ciertos rangos.	En caso de errores de cálculo, hay que rediseñar ductos, etc.
Compuertas parcialmente pueden erosionarse, e ir cambiando el nivel de restricción, pueden causar acumulación de suciedades.	Usualmente no se da erosión ni problemas de acumulación.
Los ductos pueden bloquearse si las compuertas son manejadas por personal inexperto.	Si las velocidades en los ductos son bien seleccionadas no hay problemas de bloqueo.

Para el caso que estoy analizando decidí adoptar el Sistema A, en vista que al recibir la semilla la humedad varía de un embarque a otro y el acomodo geométrico que se da en las pilas haran que sea necesario ajustar los flujos de aire según la necesidad para conservar la semilla de acuerdo a todo lo expuesto.

CONCEPTOS BASICOS QUE SE UTILIZARAN PARA EL CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN NUESTRO SISTEMA.

Principios del flujo de aire.- El flujo o movimiento del aire entre dos puntos será siempre y cuando exista una diferencia de presión entre estos dos puntos. La cantidad de aire (Q) y la velocidad lineal del flujo (V) se relacionan de acuerdo a la siguiente ecuación de continuidad:

$$Q = A * V$$

Donde:

Q = Caudal de aire

A = Area seccional a través de la cual el aire fluye.

V = Velocidad lineal del flujo de aire.

El aire viajando a una velocidad específica crea una presión que es conocida como presión de velocidad (VP). Existe una relación entre la velocidad del aire y la presión de velocidad, que es básicamente:

$$V = \sqrt{2 g h}$$

donde:

V = velocidad

g = aceleración gravitacional

h = cabezal de aire

Con una densidad de aire de 1.2 Kg/m³, obtengo:

$$V = 4.043 \sqrt{VP}$$

VP = Presión de velocidad en mm H₂O

V = Velocidad en m/seg

El aire en un conducto en movimiento o no crea una presión perpendicular a las paredes del conducto, y esto es conocido como presión estática, y normalmente es independiente a la velocidad del aire.

Cuando la presión estática está bajo la presión atmosférica esta es negativa y cuando está sobre la presión atmosférica esta es positiva, la presión de velocidad siempre es positiva.

La suma algebraica de la presión estática y la presión de velocidad nos da la presión total del sistema y simbólicamente se la puede escribir:

$$TP = SP + VP$$

donde:

TP = Presión total

SP = Presión estática

VP = Presión de velocidad

Aceleración del aire y pérdidas de entrada

La diferencia de presión requerida para mover el aire a través de una apertura es suficiente para acelerarlo y que sobrevengan pérdidas por turbulencia en la apertura.

Para acelerar el aire, la energía requerida es igual a la presión de velocidad correspondiente a la velocidad. Las pérdidas por turbulencia varían con el cambio de forma. El coeficiente de entrada C_e

indica la existencia de pérdidas por turbulencia, en teoría una entrada o acople sin pérdidas por turbulencia $C_e = 1$.

Presión estática de entrada (SPh) es medida directamente en mm de agua, a través de las pérdidas causadas por la energía de aceleración y las turbulencias y se expresa de la siguiente manera:

$$SPh = VP + h_e$$

Para propósito de diseño, las pérdidas de entrada (h_e) está designada como una fracción decimal (coeficiente de pérdida local F_h) de la presión de velocidad (VP) y de esta forma es aplicable a todas las velocidades:

$$h_e = F_h(VP) \text{ por el ducto.}$$

Caída de presión a través de un ducto

El aire fluyendo a través de ductos encuentra resistencias que dependen de:

- Pérdidas por fricción
- Pérdidas dinámicas (turbulencias)

Las pérdidas por fricción se dan por el rozamiento del aire con las paredes del ducto, mientras que las pérdidas dinámicas resultan de las turbulencias que se producen por cambios de dirección o cambios de área seccional en un ducto. El resultado de las pérdidas dinámicas y de fricción es lo que se denomina caída de presión.

El Teorema de Bernoulli usado en flujo de fluidos es

una Ley de Conservación de Energía y es aplicada al aire de la siguiente manera: La presión estática más la presión de velocidad en un punto del flujo de aire es igual a la presión estática más la presión de velocidad en un segundo punto que este ubicado en la dirección del flujo de aire más las pérdidas por fricción y dinámicas.

Es decir:

$$SP1 + VP1 = SP2 + VP2 + \text{pérdidas}$$

Para propósitos prácticos se puede decir que la fricción a través de un ducto varía directamente con la longitud e inversamente al diámetro del ducto y directamente al cuadrado de la velocidad del aire que fluye por el ducto.

El sketch básico y cuadro de datos para cada sistema se conformarán así:

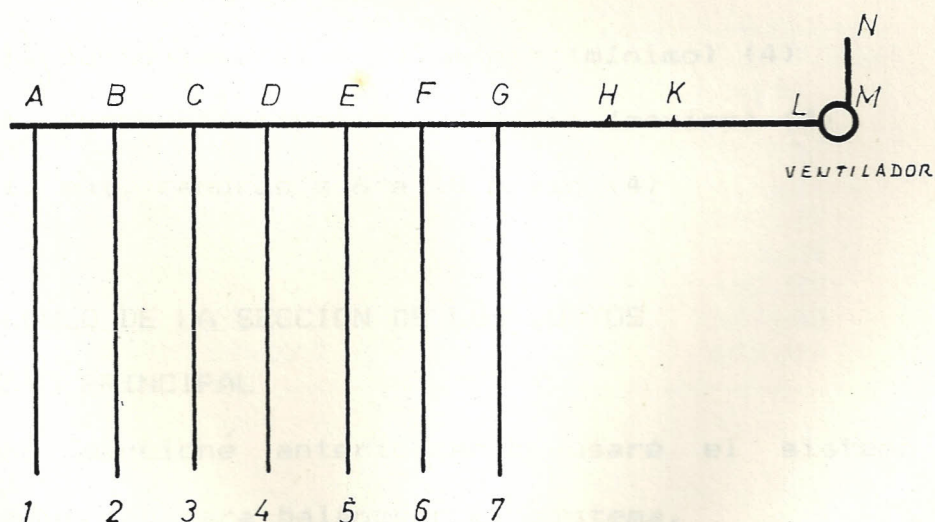


Figura XVI

Identificación ducto lateral o ducto princ.	Caudal requer. m ³ /min	longit recta m	Variantes	Ang. de entrada °
1-A	10.55	24.3		90
A-B	10.55	3.0		
2-B	18.75	24.3		90
B-C	29.30	3.0		
3-C	28.13	24.3		90
C-D	57.43	3.0		
4-D	35.14	24.3		90
D-E	92.57	3.0		
5-E	28.13	24.3		90
E-F	120.70	3.0		
G-F	18.75	24.3		90
F-G	139.45	3.0		
7-G	10.55	24.3		90
G-H	150.00	3.9		
H-K	150.00	0.9	*****	
K-L	150.00	0.5		
VENTILADOR	150.00			
M-N	150.00	8.0		

***** $\theta=10^\circ$, difusor enlace de cuadrado a redondo

RESUMEN DE DATOS ADICIONALES Y RESTRICCIONES

$Q_t = 150 \text{ m}^3/\text{hr}$

Vel. ducto lateral = 300 m/min (mínimo) (4)

Vel. ducto principal = 600 m/min (máximo) (4)

Vel. ent. ranuras = 6 a 10 m/min (4)

CALCULO DE LA SECCION DE LOS DUCTOS

DUCTO PRINCIPAL

Como mencioné anteriormente usaré el sistema de compuertas para balancear el sistema.

Sin embargo es importante mantener la velocidad de aire entre 300 y 600 m/min para evitar asentamiento de lintel (4) en el ducto principal, como en los

ramales más alejados al ventilador el caudal es bajo tendré que compensar el área del ducto principal para mantener 300 m/min y una vez que superemos esta velocidad nos mantendremos con sección constante, calculamos el área máxima del ducto:

$$Q_{\max} = 150 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V_{\max} \text{ en ducto} = 600 \text{ m/min}$$

por lo tanto:

$$A_{\max} = 0.25 \text{ m}^2$$

Lo que nos da una sección cuadrada de 0.5 mts por lado.

Con este valor hago una comparación de la velocidad en los puntos de intersección para ver desde nudo la velocidad es igual o mayor a 300 m/min.

NUDO	Q en ducto princ. m ³ /min	Vel. para A=0.25m ² m/min
A	10.55	42.2
B	29.30	117.2
C	57.43	229.72
D	92.57	370.28
E	120.70	482.80
F	139.45	557.80
G	150.00	600.00

TABLA 3.2.2

Como se puede observar desde A hasta llegar a D, las secciones deberán variar y de D en adelante mantendremos sección constante.

Cálculo de las secciones

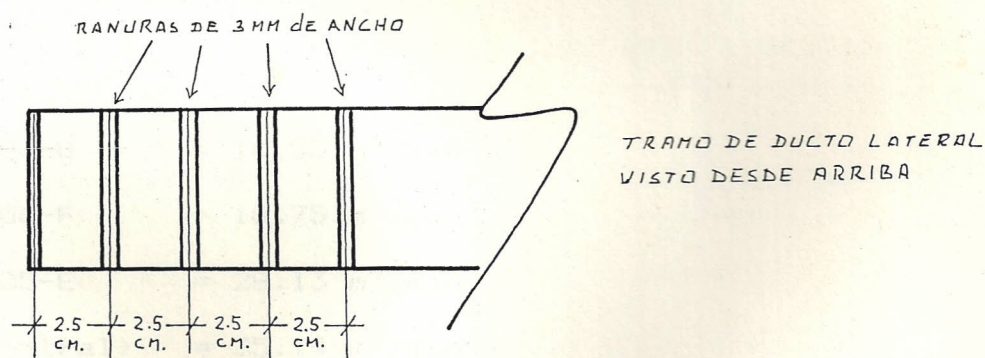
SECTOR DUCTO	AREA PARA MANTENER 300 m/min m ²	LADO SECCION CUADRADA m	De* m
A-B	0.0352	0.188	0.206
B-C	0.0977	0.313	0.342
C-D	0.1914	0.438	0.479
D	0.2500	0.500	0.546

TABLA 3.2.3

$$* De = 1.3 [(ab)^{0.625}/(a+b)^{0.25}]$$

Ductos laterales

Con el fin de lograr una buena distribución de aire y como ya lo mencionamos, en la cara superior del ducto que entra en contacto con la semilla hemos dejado ranuras de 0.003 mts de ancho y cuya separación entre centros es de 0.025 mts.



Como la longitud del ducto es de 24.3 mts, el mismo que para efectos de montaje y desmontaje se lo construye en secciones acopladas, el número de ranuras por ducto que existen son:

$$\# \text{ ran.} = L \text{ total} / d \text{ entre centros de ranura a ranura}$$

$$\# \text{ ran.} = 24.3 \text{ m} / 0.025 \text{ m} = 972 \text{ ranuras}$$

La velocidad del aire en las ranuras debe estar entre 6 y 10 m/min (4) arbitrariamente escogí la media es decir 8 m/min (V_{ranura}).

La velocidad máxima del aire en el ducto lateral será 300 m/min (4), como deseo mantener todas las restricciones uniformes en todo el sistema buscare las dimensiones finales de los ductos:

Ducto: 1-A es igual a 7-G

2-B es igual a 6-F

3-C es igual a 5-E

4-D es único.

