

25.1
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA



**DEPTO. DE PASANIES Y
EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA**

**DISEÑO Y SELECCION DEL SISTEMA AIRE
ACONDICIONADO PARA EL PROCESO DE
HILADO DE POLIESTER FIBRA CORTA**

**TESIS DONADA POR
D. C. E. - UNAM**

**T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A**

VICTOR EUGENIO RUIZ SERRANO

México, D. F.

1981



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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 esta 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.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

TITULO: DISEÑO Y SELECCION DEL SISTEMA AIRE ACONDICIONADO
PARA EL PROCESO DE HILADO DE POLIESTER FIBRA CORTA

NOMBRE: VICTOR EUGENIO RUIZ SERRANO

CARRERA: INGENIERO QUIMICO

1 9 8 1

**SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL PROCESO DE
HILADO DE POLIESTER FIBRA CORDA**

**PROPOSITO: DISEÑAR Y SELECCIONAR EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
PARA EL PROCESO DE HILADO DE POLIESTER FIBRA CORDA.**

ALCANCE.

- I. INTRODUCCION**

- II. DESCRIPCION DEL PROCESO PARA LA PRODUCCION DE POLIESTER FIBRA
CORDA.**

- III. CONDICIONES DE OPERACION PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
EN LA PLANTA POLIESTER FIBRA CORDA.**

- IV. ALTERNATIVAS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

- V. CONCLUSIONES**

- VI. APENDICE Y BIBLIOGRAFIA**

I. INTRODUCCION

**II. DESCRIPCION DEL PROCESO PARA LA PRODUCCION DE POLIESTER
FIERA CORDA.**

A) POLIMERIZACION

B) EXTRUSION

C) ACABADO

III. CONDICIONES DE OPERACION PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

A) CONDICIONES AMBIENTALES

B) CONDICIONES DE PROCESO

IV. ALTERNATIVAS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

A) REPRESENTACION GRAFICA

B) DISEÑO DE EQUIPO

V. CONCLUSIONES

A) ESTUDIO TECNICO OPERACION

B) ESTUDIO ECONOMICO

INTRODUCCION

La velocidad de enfriamiento del hilo poliéster durante su extrusión es de absoluta importancia para su calidad final.

Por tal motivo el hilo se enfría mediante aire con propiedades de temperatura y humedad definidas y constante, las cuales se obtienen utilizando un sistema de acondicionamiento bien definido y controlado.

Cualquier variación y/o falta de uniformidad en las condiciones establecidas , provoca así mismo variaciones y desuniformidades en la procesabilidad del hilo, trayendo como consecuencia la generación de hilo de mala calidad o el aumento de la cantidad de desperdicio, lo que al final se traduce en pérdidas económicas para la empresa.

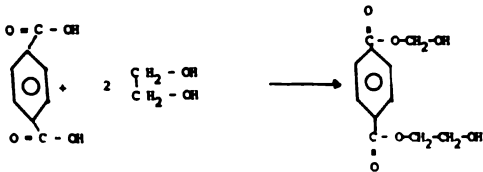
El equipo de aire acondicionado debe mantener las condiciones establecidas en forma continua con límites de variación mínimos por lo que se deberá contar con la instrumentación de control adecuada a las necesidades de exactitud.

II DESCRIPCIÓN DEL PROCESO PARA LA PRODUCCIÓN DE POLIÉSTER FIBRA CORDA

- A) POLIMERIZACIÓN
B) REACCIONES QUÍMICAS

El Poliéster se obtiene a partir del ácido tereftálico y el etilén glicol utilizando catalizadores, estabilizadores y desalustrantes. La reacción se lleva a cabo en dos pasos: a) esterificación y b) polimerización.

La esterificación consiste en la reacción entre el ácido tereftálico y el etilén glicol para obtener el éster dihidroxi-etil tereftalato.

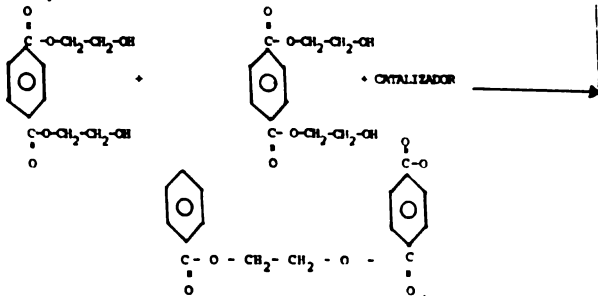


ACIDO TEREPHTALICO

ETILEN GLICOL

DIHIDROXIETIL TEREPHTALATO

La polimerización es la unión de los monómeros utilizando un catalizador



Descripción del proceso.

a) Polimerización:

El ácido tereftálico es transportado desde su lugar de almacenamiento a la tolva de carga de donde se pasa a una banda pesadora y de allí al equipo mezclador, en donde se dosifica el etilén glicol y un estabilizador.

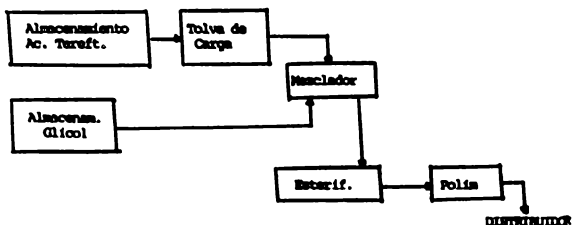
Una vez que se tiene una pasta bien homogenizada se pasa a los equipos esterificadores los cuales se encuentran a temperaturas altas.

En estos equipos es donde se lleva a cabo la formación del ester dihidroxietil tereftalato, estos equipos deben tener eficiencias altas para evitar tener un desperdicio muy alto de materia prima.

Una vez que se cumplen las especificaciones de proceso la mezcla reaccionante se pasa a los polimerizadores en donde se forma el polímero. Estos equipos se encuentran a temperatura y presión específicas con el objeto de aumentar la eficiencia de formación del polímero.

Una vez formado el polímero se manda a un distribuidor que lo pasará a las máquinas de extrusión, donde se procesa para obtener los filamentos.

(Diagrama)



B) Estrusión:

Una vez que se obtiene el polímero se bombea a las máquinas de extrusión en donde es procesado para obtener filamento.

El polímero fundido se hace pasar a través de un sistema formado de espigas, mallas y una espesa a través del cual se obtiene filamento. Es en este paso en donde se da enfriamiento adecuado con aire acondicionado para obtener las características requeridas del producto.

Una vez que se enfría se hace pasar a través de una guía de donde posteriormente pasa a un sistema de rodillos en los cuales se usan los filamentos de varias guías.