Decimos que son iguales porque afectan la pila de semillas con caudales similares, por lo tanto de la tabla 3.1.1:

$$Q1-A = Q7-G = 10.55 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$Q2-b = Q6-F = 18.75 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$Q3-C = Q5-E = 28.13 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$Q4-D (\text{central}) = 35.14 \text{ m}^3/\text{min}$$

Con esto armo la tabla 3.2.4.

DUCTOS	(1-A)-(7-B)	(2-B)-(6-F)	(3-C)-(5-E)	(4-D)
# ranuras 0.003 mm ancho/ducto	<————— 972 —————>			
Qducto m ³ /min	10.55	18.75	28.13	35.14
vranura m/min	<————— 8 —————>			
vducto m/min	<————— 300 —————>			
Qranura Qducto/972 m ³ /min	0.0108	0.0193	0.029	0.0361
Area max. ducto m ²	0.035	0.0625	0.093	0.1171
Ancho ducto* m	0.450	0.800	1.200	1.5000
Alto ducto m	0.078	0.078	0.078	0.078
Dimensiones finales de la sección m*m	0.45*0.078	0.8*0.078	1.2*0.078	1.5*.078
Diámetro ** equivalente m	0.188	0.237	0.278	0.303

* Ancho de ducto = Qranura/0.024

Qranura = V*A = V*l*a

donde:

l = ancho del ducto

a = ancho ranura = 0.003 m

v = 8m/min (4); queda:

l = Qranura/0.024

** De = 1.3 [(ab)^{0.625}/(a+b)^{0.25}] (7)

De = diametro equivalente

a = longitud

b = long. del lado adyacente del conducto (mm)

TABLA 3.2.4

Con todos los datos obtenidos procedo a calcular las presiones estáticas y de velocidad en cada uno de los puntos y de esta manera obtener la caída de presión total del sistema.

La información la tomamos de las tablas 3.1.1, 3.1.3, 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3, 3.2.4 y figura XIV.

Nomenclatura a utilizar en estos cálculos:

Q_D = Caudal ducto

A_D = Area ducto

A_r = Area ranura

L_D = Longitud ducto

D_e = Diametro equivalente

VP = Presión de velocidad

L_{DP} = Longitud ducto principal

Q_x = Caudal ducto principal

A_{DP} = Area ducto principal

V_x = Velocidad ducto principal

f = Coeficiente fricción unitario

F_n = Coeficiente de pérdida local

Caída de presión en el punto A, afectada por; ducto 1, zona de semilla A y pérdidas por fricción de A-B.

$$\Delta P_{\text{zona A}} = 0.59 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$Q_{D1} = 10.55 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L_{D1} = 24.30 \text{ m}$$

$$A_{D1} = 0.0351 \text{ m}^2$$

$$D_{e1} = 0.188 \text{ m}$$

$$A_{r1} = 0.0014 \text{ m}$$

$$V_{r1} = 0.1292 \text{ m/seg}$$

$$V_{D1} = 5.00 \text{ m/seg}$$

$$A_{DP} = 0.0352 \text{ m}^2$$

$$Q_A = 10.55 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V_A = 5 \text{ m/seg}$$

$$D_e = 0.206 \text{ m}$$

$$\Delta P_{\text{Pranura}} = 1.78 V_{Pr}^2 \quad (5)$$

$$V_{Pr} = (0.129/4.043)^2 = 0.001 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_r = 1.78 * 0.001 = 0.0018 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{D1} \text{ por fricción} = f * L_{D1}$$

$$= 0.18 * 24.3 = 4.37 \text{ mm H}_2\text{O} \quad (\text{ap.3})$$

$$\Delta P \text{ en A por entrada brusca:}$$

$$V_A = 5 \text{ m/seg}$$

$$Q_{D1}/Q_A = 10.55/10.55 = 1$$

$$F_h = 4.78 \quad (\text{apéndice 4; figura 6.8})$$

$$V_{PA} = (0.5/4.043)^2 = 1.53 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_A = 4.78 * 1.53 = 7.313 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P \text{ por fricción de A-B}$$

$$L = 3 \text{ m}$$

$$V_D = 5 \text{ m/seg} \quad = 0.18 * 3 = 0.54 \text{ mm H}_2\text{O} \quad (\text{ap.3})$$

$$D_e = 0.206 \text{ m} \quad \text{por entrada brusca y expansión} \quad (5)$$

$$f = 0.18 \text{ mm H}_2\text{O/m}$$

$$\Delta P = 3 * 0.18 = 0.44 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_A = 0.59 + 0.0018 + 4.37 + 7.313 = 12.27 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$V_{PA} = 1.53 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_A \text{ a la llegada a B} = 12.27 + 0.54 = 12.81 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Caída de presión en el punto B, afectada por; ducto 2, zona de semilla B y pérdidas por fricción de B-C.

$$\Delta P_{\text{zona B}} = 8.52 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$Q_{D2} = 18.75 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L_{D2} = 24.30 \text{ m}$$

$$A_{D2} = 0.0624 \text{ m}^2$$

$$D_{e2} = 0.237 \text{ m}$$

$$A_{r2} = 0.0024 \text{ m}^2$$

$$V_{r2} = 0.134 \text{ m/seg}$$

$$V_{D2} = 5.00 \text{ m/seg}$$

$$A_{DP} = 0.0977 \text{ m}^2$$

$$Q_B = 29.30 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V_B = 5 \text{ m/seg}$$

$$D_e = 0.342 \text{ m}$$

$$\Delta P_{\text{ranura}} = 1.78 V_{Pr}^2 \quad (5)$$

$$V_{Pr} = (0.134/4.043)^2 = 0.0011 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_r = 1.78 * 0.0011 = 0.002 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{D2} \text{ por fricción} = f * L_{D2}$$

$$= 0.14 * 24.3 = 3.40 \text{ mm H}_2\text{O (ap.3)}$$

ΔP en B por entrada brusca con expansión [(5); fig. 6-13]

$$V_B = 5 \text{ m/seg}$$

$$\Delta P \text{ por ingreso a } 90^\circ = VP$$

$$VP = (5/4.043)^2 = 1.53 \text{ mm H}_2\text{O}$$

ΔP por fricción de B-C

$$L = 3 \text{ m}$$

$$V = 5 \text{ m/seg}$$

$$D_{\text{m}} = 0.342$$

$$f = 0.09 \text{ mm H}_2\text{O/m}$$

$$\Delta P = 3 * 0.09 = 0.27 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_B = 8.52 + 0.002 + 3.4 + 1.53 = 13.45 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP_B = 1.53 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_B \text{ a la llegada a C} = 13.45 + 0.27 = 13.72 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Caída de presión en el punto C, afectada por; ducto 3, zona de semilla C y pérdidas por fricción de C-D.

$$\Delta P \text{ zona C} = 23.16 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$Q_{D3} = 28.13 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L_{D3} = 24.30 \text{ m}$$

$$A_{D3} = 0.0936 \text{ m}^2$$

$$D_{\text{m}3} = 0.278 \text{ m}$$

$$A_{r3} = 0.0036 \text{ m}$$

$$V_{r3} = 0.134 \text{ m/seg}$$

$$V_{D3} = 5.00 \text{ m/seg}$$

$$A_{DP} = 0.1914 \text{ m}^2$$

$$Q_C = 57.43 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V_C = 5 \text{ m/seg}$$

$$D_e = 0.479 \text{ m}$$

$$\Delta P_r = 0.002 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{D3} \text{ por fricción} = f * L_{D3}$$

$$= 0.12 * 24.3 = 2.96 \text{ mm H}_2\text{O}$$

(apénd. 3)

ΔP en C por entrada brusca con expansión [(5); fig. 6-13]

$$V_C = 5 \text{ m/seg}$$

$$\Delta P \text{ ingreso } 90^\circ = V_P$$

$$V_P = (5/4.043)^2 = 1.53 \text{ mm H}_2\text{O}$$

ΔP por fricción de C-D

$$L = 3 \text{ m}$$

$$V = 5 \text{ m/seg}$$

$$D_e = 0.479$$

$$f = 0.06 \text{ mm H}_2\text{O/m}$$

$$\Delta P = 3 * 0.06 = 0.18 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_C = 23.16 + 0.002 + 2.96 + 1.53 = 27.65 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP_C = 1.53 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_C \text{ a la llegada a D} = 27.65 + 0.18 = 27.83 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Caída de presión en el punto D, afectada por; ducto 4, zona de semilla D y pérdidas por fricción de D-E.

$$\Delta P \text{ zona D} = 37.48 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$Q_{D4} = 35.14 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L_{D4} = 24.30 \text{ m}$$

$$A_{D4} = 0.117 \text{ m}^2$$

$$D_{e4} = 0.303 \text{ m}$$

$$A_{r4} = 0.0045 \text{ m}$$

$$V_{r4} = 0.134 \text{ m/seg}$$

$$V_{D4} = 5.00 \text{ m/seg}$$

$$A_{DP} = 0.25 \text{ m}^2$$

$$Q_D = 92.57 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V_D = 6.17 \text{ m/seg}$$

$$\Delta P_r = 0.002 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{D4} \text{ por fricción} = f * L_{D4}$$

$$= 0.1 * 24.3 = 2.43 \text{ mm H}_2\text{O (ap. 3)}$$

$$\Delta P \text{ en D por entrada brusca a } 90^\circ$$

$$V_D = 6.17 \text{ m/seg}$$

$$Q_{D4}/Q_D = 35.14/92.57 = 0.3796$$

$$F_n = 0.67$$

$$\Delta P \text{ ingreso } 90^\circ = V_P$$

$$V_P = (6.17/4.043)^2 = 2.325 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_D = 0.67 * 2.325 = 1.558 \text{ mm H}_2\text{O (ap. 3)}$$

$$\Delta P \text{ por fricción de D-E a } 90^\circ$$

$$L = 3 \text{ m}$$

$$V = 6.17 \text{ m/seg}$$

$$D_e = 0.546 \text{ m}$$

$$f = 0.075 \text{ mm H}_2\text{O/m (apéndice 2)}$$

$$\Delta P = 3 * 0.075 = 0.225 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_D = 37.48 + 0.002 + 2.43 + 1.558 = 41.47 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP_D = 2.325 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_D \text{ a la llegada a E} = 41.47 + 0.225 = 41.69 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Caída de presión en el punto E, afectada por; ducto 5, zona de semilla E y pérdidas por fricción de E-F.

$$\Delta P \text{ zona E} = 23.16 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$Q_{DB} = 28.13 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L_{DB} = 24.30 \text{ m}$$

$$A_{DB} = 0.0936 \text{ m}^2$$

$$D_{es} = 0.278 \text{ m}$$

$$A_{rB} = 0.0036 \text{ m}^2$$

$$V_{rB} = 0.134 \text{ m/seg}$$

$$V_{DB} = 5.00 \text{ m/seg}$$

$$A_{DF} = 0.25 \text{ m}^2$$

$$Q_E = 120.70 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V_E = 8.046 \text{ m/seg}$$

$$\Delta P_r = 0.002 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{DB} \text{ por fricción} = 2.96 \text{ mm H}_2\text{O} \text{ (apénd. 3)}$$

$$\Delta P \text{ en E por entrada brusca a } 90^\circ.$$

$$V_E = 8.046 \text{ m/seg}$$

$$Q_{DB}/Q_E = 28.13/120.7 = 0.233$$

$$F_h = -0.09 \text{ [apéndice 3; fig. 6.8]}$$

$$VP_E = 3.96 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_E = -0.09 * 3.96 = -0.3564 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P \text{ por fricción de E-F}$$

$$L = 3 \text{ m}$$

$$V = 8.046 \text{ m/seg}$$

$$D_e = 0.546$$

$$f = 0.15 \text{ mm H}_2\text{O/m} \text{ (Apéndice 2)}$$

$$\Delta P = 3 * 0.15 = 0.45 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_E = 23.16 + 0.002 + 2.96 - 0.3564 = 25.76 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP_E = 3.96 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_E \text{ a la llegada a F} = 41.69 + 0.45 = 42.14 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Caída de presión en el punto F, afectada por; ducto 6, zona de semilla F y pérdidas por fricción de F-G.