Una vez hecho lo anterior se pasa la mecha a través de un tubo con vacío al cual lo deposita en tambores de tamaño adecuado para transportarlo al área de acabado.

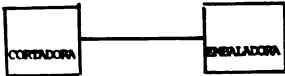
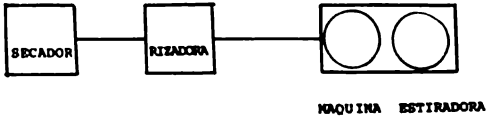
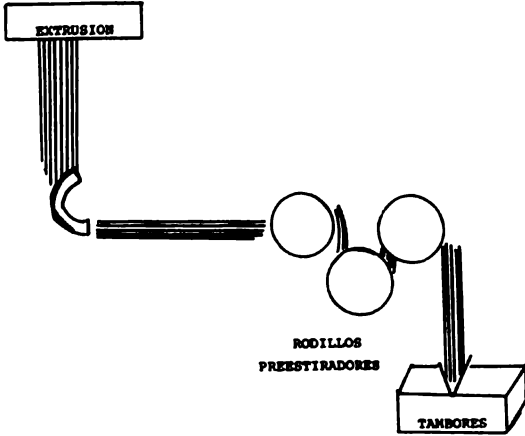
C) Acabado:

En esta área es donde se le da el toque final al producto con la finalidad de obtener la calidad deseada.

La mecha de políester se hace pasar a través de una máquina estiradora, la cual consta de varios rodillos girando a diferentes velocidades.

La siguiente fase es pasarla a un rizador cuya finalidad es dar al hilo una determinada unión para evitar filamentos separados, de aquí pasa a un distribuidor de mecha que la coloca en el secador de donde pasa a una cortadora y posteriormente a una prensa de embalado.

(ver diagrama anexo)



III. CONDICIONES DE OPERACION PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

- a) Condiciones ambientales
- b) Condiciones de proceso
- a) Condiciones ambientales:

En el proceso al aire que pasa al sistema de acondicionamiento se toma del medio ambiente por lo que es necesario tener una serie de datos que nos indiquen las condiciones del medio ambiente en que se va a operar para que en base a las condiciones más drásticas se haga el diseño.

La siguiente tabla muestra las condiciones climatológicas de la ciudad de Querétaro promediadas mensualmente y durante un período de 10 años.

| <u>M E S</u> | <u>T B S °C</u> | <u>T B H °C</u> | <u>T. ROCIO °C</u> | <u>H R %</u> |
|--------------|-----------------|-----------------|--------------------|--------------|
| Enero | 15.72 | 9.38 | 4.50 | 53 |
| Febrero | 15.22 | 8.77 | 3.50 | 52 |
| Marzo | 18.00 | 10.00 | 3.77 | 45 |
| Abril | 22.50 | 13.20 | 7.11 | 42 |
| Mayo | 23.40 | 14.70 | 9.38 | 46 |
| Junio | 22.00 | 15.22 | 11.22 | 56 |
| Julio | 20.80 | 14.72 | 11.10 | 60 |
| Agosto | 20.1 | 14.5 | 11.22 | 72 |
| Septiembre | 20.20 | 15.72 | 11.38 | 72 |
| Octubre | 18.10 | 12.72 | 5.66 | 60 |
| Noviembre | 18.22 | 12.00 | 7.77 | 57 |
| Diciembre | 15.70 | 10.10 | 5.80 | 58 |
| Máxima | 32.00 | 19.00 | 18.80 | 100 |
| Mínima | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 32 |

Condiciones aire ambiental para utilizar en el diseño:

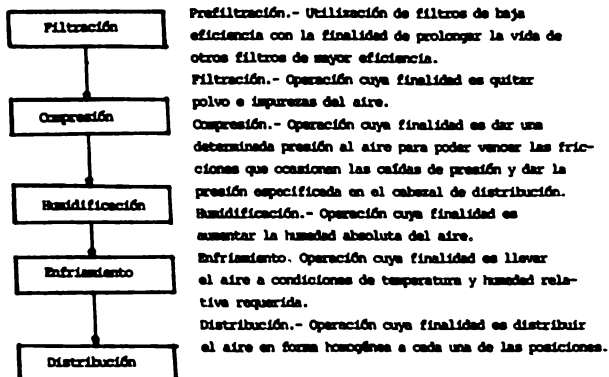
| | |
|------------------|--------------------------|
| TBS | 32.0 °C |
| THH | 19.0 °C |
| HUMEDAD RELATIVA | 32% |
| HUMEDAD ABSOLUTA | 0.010 Kg. agua/Kg. aire |
| ENTALPIA | 3.71 Kcal/Kg |
| DENSIDAD | 1.20 Kg / M ³ |

IV.- Alternativa del Sistema de Aire Acondicionado

En un estudio técnico de operación se vió que el sistema más adecuado para obtener las especificaciones requeridas debe constar de las siguientes etapas:

- I. Filtración
 - a) Prefiltración
 - b) Filtración de alta eficiencia
2. Compresión del aire
3. Humidificación del aire
4. Enfriamiento de aire utilizando agua proveniente de torres de enfriamiento.
5. Distribución del aire

Diagrama de bloques



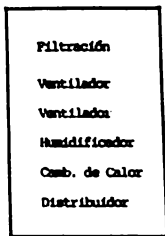
Una vez visto lo anterior se pueden obtener una serie de alternativas que serán la base de un estudio técnico y económico para cumplir la finalidad de esta tesis.

Las alternativas de estudio serán las siguientes:

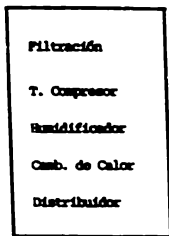
- 1).- Equipo utilizado para llevar a cabo la etapa de compresión del aire, teniendo la posibilidad de utilizar turbocompresores ó ventiladores centrífugos con aspas del tipo radial cerrado.
- 2).- Método de Humidificación ya sea utilizando vapor ó agua.

Alternativa 1.- Se hicieron una serie de estudios técnico-económicos con diferentes posibilidades para cumplir dicha alternativa, llegándose a la conclusión de que para lograr las especificaciones de proceso los siguientes sistemas son los más representativos para llevar a cabo la comparación:

- a) Utilizando 2 ventiladores en serie/máquina
- b) Utilizando 1 turbo compresor / máquina.

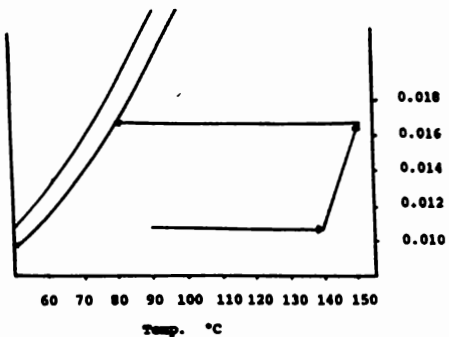


a)

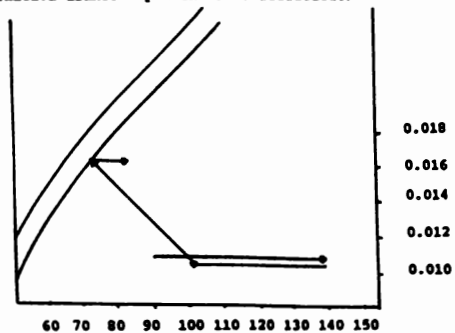


b)

Alternativa 2.- Método de Humidificación



Alternativa usando vapor en la humidificación



Alternativa usando agua en la humidificación

Tomando en cuenta las alternativas anteriores es necesario hacer un breve repaso de determinados conceptos con la finalidad de facilitar el desarrollo técnico para evaluar la factibilidad de llevarlas a la práctica.

a) Carta Psicrométrica.- Es un diagrama que nos sirve para determinar las propiedades de mezcla aire-vapor. (Apéndice gráfica 1).

b) Humedad absoluta.- Es igual a los kilogramos de vapor de agua contenidos en un kilogramo de aire seco.

$$Y = \frac{P_{H_2O}}{P_T - P_{H_2O}} \quad \frac{P_{M_{H_2O}}}{P_{M_{aire}}}$$

P_{H_2O} = Peso molecular del agua
 $P_{M_{aire}}$ = Peso molecular del aire
 P = Presión parcial del vapor de agua
 P_T = Presión total

c) Porcentaje de Humedad relativa.- Se define como la presión parcial del vapor de agua en aire, dividida entre la presión de vapor del agua a la misma temperatura.

$$YR = \frac{P}{P^*} \quad 100 \quad P^* = \text{Presión vapor agua}$$

d) Porcentaje de Humedad absoluta.- Se define como el ratio entre la humedad absoluta y la humedad de saturación a las mismas condiciones.

$$Y = \frac{Y}{Y_s} \quad 100 \quad Y = \text{Humedad absoluta}$$

$Y_s = \text{Humedad saturación}$

e) Temperatura de bulbo húmedo.- Es la temperatura a la cual se tiene equilibrio dinámico sobre la superficie de agua, donde la velocidad de transferencia de calor por convección a la superficie es igual a la velocidad de transferencia de masa a partir de la superficie.

$$K_y \lambda (Y_H - Y) = h_c (T - T_H) \quad K_y = \text{Coeficiente de transferencia de masa}$$

$\lambda = \text{Calor latente de vaporización}$

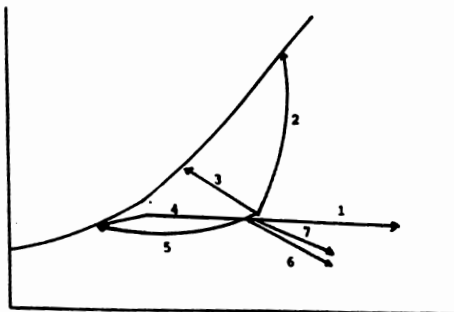
f) Líneas de Temperatura de Saturación Adiabática ó Líneas de Entalpía Constante.

En un sistema adiabático a una temperatura T_g se tiene un sistema de aire, mezclado íntimamente con una cantidad igual, la temperatura del aire decrece y la humedad se incrementa.

La ecuación para las líneas de saturación adiabática es:

$$Y_o - Y = (H (T - T_g))$$

g) Representación gráfica de Procesos en la Carta Psicrométrica



1. Calentamiento
2. Calentamiento y humidificación (espesas)
3. Enfriamiento y humidificación (espesas)
4. Enfriamiento y dehumidificación (cambiadores de calor)
5. Enfriamiento y dehumidificación (espesas)
6. Calentamiento y dehumidificación (absorción)
7. Calentamiento y dehumidificación (absorción)

h) Método para el cálculo de diámetros recomendable en tuberías: 2°

Actualmente en la literatura se encuentran una serie de datos que nos indican las velocidades recomendadas para algunos fluidos.

| Fluido | Velocidad recomendada |
|----------------------------|-----------------------|
| Aire (alta presión) | 1220-2200 m/min |
| Amoníaco gaseoso | 1830 m/min |
| Cloro gaseoso | 610-1525 m/min |
| Oxígeno | 305 m/min máximo |
| Vapor de agua (30-60 psig) | 74000-11000 m/min |

Cuando se sabe el flujo total de aire que se necesita, se utiliza la siguiente ecuación:

$$A = Q / V \quad \begin{array}{l} Q = \text{Gasto en m}^3 / \text{min} \\ V = \text{Velocidad en m / min} \end{array}$$

Una vez obtenido el valor del área, lo multiplicamos por 10.76 para convertir de m^2 a ft^2 y utilizando la tabla 1 del apéndice se determina el diámetro correspondiente a dicha área.

2° Ref. 2 Bibliografía

i) Método para el cálculo de caída de presión del vapor, en tuberías: 3°

La fórmula de Darcy puede escribirse de la siguiente manera:

$$P_{100} = (W \times 2.2)^2 (0.000136 f / (d \times 39.37)^5) (V \times 16.05)$$

$$C_1 = (W \times 2.2)^2 \times 10^{-9}$$

$$C_2 = 336000 f / (d \times 39.37)^5$$

donde:

W = Gasto en Kg/Hr.

d = Diámetro en m

V = Volumen específico en m^3/Kg .

Este cálculo se puede hacer gráficamente.

El gasto en Kg/Hr se multiplica por 2.2 y utilizando la gráfica 2 del apéndice se obtiene C_1 .

El diámetro en metros se multiplica por 39.37 y conociendo la caída de tubería que se va a utilizar, utilizando la tabla 3 del apéndice se obtiene C_2 .

1° Ref. 3 bibliografía.

Una vez obtenidos C_1 y C_2 utilizamos la siguiente ecuación:

$$P_{100} = (C_1 C_2 (V \times 16.05) 704.54$$

Con la que se obtiene la caída de presión por cada 33,3 metros de longitud

$$P_{33.3} = Kq/m^2$$

Para saber la longitud total que utilizamos se usa la siguiente ecuación:

Longitud total = Longitud de tubería recta + Longitud equivalente de accesorios.