$$\Delta P_{\text{zona F}} = 8.52 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$Q_{D6} = 18.75 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L_{D6} = 24.30 \text{ m}$$

$$A_{D6} = 0.0624 \text{ m}^2$$

$$D_{e6} = 0.237 \text{ m}$$

$$A_{r6} = 0.0024 \text{ m}$$

$$V_{r6} = 0.134 \text{ m/seg}$$

$$V_{D6} = 5.00 \text{ m/seg}$$

$$A_{DF} = 0.25 \text{ m}^2$$

$$Q_F = 139.45 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V_F = 9.3 \text{ m/seg}$$

$$\Delta P_r = 0.002 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{D6} \text{ por fricción} = 3.40 \text{ mm H}_2\text{O (apénd. 3)}$$

$$\Delta P \text{ en F por entrada brusca}$$

$$V_F = 9.3 \text{ m/seg}$$

$$Q_{D6}/Q_F = 18.75/139.45 = 0.134$$

$$F_n = -0.5$$

$$VP_F = (9.3/4.043)^2 = 5.29 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_F = -0.5 * 5.29 = -2.6456 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P \text{ por fricción de E-G}$$

$$L = 3 \text{ m}$$

$$V = 9.3 \text{ m/seg}$$

$$D_e = 0.546$$

$$f = 0.18 \text{ mm H}_2\text{O/m (Apéndice 2)}$$

$$\Delta P = 3 * 0.18 = 0.54 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_F = 8.52 + 0.002 + 3.4 - 2.6456 = 9.27 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP_F = 5.29 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_F \text{ a la llegada a G} = 42.14 + 0.54 = 42.68 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Caída de presión en el punto G, afectada por; ducto 7, zona de semilla G y pérdidas por fricción hasta H.

$$\Delta P_{\text{zona G}} = 0.59 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$Q_{D7} = 10.55 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$L_{D7} = 24.30 \text{ m}$$

$$A_{D7} = 0.0351 \text{ m}^2$$

$$D_{e7} = 0.188 \text{ m}$$

$$A_{r7} = 0.0014 \text{ m}^2$$

$$V_{r7} = 0.1292 \text{ m/seg}$$

$$V_{D7} = 5.00 \text{ m/seg}$$

$$A_{DP} = 0.25 \text{ m}^2$$

$$Q_G = 150.00 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V_G = 10 \text{ m/seg}$$

$$\Delta P_r = 0.0018 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{D7} \text{ por fricción} = 4.37 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P \text{ en G por entrada brusca.}$$

$$V_G = 10 \text{ m/seg}$$

$$Q_{D7}/Q_G = 10.55/150 = 0.07$$

$$F_h = - 0.77$$

$$VP = (10/4.043)^2 = 6.11 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_G = - 0.77 * 6.11 = - 4.70 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P \text{ por fricción de G-H}$$

$$L = 3.9 \text{ m}$$

$$V = 10 \text{ m/seg}$$

$$D_e = 0.546$$

$$f = 0.19 \text{ mm H}_2\text{O/m}$$

$$\Delta P = 3.9 * 0.19 = 0.741 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_G = 0.59 + 0.0018 + 4.37 - 4.7 = 0.261 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP_G = 6.11 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_G \text{ a la llegada a H} = 41.68 + 0.741 = 42.42 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Para poder continuar con los cálculos, es necesario preseleccionar un ventilador con el fin de poder definir el difusor de enlace y el diámetro del ducto de descarga al exterior.

Siendo hasta el punto calculado un sistema de ductos en paralelo, tomaré como referencia la presión total de mayor valor absoluto para con el manual de ventiladores TRANE hacer la preselección.

El valor de presión total más alto es el del punto D, que es 39.14 mm H₂O (1.5 inch H₂O).

El MANUAL DE VENTILADORES INDUSTRIALES TRANE, en la parte correspondiente a ventiladores centrífugos, de aspas rectas, para un Q de 150 m³/min (5300 CFM) y

SP = 40 mm H₂O (15 inch H₂O), sugiere el ventilador Tipo S, que con cambios de velocidad (RPM) se puede incrementar o disminuir la SP o caudal, por lo tanto preselecciono el ventilador TIPO S SIZE 29, que tiene las siguientes características:

Entrada: 29" Diámetro exterior (0.736 m)

Area de la sección interior de la entrada: 4.43 ft²
(0.411 m²)

La descarga es de sección: rectangular (24 3/8" x 28 1/8") (61.9 m x 71.43 m).

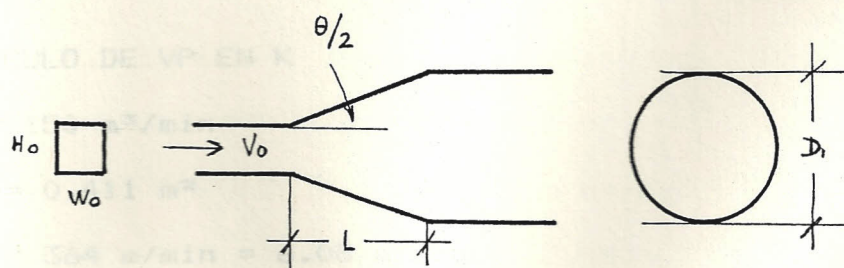
Area de la sección interior de la descarga: 4.59 ft²
(0.426 m²)

Caudal: 4500CFM a 22950 CFM (128 m³/min a 655 m³/min)

SP: de 12 mm H₂O a 114.3 mm H₂O

DIMENSIONAMIENTO DEL DIFUSOR DE ENLACE DE SECCION CUADRADA A CIRCULAR.

Viendo el apéndice 4 (fig. 4.7), procedemos a dimensionar el difusor de enlace cuadrado a circular.



$$\operatorname{tg}(\theta/2) = [D_1 - 1.13 \sqrt{H_o w_o}] / 2L$$

Siendo:

$$H_o = 0.5 \text{ m}$$

$$w_o = 0.5 \text{ m}$$

$$D_1 = 0.723 \text{ m (diámetro entrada al ventilador)}$$

$$\theta = 10^\circ \text{ (asumido para que sea un cambio suave)}$$

Despejando L de la ecuación anterior, tenemos:

$$L = 0.90 \text{ m}$$

CALCULO DE CAIDA DE PRESION EN EL DIFUSOR DE ENLACE

H-K

$$\theta = 10^\circ$$

$$A_{\text{cuadrada}} = 0.25 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{circular}} = 0.411 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{cir}}/A_{\text{cuad}} = 0.411/0.25 = 1.644$$

$$F_h = 0.15$$

$$VP_o = 6.11 \text{ mm de H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{\text{difusor}} = 0.15 \times 6.11 = 0.9165 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_K = SP_o \text{ a la llegada a H} + \Delta P_{\text{difusor}}$$

$$SP_K = 43.34 \text{ mm H}_2\text{O}$$

CALCULO DE VP EN K

$$Q = 150 \text{ m}^3/\text{min (ventilador y extractor)}$$

$$A_K = 0.411 \text{ m}^2$$

$$V_K = 364 \text{ m/min} = 6.08 \text{ m/seg}$$

$$VP_K = (6.08/4.043)^2 = 2.26 \text{ mm H}_2\text{O}$$

CAIDA DE PRESION DE K-L (ENTRADA AL VENTILADOR)

$$L = 0.50 \text{ m}$$

$$V = 6.08 \text{ m/seg}$$

$$D = 0.723 \text{ m}$$

$$f = 0.06 \text{ mm H}_2\text{O/m (Apéndice 3)}$$

$$\Delta P = 0.06 * 0.5 = 0.03 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP_L = SP_K + \Delta P$$

$$SP_L = 43.36 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP_L = VP_K = 2.26 \text{ mm H}_2\text{O (entrada al ventilador)}$$

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN LA DESCARGA DEL VENTILADOR M-N

$$L = 8.00 \text{ m}$$

$$Q = 150 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$A = 0.426 \text{ m}^2$$

$$V = 5.88 \text{ m/seg}$$

$$D = 0.7365 \text{ m}$$

$$f = 0.044$$

$$\Delta P = SP_{M-N} = 0.044 * 8 = 0.352 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP = (5.86/4.043)^2 = 2.1 \text{ mm H}_2\text{O}$$

3.3. SELECCION DEL EXTRACTOR DE AIRE PARA EL SISTEMA

Resumen de datos para los cálculos finales y selección del ventilador (extractor).

$$SP \text{ entrada vent.} = SP_L = 43.36 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$SP \text{ salida vent.} = SP_{M-N} = 0.352 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$VP \text{ entrada vent.} = VP_L = 2.26 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Como la temperatura del aire en este sistema está por debajo de los 38°C no es necesario hacer corrección por densidad, por lo tanto:

$$SP_{vent} = SP_{sal} - SP_{ent.} - VP_{ent.}$$

$$SP_{vent} = 41.45 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\text{Caudal requerido} = 150 \text{ m}^3/\text{min}$$

CALCULO DE POTENCIA AL FRENO TEORICO.

Con los datos obtenidos de la fórmula:

$$BHP = \frac{CFM * TP_{ventilador}}{6356 * \eta_{mec.}} \quad (4)$$

Siendo:

$$TP_{ventilador} = SP_{ventilador} + VP_{sal. ventilador}$$

$$V_{velocidad} = 43.55 \text{ mm H}_2\text{O} \quad \text{RPM} = 387 \text{ RPM}$$

$$CFM = 5297 (150 \text{ m}^3/\text{min})$$

$$\eta_{mec} : \text{asumo para este caso } 0.5$$

Luego:

$$BHP = 2.85 \text{ HP}$$

El ventilador TRANE tipo S tamaño 29 que se preseleccionó es el correcto, el mismo que está capacitado para desarrollar varios caudales de aire y presiones estáticas según la potencia y revoluciones del motor.