Método de cálculo para un cambiador de calor con tubos alietados. 4*

Los intercambiadores de aletas transversales en flujo cruzado sólo se usan cuando los coeficientes de película de los fluidos que pasan sobre ellos son bajos. Esto se aplica particularmente a gases y aire, a presiones bajas y moderadas. Estos cambiadores están formados por tubos que tienen ranuras y muy pequeñas aletas formadas integralmente a partir del tubo mismo. Estos pueden ser calculados usando una curva de transferencia de calor para el lado de la coraza y una curva de eficiencia apropiada.

Posiblemente la aplicación más interesante de las aletas transversales se encuentra en los enfriadores de gases y en las aplicaciones de calentamiento de los mismos como en los hornos y calderas, en los serpentines para aire acondicionado y en los condensadores de vapor enfriados por aire para las turbinas y motores de explosión y otros servicios especiales. Una aplicación que está ganando popularidad es el condensador de vapor enfriado por aire para localidades que no cuentan con el adecuado suministro de agua de enfriamiento. El vapor entra a los tubos y un ventilador induce una corriente de aire que circula sobre los tubos alietados del aparato.

En esta forma es posible lograr una mejor aproximación a la temperatura atmosférica que la que se lograría con una superficie razonable compuesta enteramente por tubos lisos.

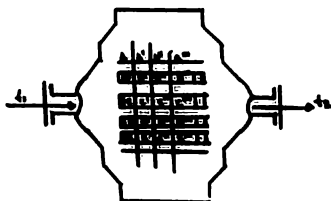
Con algunas excepciones, todos los otros intercambiadores de aletas transversales operan a flujo cruzado. La verdadera diferencia de temperatura para

*4 Ref. 4 Bibliografía.

sistemas que operen en flujo cruzado difieren naturalmente de los otros tipos de flujo, excepto cuando un fluido es isotérmico; entonces todos los sistemas están en verdadero flujo a contracorriente.

Antes de proceder al cálculo de un intercambiador de superficie extendida para gas, se indicará la influencia del tipo de flujo sobre la verdadera diferencia de temperatura en el flujo cruzado.

Considérese un ducto en el que un gas caliente pasa a ángulo recto a un haz de tubos que conduce un líquido frío en un solo paso como se muestra en la siguiente figura.



Supóngase que hay colocados deflectores como se indica por las líneas verticales y que se encuentran en la dirección del flujo del gas para prevenir mezclas en toda la longitud de los tubos. En el punto A en la primera fila horizontal de tubos y en el plano 1-1', hay una sola diferencia de temperatura entre la temperatura del gas a la entrada y la temperatura de entrada del líquido. En el plano 2-2' hay una diferencia más pequeña de temperatura en A' entre la temperatura del gas a la entrada y la del líquido a una temperatura algo más alta. Similarmente en 3-3' y en el punto A'' la diferencia de temperatura en toda la longitud de los tubos en la primera fila.

Prosiguiendo el análisis a la fila inferior de tubos, la temperatura del gas a la salida de la primera fila de tubos horizontales variará en la longitud

del tubo, puesto que la cantidad de calor transferido al pasar sobre la primera fila disminuyó de punto a punto, haciéndose menor la diferencia de temperatura. En la segunda fila horizontal las diferencias de temperatura también variarán, pero las temperaturas del gas que abandona esa fila son diferentes de aquéllas que abandonaron las filas precedentes. Esta presentación es diferente a la usada en la derivación de la verdadera diferencia de temperatura para un intercambiador 1-2, en la que el fluido en la coraza se considerará como asociado y a temperatura homogénea en cualquier punto de la sección transversal.

Cuando un gas pase a ángulos rectos por un haz compuesto de una sola hilera de tubos en un sólo paso, se puede considerar que ambos fluidos no se mezclan. Sin embargo, no es siempre posible determinar con claridad si ambas corrientes se mezclan, la definición es algo arbitraria en el caso de haces de tubos de longitudes cortas y largas.

Las siguientes derivaciones son esencialmente aquéllas de Russell y Smith y las gráficas de las ecuaciones finales están dadas en la forma desarrollada por Nagle y Bowen, Mueller y Nagle.

Estas derivaciones involucran las suposiciones usuales excepto las calificadas para la mezcla. Si T se refiere al fluido caliente, tal fluido frío y los subíndices 1 y 2 a la entrada y salida respectivamente, es conveniente definir tres parámetros como sigue:

$$K = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{K}{S}$$

$$(r) = \frac{Ac}{T_1 - t_1}$$

(r) = Contracorriente que se define de la siguiente manera:

$$(r) = \frac{R - I}{\ln \frac{(I-S)}{(I-R)}} = \frac{(K - S)}{\ln \frac{(I-S)}{(I-K)}}$$

Reemplazando el factor P_t para corregir la $MLDT$ a la verdadera diferencia de temperatura At en el flujo cruzado

$$P_t = \frac{(r)}{(R)} \text{ contracorriente}$$

Donde $At = P_t \times MLDT$. Sin subíndice (r) se refiere al valor verdadero en flujo cruzado.

Refiriéndose a la fig. 4 y aplicando balances de calor

dónde $C_T =$

el área total de los tubos, barrida por el fluido a medida que se mueve hacia abajo en dirección X y el fluido en los tubos se mueve de izquierda a derecha en la dirección Y .

En ésta tesis el caso a manejar será: un fluido mezclada, otro fluido no mezclada.

Refiriéndose a la fig. 4b, sea el fluido de la coraza el que se mezcla, T es una función únicamente de X , pero t es una función tanto de X como de Y . Considérese una faja a X_1 , de ancho dx . El fluido que fluye a través de esta faja está dado a la temperatura constante de la coraza T_1 , pero el fluido a lo largo de la faja no está mezclada y varía. Si t es la temperatura sin mezcla y varíante a la entrada, donde $t = t_1$ y $Y=0$

$$\frac{dt}{dy} = \frac{UX}{wc}(T - t) \quad (4)$$

A la salida de la faja la temperatura está dada por

$$\frac{T - t_{x1} Y}{T - t_1} = e^{-Uxy/wc} \quad (5)$$

donde t_{x1} se refiere a la faja.

La transferencia total de calor de la faja al fluido mezclada es

$$wc \frac{dx}{X} (t_1 - t_{x1}) = NCT$$

Sustituyendo para tx_2 en la ecuación 6, integrando y estableciendo las condiciones de frontera $t=t_1$ y $x = 0$, se obtiene una expresión para T que da para T_2 cuando $x = X$, así:

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_1} = 1 - c \frac{w_0/w_c}{(1 - e^{-kx})w_c} \quad (7)$$

Los parámetros se han tomado de manera que

$$\frac{w_0}{w_c} = \frac{k}{s} \quad \text{y} \quad \frac{w_0/w_c}{(1 - e^{-kx})w_c} = \frac{s}{(r)}$$

$$k = 1 - e^{-R/S} (1 - e^{-s(r)})$$

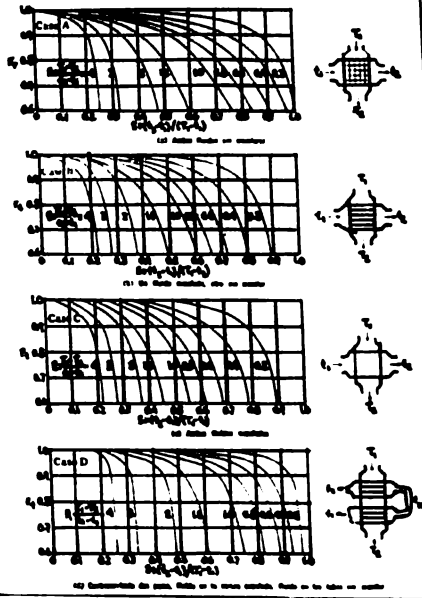
Expresando (r) como función implícita

$$(r) = \frac{s}{\ln 1 / (1 - R/k \ln 1/1 - R)}$$

Los factores para esta ecuación se grafican en la figura 4.

SUPERFICIES ESTENDIDAS

989



Las derivaciones dadas aquí son las de Gardner, que son muy ingeniosas porque desarrollan una expresión general que es aplicable, modificándola, a todos los tipos de aletas manufacturadas incluyendo las longitudinales. Para las derivación del caso general, se considerará una aleta transversal de sección variable. De nuevo se supone que el fluido que envuelve a la aleta es más caliente que la aleta misma y que el flujo de calor es del fluido exterior a la aleta. Son válidas las mismas suposiciones anteriores. Refiriéndonos a, la fig. 16.12, sea Θ . $T_c - t$ donde T_c es la temperatura constante del fluido caliente, y t es la temperatura del metal en cualquier punto de la aleta.

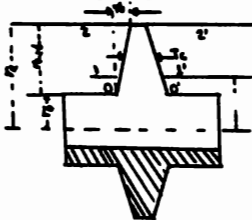


Fig. (16.12) Derivación de la eficiencia de una aleta transversal.

El calor que entra a los dos lados de la aleta entre 2-2' y 1-1' depende de la superficie entre los dos radios y la superficie total entre 2-2' y 0-0' es una función de r.

$$dQ = h_f \theta \, dA \quad \dots \dots \dots (a)$$

El calor que entra a la aleta entre 2-2' y 1-1' fluye hacia su base a través de la sección transversal de la aleta en 1-1'. Aplicando la ecuación de Fourier.

$$Q = Kax \frac{d\theta}{dr} \quad \dots \dots \dots (b)$$

dónde k es la conductividad térmica y es el área de la sección transversal de la aleta que este caso también varía con

$$- \frac{dQ}{dr} = \frac{d}{dr} \left(Kax \frac{d\theta}{dr} \right) = Kax \frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{Kdax}{dr} \frac{d\theta}{dr} \quad \dots \dots \dots (c)$$

Igualemos las Ecs.

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \left(\frac{1}{ax} \frac{dax}{dr} \right) \frac{d\theta}{dr} + \left(\frac{h_f}{Kax} \frac{dA}{dr} \right) \theta = 0 \quad \dots \dots \dots (d)$$

Esta ecuación diferencial de segundo orden es algo más difícil de evaluar que la Ec. (c), la que tiene raíces simples y puede resolverse mediante las funciones Bessel.

En la solución de problemas de ingeniería aparece un cierto número de ecuaciones diferenciales de segundo orden que pueden resolverse mediante series de potencias.

$$Kax \frac{d^2\theta}{dr^2} - h_f \theta = 0$$

La solución puede escribirse como la suma de dos funciones arbitrarias y dos constantes arbitrarias sugeridas por la Ec. (4)

. En su forma general la ecuación de Bessel es

$$\theta = C_1 e^{m_1} + C_2 e^{-m_1} \dots \dots \dots (f) \quad r^2 \frac{d^2 \theta}{dr^2} + r \frac{d\theta}{dr} + (r^2 - n^2) \theta = 0 \quad (g)$$

dónde n es una constante. Se han desarrollado muchos tipos de funciones que son soluciones independientes de la ecuación de Bessel, y se han tabulado las propiedades de aquéllas.

Douglas ha proporcionado la siguiente solución para la Ec.

(g) a la que la Ec. (d) puede transformarse multiplicando por

$$r^2 \frac{d^2 \theta}{dr^2} + \left[(1-2m)r - 2\alpha_1 r \right] \frac{d\theta}{dr} + \left[p^2 C_2^2 r^2 p + \alpha_1^2 r^2 + \alpha_1 (2m-1)r + m^2 - p^2 n^2 \right] \theta = 0 \dots \dots \dots (h)$$

donde p, m, y n son constantes, la última es el orden de la función Bessel.

Las Ecs. (g) y (h) tendrán la misma forma cuando

$$A_4 = C_4 r^{1-2\alpha_1} \dots \dots \dots (i)$$

y

$$A_5 = C_5 r^2 p(1-n) - 1 \dots \dots \dots (j)$$

dónde C4 y C5 son constantes positivas. Si la sección transversal de la aleta puede describirse por la Ec. (i) y la superficie de la arista exterior a la sección transversal por

la Ec. (j), se encuentra la solución general de las condiciones de frontera en la arista exterior de la aleta y en la base de la misma.