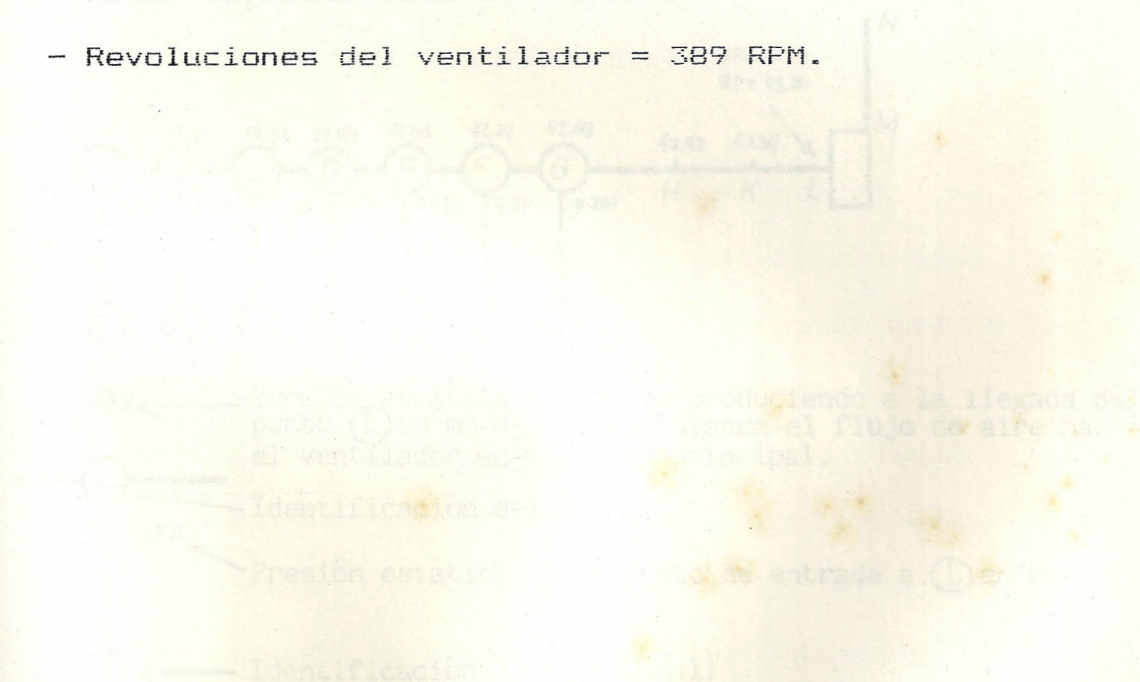
En este caso para las condiciones planteadas según el manual TRANE, el ventilador (extractor) tipo S tamaño 29 que a 387 RPM capaz de vencer una presión

estática de 50.8 mm H₂O y requiere 2.82 HP de potencia.

- El mismo manual TRANE para casos que el aire arrastre impurezas, como en nuestro caso residuos de algodón, la potencia debe incrementarse en por lo menos 15%, por lo tanto, la potencia corregida será:
- $$\text{Potencia corregida} = 2.82 * 1.15 = 3.24 \text{ HP}$$

RESUMEN FINAL DEL EQUIPO EXTRACTOR

- Ventilador TRANE centrífugo de paletas rectas, tipo S, tamaño 29.
- Presión estática = 50 mm H₂O
- Motor de accionamiento = 3.5 HP
- Revoluciones del ventilador = 389 RPM.



CAPITULO IV

EVALUACION DE RESULTADOS

El análisis de resultados lo resumo en dos partes:

- A. Resultado de los cálculos que dan pautas para el manejo del sistema.
- B. Resultados obtenidos una vez que se implementó el sistema o resultados de campo.

A. RESULTADOS DE LOS CALCULOS QUE DAN PAUTAS PARA EL MANEJO DEL SISTEMA

Con los datos obtenidos en el capítulo III, secciones 3.1 y 3.2, procedo a construir una gráfica (figura XV) que servirá para el análisis.

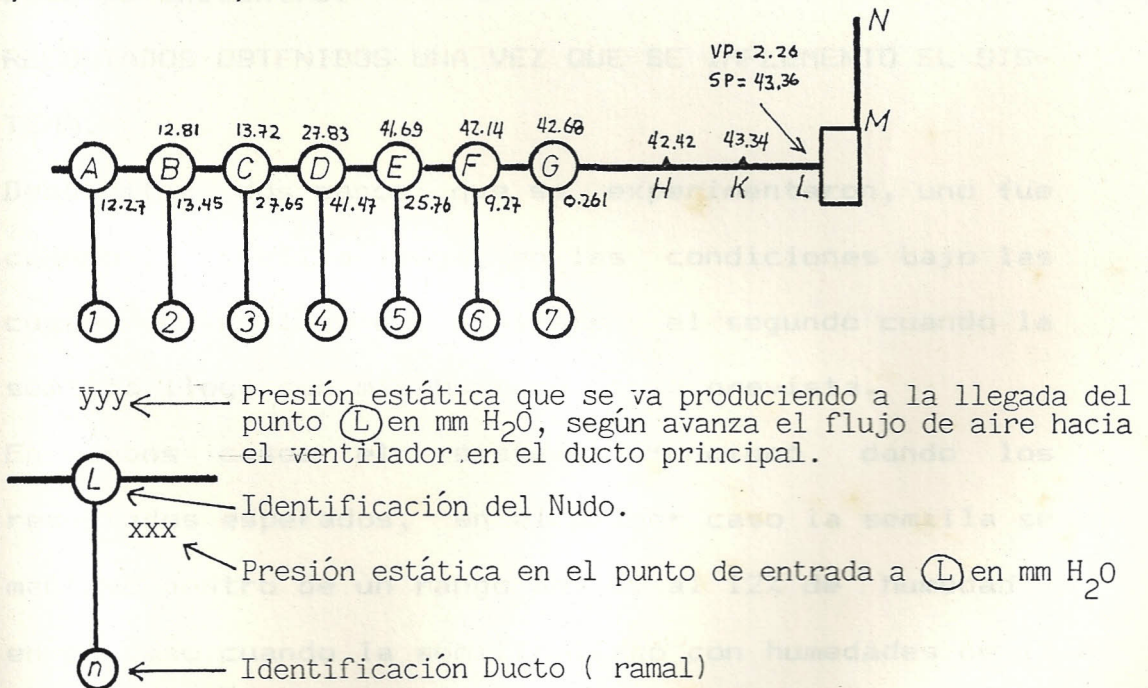


Figura XV

Como se puede observar en la figura XV, las presiones estáticas en los diferentes nudos nos indican que debemos colocar compuertas con la finalidad de balancear el sistema y la presión estática de control que debemos alcanzar en cada uno de los nudos debe ser de aproximadamente 42 mm de columna de agua, sin embargo en la práctica la regulación de estas compuertas dependerá del acomodo real de la semilla, el éxito final del sistema dependerá mucho de como se lo opere, ya que la instalación funcionará con uno o los dos sistemas instalados según la necesidad por volumen de semilla almacenada y condiciones en que ésta se encuentre.

B. RESULTADOS OBTENIDOS UNA VEZ QUE SE IMPLEMENTO EL SISTEMA.

Debo citar dos casos que se experimentaron, uno fue cuando la semilla llegó en las condiciones bajo las cuales se realizó el análisis y el segundo cuando la semilla llegó con más humedad de la prevista.

En ambos casos el sistema funcionó dando los resultados esperados, en el primer caso la semilla se mantuvo dentro de un rango del 10 al 12% de humedad y en el caso cuando la semilla llegó con humedades de 12 a 15% y el sistema se lo operó cuando las condiciones climatológicas eran las más adecuadas, se consiguió en muchos casos bajar esta humedad en rangos aceptables.

Un detalle muy importante era la hora en que se ponía

a funcionar el sistema, el mejor horario era entre las 10H00 a las 18H00 horas, ya que por las noches y muy temprano en la mañana la humedad relativa del aire se incrementa a niveles que podrían aumentar la humedad de la semilla.

Otro detalle interesante fue que el sistema se lo utilizó con otros tipos de semillas como soya, palmiste y el resultado fue muy similar al obtenido con la semilla de algodón.

Gracias a los resultados obtenidos, se consiguió disminuir notablemente las pérdidas en el proceso de refinación de los aceites obtenidos de las semillas almacenadas en planta, ya que las mismas son proporcionales al nivel de ácidos grasos libres que tenga el aceite.

Después de ver funcionar el sistema opino que es muy fácil de implementar en cualquier sitio, ya que el sistema de ductos podría ser totalmente de madera y desmontable.

RECOMENDACIONES:

- La medición de la humedad debe realizarse cuando la humedad relativa del aire es menor al punto ideal para compararse con la humedad de la semilla.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

- El sistema analizado y calculado se lo puede definir como económico y fácil de implementar en cualquier lugar en que las condiciones ambientales se presten a las condiciones planteadas.
- Este sistema puede ser calculado para otros tipos de semilla, conociendo sus permeabilidades.
- Las condiciones ambientales son fundamentales para que el sistema en mención tenga el éxito deseado.
- La experiencia que acumule el usuario del sistema permitirá que lo aproveche de la mejor manera, abaratando los costos de almacenamiento de la semilla.

RECOMENDACIONES:

- La aireación de la semilla debe realizarse cuando la humedad relativa del aire esté en el punto idóneo para equilibrarse con la humedad de la semilla.

- En las noches la humedad relativa tiende a incrementarse, por lo tanto no es recomendable airear semilla por las noches, salvo por emergencia (que la semilla esté con humedad demasiado alta).
- En época de lluvias hay que ser muy cauteloso en el uso de este sistema, ya que la humedad relativa del aire llega hasta 95%.
- Si se desea probar con otros tipos de semilla en que se desconozca su permeabilidad, recomendaría realizar las pruebas correspondientes, chequeando diferentes alturas de pila y ver la incidencia sobre la capacidad del motor.



...



...

APENDICE 1

Temperatura... Temperatura que se registra en un momento...

Temperatura... La temperatura que indica un termómetro...

Temperatura... La temperatura a la que se encuentra la cosa...

Temperatura... La temperatura que se registra en un momento...

Temperatura... La temperatura que se registra en un momento...

Temperatura... La temperatura que se registra en un momento...

Temperatura... La temperatura que se registra en un momento...

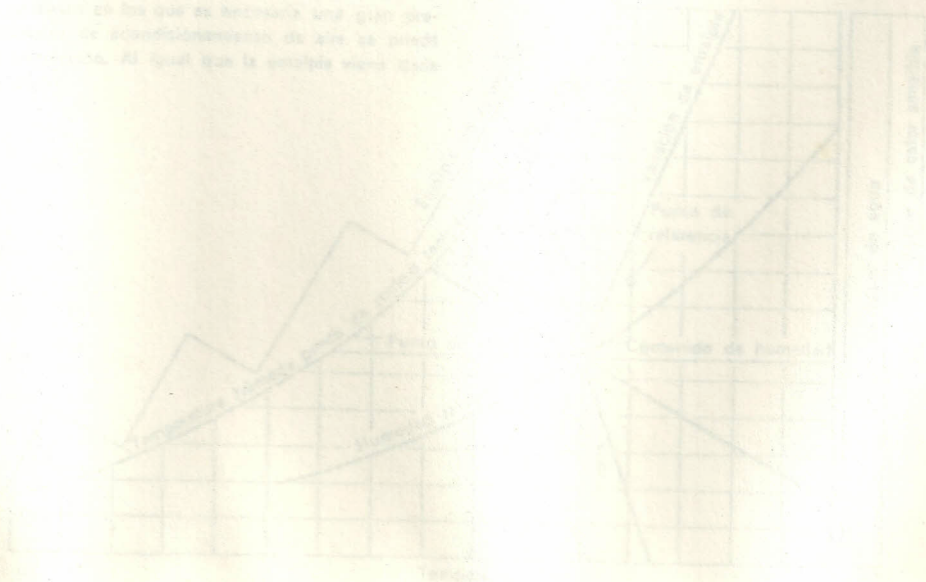
Temperatura... La temperatura que se registra en un momento...

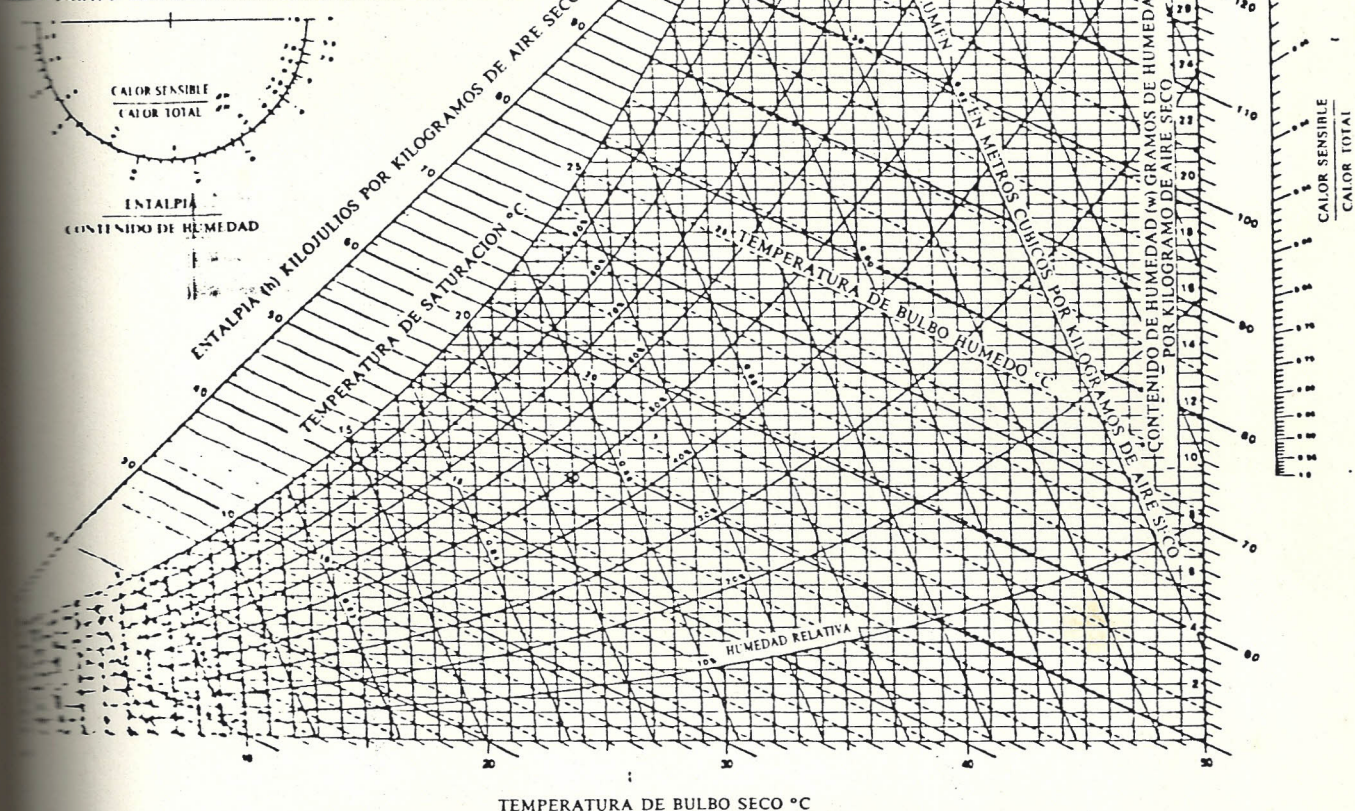
Temperatura... La temperatura que se registra en un momento...

Temperatura... La temperatura que se registra en un momento...

Temperatura... La temperatura que se registra en un momento...

Diagrama psicrométrico





Temperatura seca: La temperatura que registra un termómetro ordinario

Temperatura húmeda: La temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una mecha húmeda y expuesto a una corriente rápida de aire

Temperatura de rocío: La temperatura a la cual empieza la condensación de humedad cuando el aire se enfría

Humedad relativa: Relación entre la presión del vapor de agua contenido en el aire, y la presión del vapor saturante a la misma temperatura

Humedad específica, o contenido de humedad: El peso de vapor de agua expresado en gramos por kilo de aire seco

Entalpía: Cantidad de calor contenida en el aire, contada a partir de los 0° C

Variación de entalpía: Cualquiera que sea la temperatura considerada, la entalpía arriba mencionada se supone en la saturación. Para el aire no saturado, se tendrá que corregir utilizando la línea de variación de entalpía, en casos en los que es necesaria una gran precisión. En casos normales de acondicionamiento de aire se puede prescindir de dicha corrección. Al igual que la entalpía viene dada en kcal/kg de aire seco

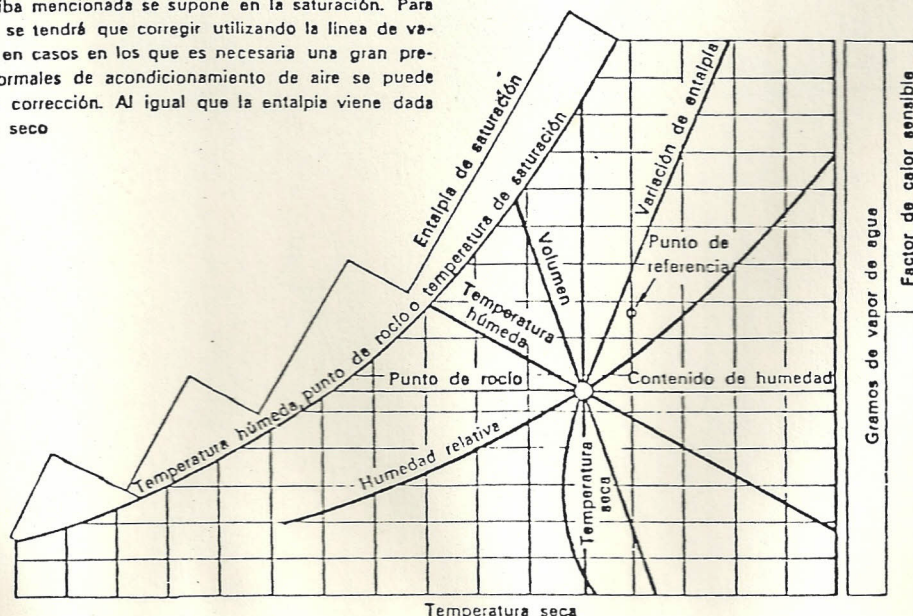
Volumen específico: Los m³ de aire húmedo que corresponden a 1 kilo de aire seco

Factor de calor sensible: Relación entre los calores sensible y total

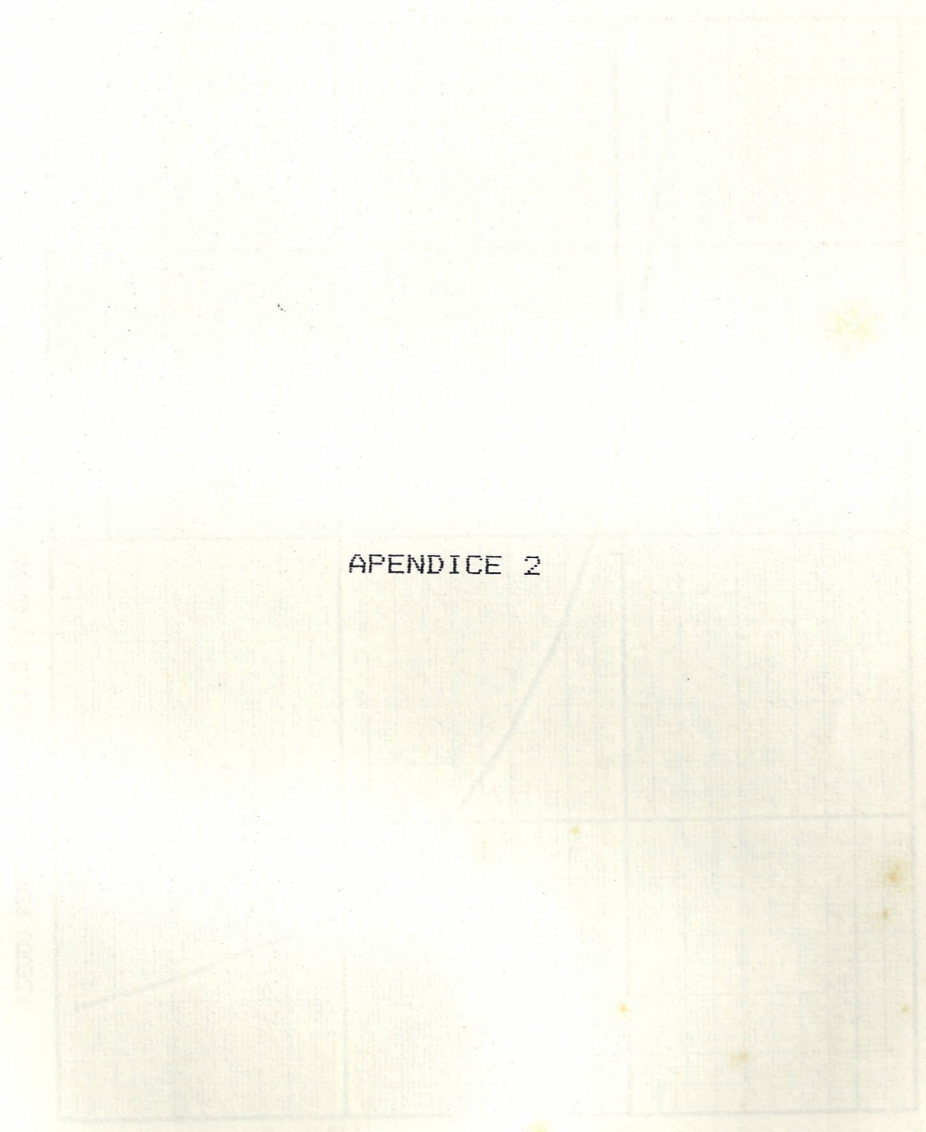
Punto de referencia: Situado a los 26,7° C y 50 % de humedad relativa, y que se emplea junto con la escala de factores de calor sensible para dibujar las líneas del proceso de aire acondicionado

Kilos de aire seco: Constituyen la base de todos los cálculos psicrométricos, y permanecen constantes durante todos los procesos. Las temperaturas seca, húmeda y de rocío y la humedad relativa están relacionadas en forma tal que cuando se conocen dos de ellas se pueden determinar las restantes. Cuando el aire está saturado las temperaturas seca, húmeda y de rocío, son iguales