En la arista exterior, $r = r_e$ y $\theta = \theta_e$

En la base, $r = r_b$ y $\theta = \theta_b$

Para n igual a cero o a un entero.

$$\theta = \theta_b \left(\frac{U}{U_b} \right)^n \left[\frac{\ln(U) + B_1 \ln(U)}{\ln(U_b) + B_1 \ln(U_b)} \right] \dots \dots \dots (k)$$

donde

$$B_1 = \frac{-\ln - 1 (U_b)}{\ln - 1 (U_e)} \dots \dots \dots (l)$$

$$y \quad U = -i C_3 r^D = r \frac{h_f}{k_{ax}} \frac{dA}{dr} \dots \dots \dots (m)$$

dónde U_b y U_e se encuentran por sustitución de r , ax y

dA/dr para la arista y la base, respectivamente, e

$i = \sqrt{-1}$ puesto que θ es una función de A tanto como de r , el calor transferido a la superficie completa de la arista por el fluido es

$$Q = h_f \int_0^{A_f} \theta \, dA \dots \dots \dots (n)$$

donde es la superficie total de la aleta. El mismo calor cuando se transfiere a través de la base de la aleta al tubo es

$$Q = h_b \theta_b A_f \dots \dots \dots (o)$$

Definiendo la eficiencia de la aleta como antes.

$$\eta_f = \frac{\int_0^L \theta \, dA}{\theta_b A_f} = \frac{2(1-n)}{U_b [1 - (U_e/U_b)^2]^{1-n}} \frac{I_0-1(U_b) - B_1 E_0-1(U_b)}{I_n(U_b) + B_1 E_n(U_b)} \dots (p)$$

Para una aleta de contorno dado se conoce el exponente de r en la Ec. (1) la Ec. (3) puede ser eliminada consecuentemente para permitir la solución para n , el orden de la función Besse.

Cuando $n = 0$, la introducción de las Ecs. (k) y (L) y

$$dA = C_0 U^{1-2n} dU$$

como se obtuvo de las Ecs. (i) y (m) a la Ec. (p),

da el valor de η_f para la aleta anular de ancho constante.

La Ec. (p) se reduce a

$$\eta_f = \frac{2}{U_b [1 - (U_e/U_b)]^2} \frac{I_1(U_b) - B_1 K_1(U_b)}{I_0(U_b) + B_1 K_0(U_b)} \dots (q)$$

donde

$$B_1 = \frac{I_1(U_e)}{K_1(U_e)} \dots (r)$$

y

$$U_b = (re - rb) \sqrt{\frac{h_f / K y b}{\left(\frac{r_0}{r_b} - \alpha\right)}} \dots (s)$$

$$U_e = U_b \left(\frac{r_0}{r_b}\right)$$

Las gráficas de estas ecuaciones se dan en la gráfica 4 (Apéndice)

Para el caso donde n es igual a una fracción, γ

$$\theta = \theta_b \left(\frac{U}{U_b} \right)^n \left(\frac{I_n(U) + B_1 I^{-n}(U)}{I_n(U_b) + B_1 I^{-n}(U_b)} \right) \dots \dots \dots (u)$$

donde

$$B_1 = \frac{I_n - 1(U_b)}{I_{1-n}(U_b)} \dots \dots \dots (v)$$

Si la mitad del espesor de la aleta γ esta dada por

$$Y = Y_b \left(\frac{r}{r_b} \right)^{-\frac{2n}{1-n}} \dots \dots \dots (w) \quad U = (1-n) \left(\frac{r}{r_b} \right)^{\frac{1}{1-n}} \sqrt{\frac{h_2}{k y b}} \dots \dots \dots (x)$$

Donde n igual a una fracción, la Ec. (v) se transforma

$$\dot{h} = \frac{2(1-n)}{U_b(1-(U_b/U_b)^2)^{2(1-n)}} \frac{I_{n-1}(U_b) + B_1 I_{1-n}(U_b)}{I_n(U_b) + B_1 I^{-n}(U_b)} \dots \dots \dots (y)$$

Donde $n = 1/3$ correspondiente a una aleta anular con flujo

de calor constante en cualquier sección transversal de γ a γ_a

$$\dot{h} = \frac{4}{3U_b (1-(U_b/U_b)^{4/3})} \frac{I^{-2/3}(U_b) + B_1 I^{2/3}(U_b)}{I^{1/3}(U_b) + B_1 I^{-1/3}(U_b)}$$

$$B_1 = \frac{-I^{-2/3}(U_b)}{I^{2/3}(U_b)} \quad U = U_b \left(\frac{r}{r_b} \right)^{3/2} \quad Y = y_b \left(\frac{r}{r_b} \right)$$

Estos valores se grafican en la fra. 5 del apéndice. Para aletas

longitudinales y espinas, las curvas de eficiencia y ecuaciones

fundamentales se incluyen en las graf. 6 y 7 del apéndice. Cuando

está presente un factor de obstrucción, reemplace h_2 por h_2^1

$$h f_1 = (\dot{h} \Delta_2 + A_0) \frac{h_2}{k l} \dots \dots \dots (z)$$

En estas gráficas la eficiencia η se ha graficado como la ordenada y los principales elementos de forma que tienen influencia sobre el valor de n en la ecuación de Bessel, se han graficado como abscisa. Las variaciones en los tipos de construcción de tubos con aletas transversales son numerosas, y menos estandarizadas que las aletas longitudinales y no se harán aquí esfuerzos para computar la curva de eficiencia balanceada de W_1 vs. W_2 . Sin embargo se puede computar una curva de eficiencia balanceada, usando la Ec. (2) con valores de η tomados de la Fig.gráfica 4 y 5 y de la misma manera anterior, siempre que el uso frecuente dado a la aleta y al arreglo en el tubo justifique la preparación de esta curva.

L) ALETA TERMICA OPTICA

6°

Schmidt ha llevado a cabo las derivaciones para las formas de varios tipos de aletas que dan la transferencia de calor más alta por la mínima cantidad de metal. Como resultado la aleta óptima puede considerarse aquella que tiene un flujo de calor constante a cualquier sección transversal entre la arista exterior y la base. Para las aletas comunes longitudinales y transversales, esto correspondería a las formas altas y angostas con pequeñas áreas de base. Más aún, los lados de las aletas deberán tener curvaturas parabólicas.

Aún cuando la eficiencia térmica para una aleta ideal puede ser alta, el costo de manufactura usualmente es excesivo y a menudo no son estructuralmente adaptables a las aplicaciones industriales. Sin embargo, los cálculos de las formas óptimas han conducido al presente tipo de manufactura usando metal 20 BWC y más liviano, excepto cuando las condiciones de transferencia de calor requieren una construcción más robusta.

El metal usado en la manufactura afecta grandemente la economía de las aletas. Schmidt ha preparado la siguiente tabla que compara el cociente de la cantidad de metal requerido para aletas de idéntica forma donde el peso y volumen de una aleta de cobre se toman como unidad.