Esquema del diagrama psicrométrico

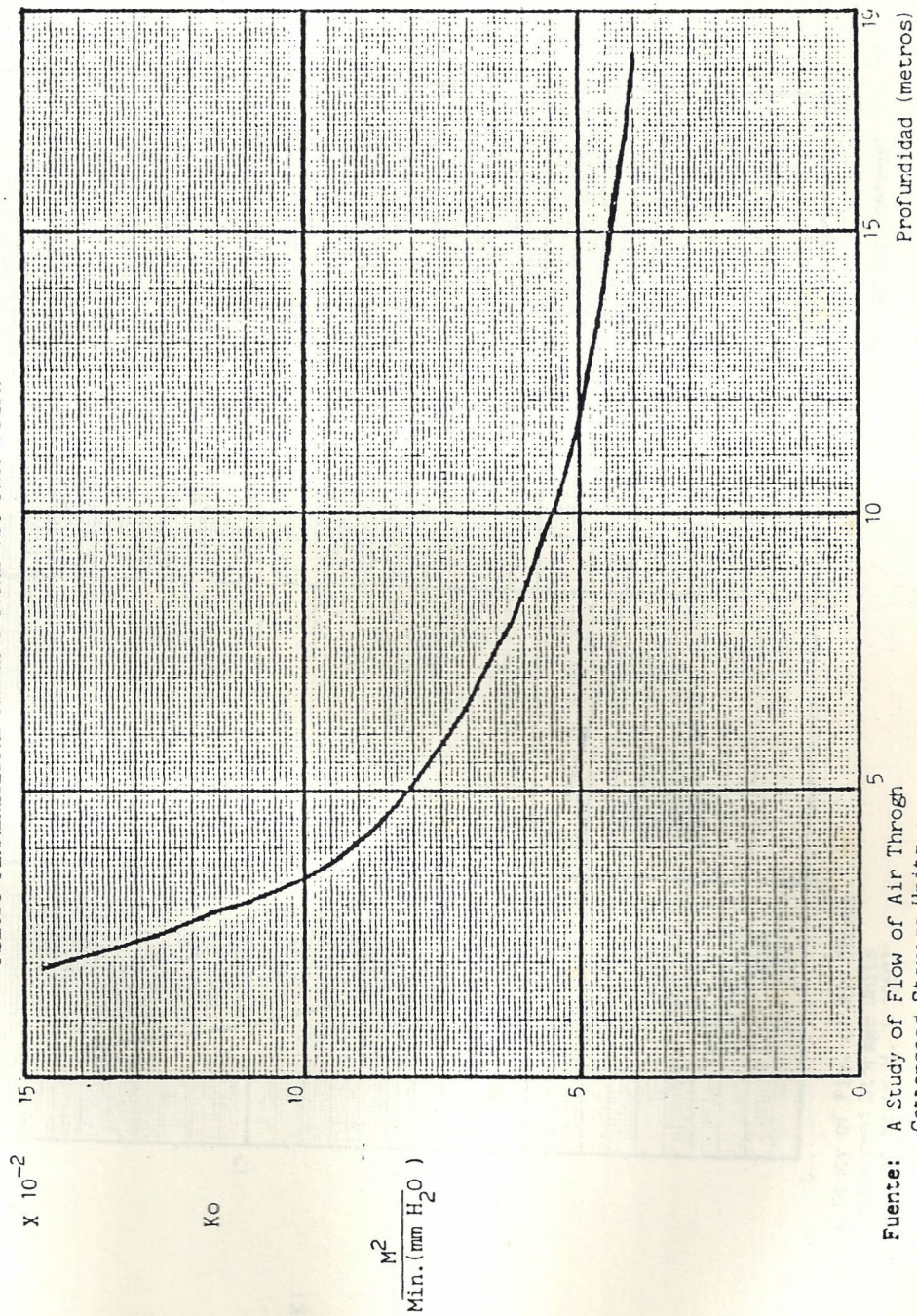


APENDICE 2



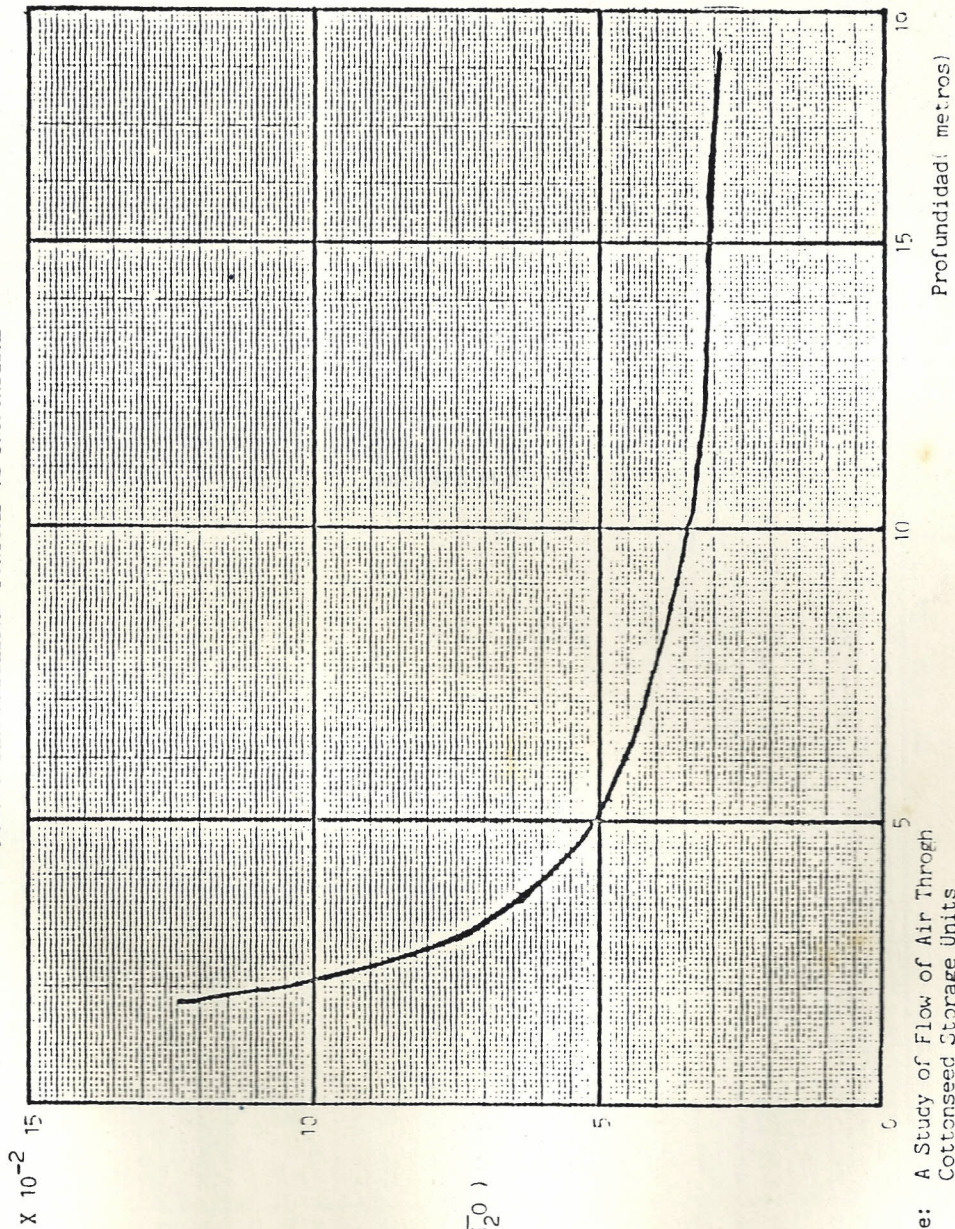
Source: Bureau of Plans of Air Force
Department of Defense
Report Storage Unit
AFR 100-100 (1967)

PSEUDO PERMEABILIDAD MEDIA O TOTAL VS. PROFUNDIDAD



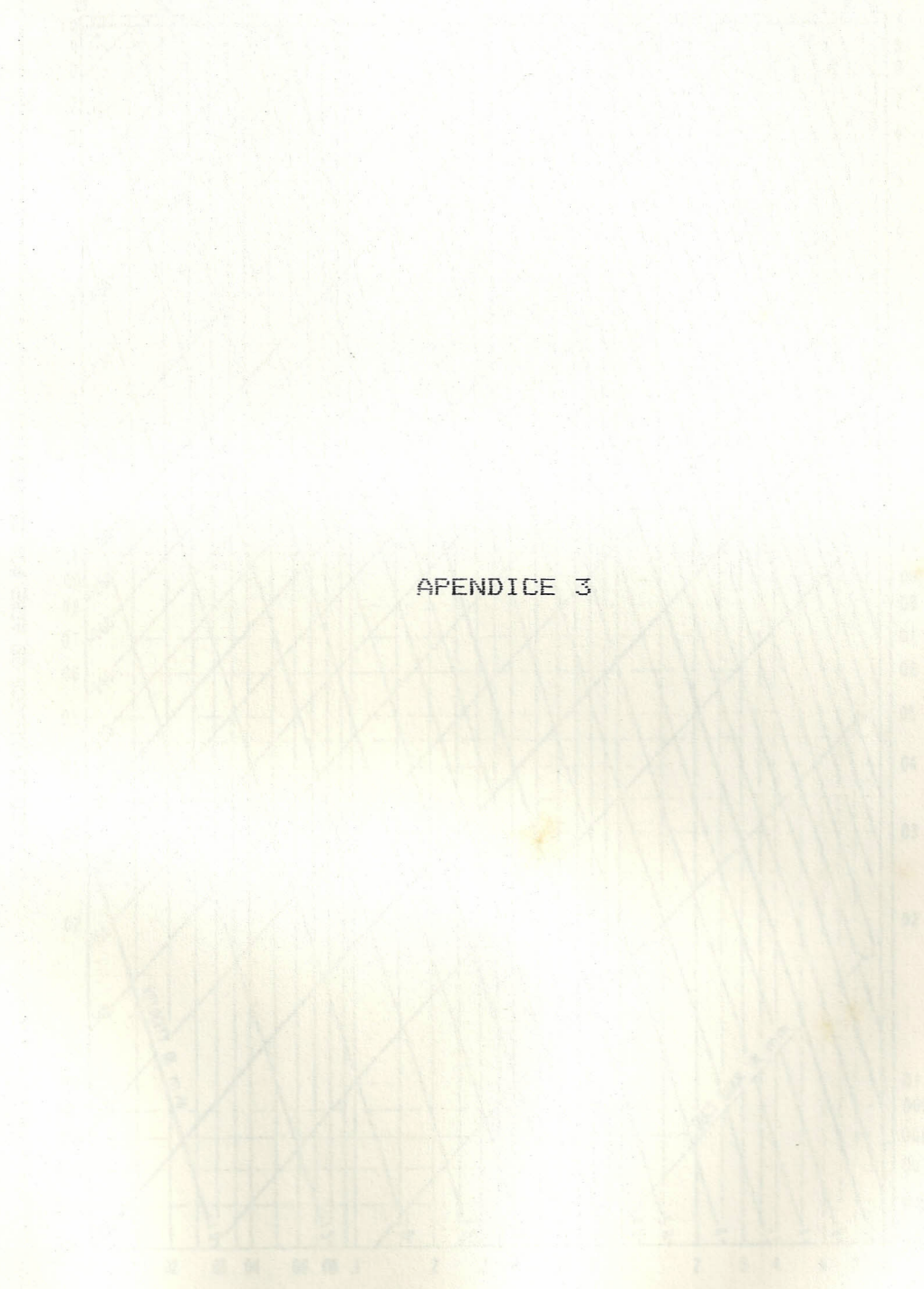
Fuente: A Study of Flow of Air Through
Cottonseed Storage Units
William Birch H. (1960)

PSEUDO PERMEABILIDAD PUNTUAL VS PROFUNDIDAD



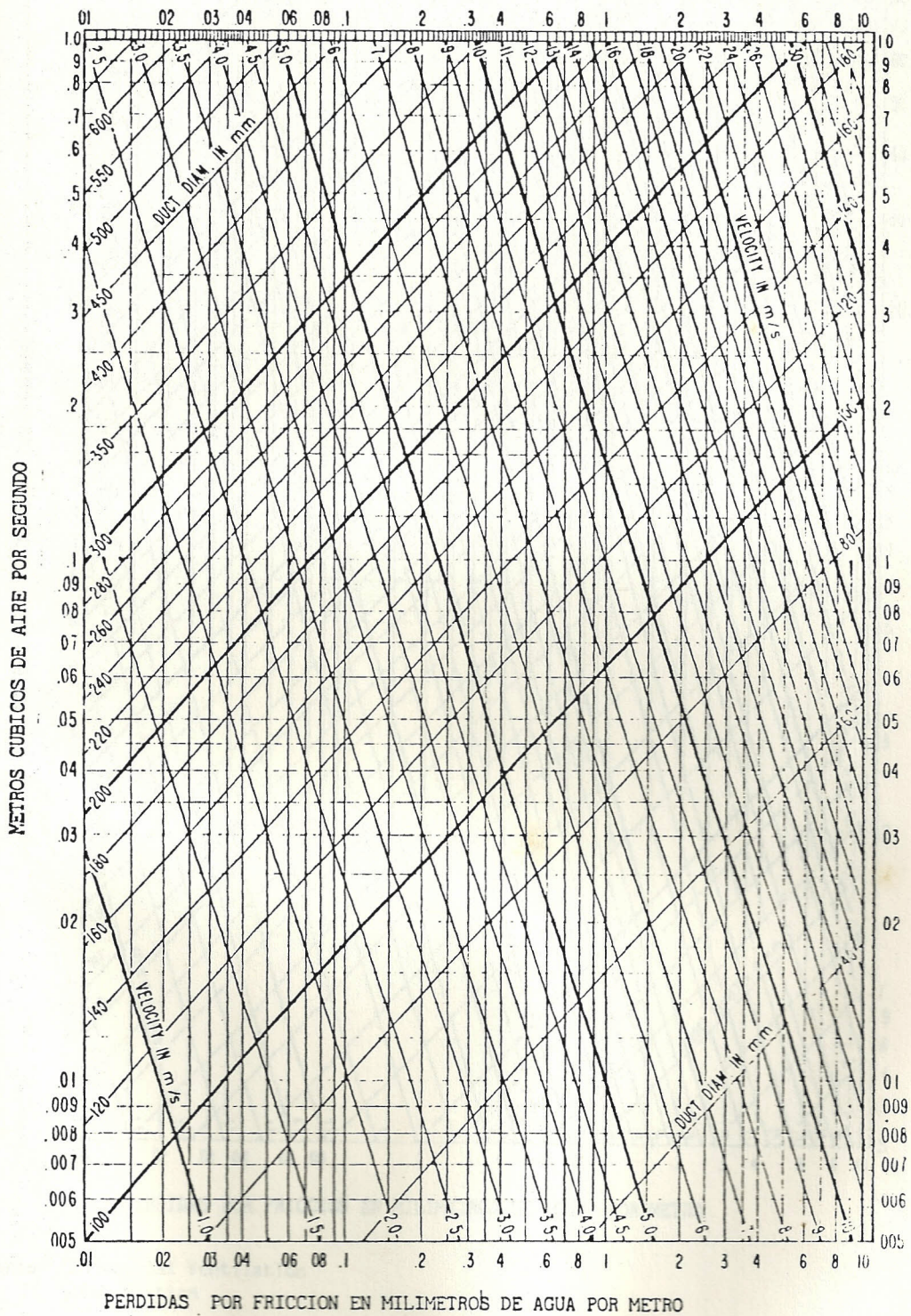
Fuente: A Study of Flow of Air Through
Cottonseed Storage Units
William Birch H. (1960)

APENDICE 3



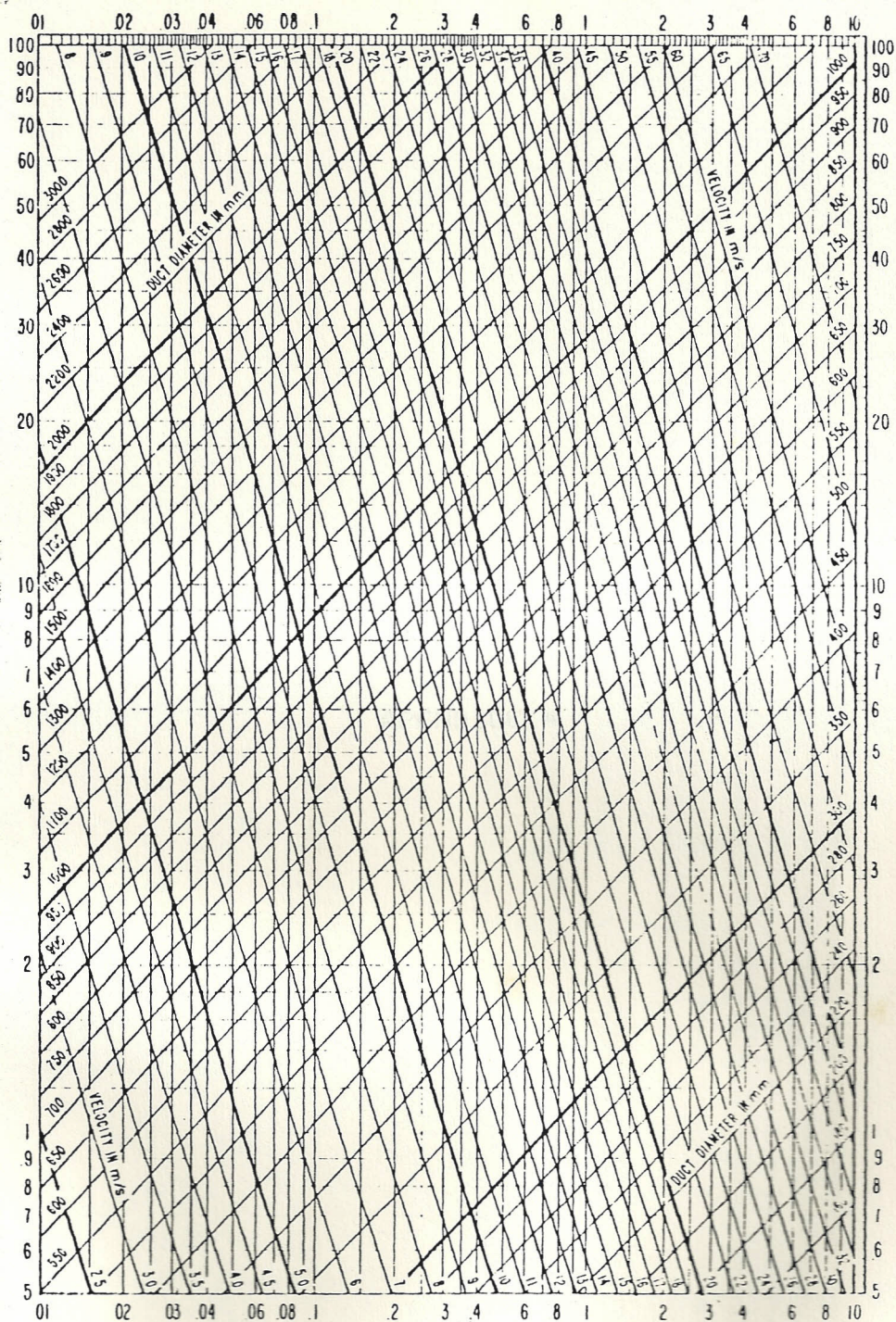
NOTAS: PARA FRIGORÍFOS EM REFRIGERANTES E PARA REFRIGERANTES

Fonte: Associação Brasileira de Refrigeração, Aquecimento e Climatização (ABRACAR)



Fuente: Industrial Ventilation
14th. Edition

METROS CUBICOS DE AIRE POR SEGUNDO



PERDIDAS POR FRICCION EN MILIMETROS DE AGUA POR METRO

Fuente: Industrial Ventilation
14th Edition

Table 4. Coefficients of the polynomial $P(x)$ for various values of n and m . The coefficients are given for $n=1, 2, 3, 4, 5$ and $m=1, 2, 3, 4, 5$.

$n \backslash m$	1	2	3	4	5
1	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00

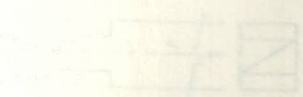
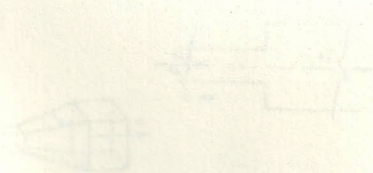
$n \backslash m$	1	2	3	4	5
1	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00

APENDICE 4

$n \backslash m$	1	2	3	4	5
1	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00

$n \backslash m$	1	2	3	4	5
1	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00

Fig. 1. Diagram of a rectangular plate.

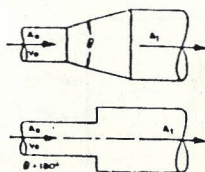


$n \backslash m$	1	2	3	4	5
1	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00

$n \backslash m$	1	2	3	4	5
1	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00

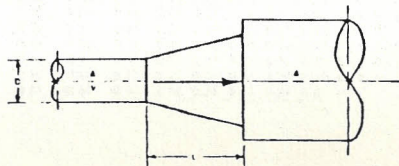
Tabla B-4 Coeficientes de pérdida de carga local, ENLACES (Flujo divergente)

4-1 Difusor cónico, redondo¹



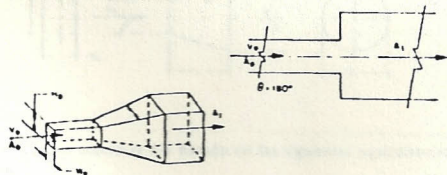
A_1/A_0	C_D									
	θ , grados									
	8	12	16	20	30	45	60	90	120	180
2	0.11	0.11	0.14	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
4	0.15	0.17	0.23	0.30	0.46	0.61	0.64	0.64	0.63	0.62
6	0.17	0.20	0.27	0.33	0.48	0.66	0.77	0.74	0.73	0.72
10	0.19	0.23	0.29	0.38	0.59	0.76	0.80	0.83	0.84	0.83
>16	0.19	0.22	0.31	0.38	0.60	0.84	0.88	0.88	0.88	0.88

4-2 Difusor cónico, escalonado, redondo¹



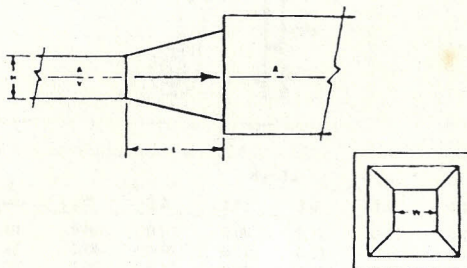
A_1/A_0	C_D											
	L/D_0											
	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10	12	14	
1.5	0.03	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.11	0.13	
2.0	0.08	0.06	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	
2.5	0.13	0.09	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.07	0.08	0.09	
3.0	0.17	0.12	0.09	0.07	0.07	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08	
4.0	0.23	0.17	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	
6.0	0.30	0.22	0.16	0.13	0.12	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.08	
8.0	0.34	0.26	0.18	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	
10	0.36	0.28	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	
14	0.39	0.30	0.22	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.10	0.10	
20	0.41	0.32	0.24	0.20	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.11	0.10	