Tabla 16.2 VOLUMENES Y PESOS OPTIMOS DE ALETAS METALICAS.

| M E T A L | K | Gravedad | Volumen | Peso |
|----------------|-----|----------|---------|-------|
| Cobre | 222 | 8.9 | 1.0 | 1.0 |
| Aluminio | 121 | 2.7 | 1.83 | 0.556 |
| Acero. | 30 | 7.8 | 7.33 | 0.43 |

Jakob presenta un excelente resumen de aletas óptimas definidas mediante otro criterio.

M) COEFICIENTES DE PELICULA PARA ALETAS TRANSVERSALES (7°)

La trayectoria de flujo de calor real en aletas transversales probablemente difiera algo del arreglo idealizado usado al derivar la eficiencia de la aleta. En los arreglos triangulares el aire o gas golpea la parte frontal y los lados de las aletas anulares pero no la parte posterior de las mismas. Como se ha determinado experimentalmente, M es realmente sólo un valor promedio. La concentración de calor en la parte conductora de una aleta anular, posiblemente introduce un potencial para que el calor fluya alrededor de la aleta metálica, factor que no se ha tomado en cuenta en la derivación.

Las aletas discontinuas tales como estrellas y otros tipos, dan por lo general coeficientes más altos que las aletas helicoidales o de disco, y esto puede ser atribuido en parte a la mayor facilidad con la que el gas penetra los espacios adyacentes a las aletas discontinuas.

Debido a que muchas de las aplicaciones involucran gases, se ha hecho costumbre en la transferencia de calor de Colburn jh $(h/cGO (cu/K))^{2/3}$.

7° Ref. 7 Bibliografía.

Para una mejor presentación consistente de los datos de Jamenson, éstos han sido convertidos al factor de transferencia de calor de Sieder Tate como se muestra en la Fig. 5 con el valor de la corrección para la viscosidad o tomado como 1.0 para gases. El diámetro equivalente en la correlación de Jamenson ha sido definido por.

$$De = \frac{2 (af + Ao)}{Pi \text{ (Perímetro proyectado)}}$$

El perímetro proyectado es la suma de todas las distancias externas en la vista de planta de un tubo aleteado transversal. La masa velocidad se computa del área libre de flujo en un banco simple de tubos a ángulos rectos al flujo de gas.

N) CAIDAS DE PRESION PARA ALETAS TRANSVERSALES (8°)

A diferencia de los coeficientes de transferencia de calor, la caída de presión es grandemente influida por el espacio de las hileras sucesivas de tubos y su disposición. Es a menudo posible en los equipos de aletas transversales que los pasos, verticales y transversales en los tubos sean diferentes. De las excelentes correlaciones de que se dispone para la caída de presión en flujo cruzado, se usa la de Gunter y Shaw. Es igualmente satisfactoria para cálculos de flujo cruzado en tu-

dos lisos y la correlación se basa en aceite, agua y aire. A pesar de que se ha objetado la amplitud de la correlación, ésta de valores relativamente seguros para la caída de presión. Los números de Reynolds se computan en la base de un diámetro volumétrico equivalente que refleja la proximidad y el arreglo de las hileras sucesivas de tubos, y la ecuación de la caída de presión contiene dos factores adimensionales de configuración. El diámetro volumétrico equivalente está definido por

$$D'_{ev} = \frac{4 \times \text{volumen libre neto}}{A_f = A_o}$$

El volumen libre neto es el volumen entre las líneas de centro de dos bancos de tubos verticales menos los volúmenes de la mitad de los tubos y aletas comprendidos dentro de las líneas de centro. El factor de configuración es un grupo adimensional que ordinariamente se pierde en la derivación pero que puede ser incluido según el criterio del experimentador.

Los factores usados son St y Sl donde St es el paso en el banco transversal y Sl es la distancia centro a centro al tubo más cercano en el siguiente banco. La caída de presión es entonces

$$\Delta P = \frac{FC^2 \cdot L_p}{5.22 \times 10^{10} \cdot D'_{ev} \cdot St} \frac{(D'e)^{0.4}}{St} \frac{(-Sl)^{0.6}}{St}$$

donde L_p es la longitud de la trayectoria. En la fig. 5 se dan factores de configuración.

PERFILES ESTERIORIAS

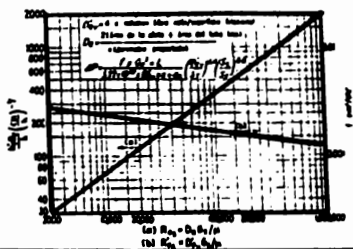


Fig. 5 Transferecia de calor y caída de presión en aletas transversales (a) Jamenson (b) Gunter and Shaw.

0) Método gráfico para calcular cambiadores de calor con tubos con tubos alados; (9°)

Es un método que utilizan los proveedores de equipo, por medio del cual se calcula el equipo necesario para llevar a cabo la operación que se requiere. Se utiliza una vez que se recibe la hoja de especificación de equipo dada por el cliente. Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Cálculo del área mínima de operación

$$\text{Área mínima} = \frac{\text{Flujo de aire}}{\text{Velocidad de operación del aire}}$$

Para poder utilizar las gráficas de los proveedores las unidades del área mínima deben estar en pies cuadrados.

2. Balance de calor y cantidad de agua a utilizar. Con el gasto total de aire, el rango de temperatura del aire y utilizando la graf. 8 del apéndice, se puede saber la cantidad de calor y la cantidad de agua que se necesita.

Los Gpm del agua no se pueden leer usando las escalas normales de la figura. Para poder hacerlo las escalas de BTU/hr y Gpm deben ser interpretadas de la manera siguiente:

$$\text{BTU/hr} \times 10000 ; \quad \text{Gpm} \times 10$$

3. Cálculo de Fv

$$F_v = \frac{\text{Rango de temp. del agua}}{\text{Temp. promedio aire} - \text{Temp. promedio agua}}$$

Con Fv, la velocidad de operación del aire, la temperatura del agua y utilizando las gráficas 9 y 10 del apéndice dependiendo del número de hileras, se sabe la velocidad mínima del agua.

4. Máximo número de circuitos.

Con los Gpm, la velocidad mínima del agua y utilizando la gráfica 11 (apéndice) se selecciona el número de tubos por hilera.

5. Una vez hecho lo anterior se pasa a las tabla número 8 del apéndice se selecciona el cambiador de calor que más satisfaga las condiciones de diseño que se piden.

CAPITULO IV ALTERNATIVAS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Alternativa 1

Utilización de turbo compresores ó ventiladores axiales.