4-3 Difusor en pirámide, rectangular¹



A_1/A_0	C_D								
	θ , grados								
	8	10	14	20	30	45	60	90	180
2	0.14	0.15	0.20	0.25	0.30	0.33	0.33	0.33	0.30
4	0.20	0.25	0.34	0.45	0.52	0.58	0.62	0.64	0.64
6	0.21	0.30	0.42	0.53	0.63	0.72	0.78	0.79	0.79
>10	0.24	0.30	0.43	0.53	0.64	0.75	0.84	0.89	0.88

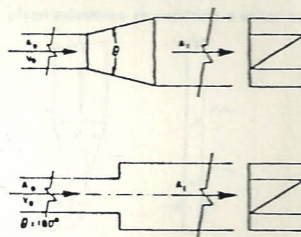
4-4 Difusor en pirámide, escalonado, rectangular



$$D = 2HW/(H + W)$$

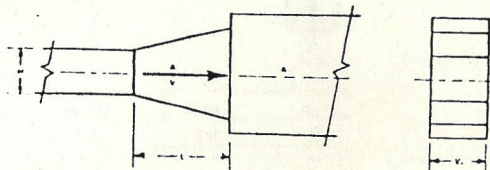
A_1/A_0	C_D											
	L/D											
	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10	12	14	
1.5	0.04	0.03	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.08	0.10	0.11	0.13	
2.0	0.11	0.08	0.06	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.09	0.10	
2.5	0.16	0.13	0.09	0.08	0.08	0.07	0.08	0.07	0.08	0.08	0.09	
3.0	0.21	0.17	0.12	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	
4.0	0.27	0.22	0.17	0.14	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	
6.0	0.36	0.28	0.21	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	
8.0	0.41	0.32	0.24	0.21	0.18	0.17	0.16	0.14	0.13	0.12	0.12	
10	0.44	0.35	0.26	0.22	0.20	0.18	0.17	0.15	0.14	0.13	0.13	
14	0.47	0.37	0.28	0.24	0.21	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.14	
20	0.49	0.40	0.30	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	

4-5 Difusor plano, rectangular¹



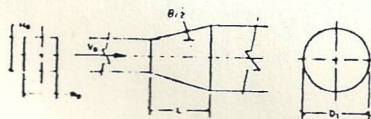
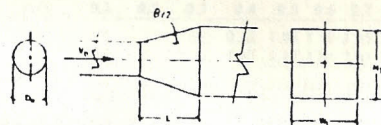
A_1/A_0	C_D								
	θ , grados								
	8	10	14	20	30	45	60	90	180
2	0.14	0.14	0.13	0.15	0.24	0.35	0.37	0.38	0.35
4	0.19	0.17	0.18	0.25	0.42	0.60	0.68	0.70	0.66
6	0.22	0.21	0.21	0.30	0.48	0.65	0.76	0.83	0.80

4-6 Difusor plano, escalonado, rectangular



		C_o										
		L/H										
A_1	A_0	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10	12	14
1.5	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06	0.08	0.10	0.11	0.13
2.0	0.12	0.09	0.07	0.07	0.06	0.07	0.07	0.07	0.08	0.10	0.10	0.12
2.5	0.18	0.14	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.10	0.10	0.10
3.0	0.23	0.18	0.14	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.11
4.0	0.30	0.24	0.19	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
6.0	0.38	0.31	0.25	0.21	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.14
8.0	0.43	0.36	0.28	0.23	0.22	0.20	0.19	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15
10	0.46	0.38	0.30	0.26	0.24	0.22	0.21	0.19	0.18	0.17	0.16	0.16
14	0.50	0.41	0.33	0.29	0.26	0.24	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16
20	0.53	0.44	0.35	0.31	0.28	0.25	0.24	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17

4-7 Difusor de enlace, redondo a rectangular o rectangular a redondo



Utilizar C_o con accesorio 4-3 basado en las siguientes equivalencias inglesas:

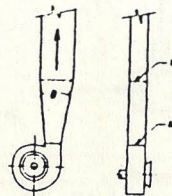
1. Enlace de redondo a rectangular:

$$\tan(\theta/2) = (1.13\sqrt{H_1 W_1} - D_o)/2L$$

2. Enlace de rectangular a redondo:

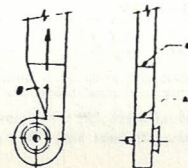
$$\tan(\theta/2) = (D_1 - 1.13\sqrt{H_o W_o})/2L$$

4-8 Difusor plano simétrico en conducto a salida de ventilador



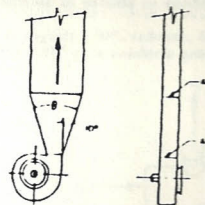
		C_o					
		A_1/A_o					
θ , grados		1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
10	0.05	0.07	0.09	0.10	0.11	0.11	0.11
15	0.06	0.09	0.11	0.13	0.13	0.14	0.14
20	0.07	0.10	0.13	0.15	0.16	0.16	0.16
25	0.08	0.11	0.16	0.19	0.21	0.21	0.21
30	0.16	0.24	0.29	0.32	0.34	0.34	0.35
35	0.24	0.34	0.39	0.44	0.48	0.48	0.50

4-9 Difusor plano asimétrico en conducto a salida de ventilador



		C_o				
		A_1/A_o				
θ , grados		2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
10	0.08	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11
15	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15
20	0.12	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18
25	0.15	0.18	0.21	0.23	0.25	0.26
30	0.18	0.25	0.30	0.33	0.35	0.35
35	0.21	0.31	0.38	0.41	0.43	0.44

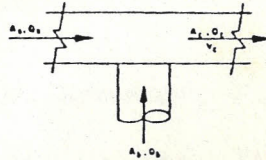
4-10 Difusor plano asimétrico en conducto a salida de ventilador



		C_o					
		A_1/A_o					
θ , grados		1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
10°	0.05	0.08	0.11	0.13	0.13	0.14	0.14
15°	0.06	0.10	0.12	0.14	0.15	0.15	0.15
20°	0.07	0.11	0.14	0.15	0.16	0.16	0.16
25°	0.09	0.14	0.18	0.20	0.21	0.22	0.22
30°	0.13	0.18	0.23	0.26	0.28	0.29	0.29
35°	0.15	0.23	0.28	0.33	0.35	0.36	0.36

Fuente: Fundamental, Ashrae 1988

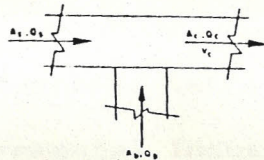
6-7 T convergente, redonda, injertada a conducto principal rectangular



A_b/A_1	A_2/A_c	A_b/A_c								
0.5	1.0	0.5								
Bifurcación, C_{cb}										
V_c	Q_b/Q_c									
m/s	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
<6	-63	-55	0.13	0.23	0.78	1.30	1.93	3.10	4.88	5.60
>6	-49	-21	0.23	0.60	1.27	2.06	2.75	3.70	4.93	5.95
Para coeficiente principal (C_{c1}), véase accesorios 6-3.										

Para coeficiente principal (C_{cb}), véase accesorios 6-3.

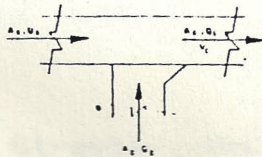
6-8 T convergente, rectangular, injertada en conducto principal



A_b/A_1	A_2/A_c	A_b/A_c								
0.5	1.0	0.5								
Bifurcación, C_{cb}										
V_c	Q_b/Q_c									
m/s	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
<6	-75	-53	-0.3	0.33	1.03	1.10	2.15	2.93	4.18	4.78
>6	-69	-21	0.23	0.67	1.17	1.66	2.67	3.36	3.93	5.13

Para coeficiente de pérdida en conducto, véase accesorios 6-3.

6-2 T convergente, entrada a 45°, rectangular, injertada en el conducto principal

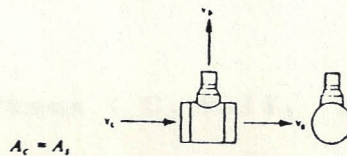


A_b/A_1	A_1/A_c		A_b/A_c							
0.5	1.0		0.5							
Bifurcación, C_{cb}										
V_c	Q_b/Q_c									
(m/s)	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
<6	-83	-68	-30	0.28	0.55	1.03	1.50	1.93	2.50	3.03
>6	-72	-52	-23	0.34	0.76	1.14	1.83	2.01	2.90	3.63

Para coeficiente en conducto (C_{c1}), véase accesorios 6-3.

Para coeficiente en conducto (C_{cb}), véase accesorios 6-3.

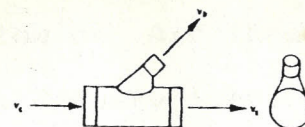
6-10 T cónica divergente, a 90°, redonda



Bifurcación.											
V_b/V_c	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
C_{cb}	1.0	0.85	0.74	0.62	0.52	0.42	0.36	0.32	0.32	0.37	0.52

Para coeficiente de pérdida en conducto, véase accesorios 6-23

6-11 T cónica divergente a 45°, redonda

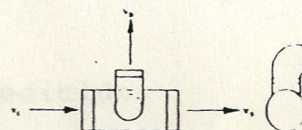


Bifurcación.											
V_b/V_c	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
C_{cb}	1.0	0.84	0.61	0.41	0.27	0.17	0.12	0.12	0.14	0.18	0.27

Para coeficiente de pérdida principal, véase accesorios 6-23.

6-12 T divergente a 90°, redonda, laminada a 90° con codo a 90°.

Bifurcación a 90° para conducto principal

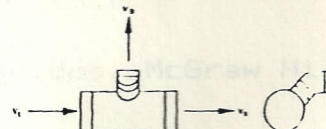


Bifurcación.											
V_b/V_c	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
C_{cb}	1.0	1.03	1.08	1.18	1.33	1.56	1.86	2.2	2.6	3.0	3.4

Para coeficiente de pérdida en conducto, véase accesorios 6-23

6-13 T divergente a 90°, redonda, laminada a 45° con codo a 45°.

bifurcación a 90° para conducto principal



Bifurcación.											
V_b/V_c	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
C_{cb}	1.0	1.32	1.51	1.60	1.65	1.74	1.87	2.0	2.2	2.5	2.7

Para coeficiente de pérdida en conducto (C_{cb}), véase accesorios 6-23

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Oil Chemistry, Mc Graw-Hill Publication, Nov. 1979
- 2.- D. B. Brooker, F. Bakker-Arkema y C. Hall, Drying Cereal Grains, The AVI Publishing Company, Inc, 1974.
- 3.- W. Birch H., A Study of the Flow of Air Through Cottonseed Storage Units, Texas, January 1960.
- 4.- Industrial Ventilation, American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 14th edición.
- 5.- Mathematical Tables, CRC, 16th edición.
- 6.- Trane Industrial Fans, Cat. DS-FAN 6-1176-181 Wisconsin (1981).
- 7.- V. Streeter, Mecánica de los Fluidos, McGraw Hill, 1971.
- 8.- Fundamental ASHRAE, 1988.
- 9.- M. Neumunz & Son, Inc., New Developments in the Vegetables Oil Industry During the Year 1964/65, New York.