El estudio de esta alternativa se hará en función de los siguientes parámetros:

1. Presión de descarga
2. Alcance de instalación
3. Consumo y costo de energía
4. Costo de equipo
5. Fecha de entrega en el equipo.

1. Para calcular la presión a la que debe descargar el equipo debemos tomar en cuenta los siguientes parámetros:

- a) Caída de presión a través de la tubería y accesorios.
 - b) Caída de presión a través del cambiador de calor
 - c) Presión en el cabezal de distribución.
- a) Caída de presión a través de la tubería y de los accesorios.

1. Diámetro de la tubería

Utilizando la velocidad recomendada para aire, la que se recomienda en la página 16

$$\text{Velocidad} = 2200 \text{ m/min}$$

$$\text{Ecuación } A = Q/V \quad Q = \text{m}^3 / \text{min.}$$

$$V = v / \text{min}$$

$$A = \frac{244.66 \text{ m}^3/\text{min}}{2200 \text{ m/min}} = 0.1112 \text{ m}^2$$

Multiplicando por 10.76 = 1.1965, utilizando la tabla 1 del apéndice.

Tubería cédula 40 = 16 pulgadas

2. Caída de presión.

El gasto en Kg/hr se multiplica por 2.2 y utilizando la gráfica 2 del apéndice se obtiene C_1

$$244.66 \text{ M}^3/\text{min} \times 1.2$$

$$244.66 \text{ m}^3/\text{min} \times 1.2 \text{ Kg/m}^3 = 239.59 \text{ Kg.min.}$$

$$239.59 \text{ Kg/min} \times 60 = 17615.52 \text{ Kg/hr} \times 2.2 = 38754$$

de la gráfica 2, apéndice C₁ = 0.0151

Con el diámetro y utilizando la tabla 2 del apéndice se obtiene C₂

$$C_2 = 0.0549$$

Ahora utilizando la ecuación

$$P_{100} = (0.0151) (0.00549) (0.8333 \times 16.05) 704.54 = 0.780982 \text{ Kg/m}^2$$

Longitud total a utilizar:

Longitud total = Long. tubería recta + Long. equivalente accesorios. Long., tubería recta = 26.4 m.

Accesorios

| | | |
|---------------------|------------|-----------------------|
| 2 válvulas mariposa | (L/D) = 40 | Long. equiv. = 36.4 m |
| 2 codos de 90° | (L/D) = 30 | Long. equiv. = 27.3 m |
| 1 codo de 45° | (L/D) = 16 | Long. equiv. = 7.3 m |
| | | Total = 71.0 m |

$$\text{Long. total} = 26.4 \text{ m} + 71.0 \text{ m} = 97.4 \text{ m}$$

Caída de presión en tubería y accesorios.

$$P = 0.780982 \text{ Kg/m}^2 (97.4/30.3) = 2.51 \text{ Kg/m}^2$$

b) Caída de presión a través del cambiador de calor.

Como es un cambiador de calor con tubos aletados, la caída de presión es baja, por lo que se impondrá una caída de presión de 127.17 Kg/m²

c) Presión en el cabezal de distribución.

Por especificación se tiene: 1373.44 Kg/m²

PRESION DE DESCARGA

Tomando un factor de seguridad del 20% 1801.668 Kg/m² (2.55 lb/in²).

Capacidad de los ventiladores y turbocompresores:

Fórmula

$$hp = 0.00436 Q \cdot P_1 \frac{(K)}{\left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right)}$$

Q = Gasto en cfm

P₁ = Presión entrada (Presión atmosférica en Querétaro, en Psi)

P₂ = Presión de descarga (psi)

hp = Potencia

$$hp = 0.00436 \left(11400 \frac{ft^3}{min} \right) 11.70 \left(\frac{1.4}{1.4-1} \right) \left(\left(\frac{14.2}{11.7} \right)^{0.286} - 1 \right)$$

$$hp = 118 \text{ Hp.}$$

11.7 . Presión Atmosférica en Querétaro

Una vez analizado lo anterior se harán las especificaciones de equipo en donde se mencionan características físicas y químicas del fluido así como el flujo y las condiciones de operación para mandarla a los proveedores, los cuales dirán que tipo de equipo recomiendan y están produciendo dentro de sus estándares.

VENTILADORES

Tipo: Ventilador Centrifugo Axial
 Cap. operación: 11400 cfm
 Presión de descarga: 36 in agua
 Motor eléctrico 440/220 volts,
 125 Hp, 1800 RPM, 3 fases y 60 -
 ciclos.

Utilizando datos anteriores

- 1.- Presión de descarga. Para lograr la presión de descarga cuyo valor es de 72 in Agua mínimo y manejando un flujo de 11400 cfm es necesario instalar 2 ventiladores en serie por línea.
- 2.- Para tener una operación continua durante 24 Hrs. es necesaria la instalación de 6 ventiladores de 25 Hp.
 Como se tienen 2 máquinas en operación se instalarán dos en serie por máquina y 2 se tendrán de repuesto, estos para arrancar en caso de falla de alguno de los sistemas que encuentren en operación .

COMPRESORES

Tipo: Compresor Centrifugo
 Cap. operación : 11400 cdm
 Presión de descarga: 36 in agua
 Motor eléctrico 250 hp, 440 volts,
 60 ciclos y 3600 RPM

- 1.- Presión de descarga. Para lograr la presión de descarga cuyo valor es de 72 in Agua mínimo y manejando un flujo de aire de 11400 cfm es necesario utilizar un turbo compresor por línea.
- 2.- Para tener una operación continua durante 24 Hrs. es necesaria la instalación de 3 compresores de -- 250 Hp.
 Como se tienen 2 máquinas en operación se instalará uno por máquina y uno se tendrá de repuesto, listo a arrancar en caso de falla en alguno de los sistemas que se hallan en operación.

3.- Consumo y costo de energía.

Trabajando 4 ventiladores las 24 horas continuas:

$$8948 \frac{\text{Kw} - \text{hr.}}{\text{día}}$$

COSTO: \$ 7337/ día

3.- Consumo y costo de energía.

Trabajando dos compresores las 24 horas continuas:

$$8948 \frac{\text{Kw} - \text{hr}}{\text{día}}$$

COSTO: \$ 7337/día

4.- Costo de equipo: En esta alternativa se utilizan 6 ventiladores.

El costo por unidad es de \$240000

El costo total es de \$ 1 440000.

4.- Costo de equipo: En esta alternativa se utilizan 3 turbocompresores.

El costo por unidad es de \$ 980 000

El costo por 3 unidades \$ 2 940000.

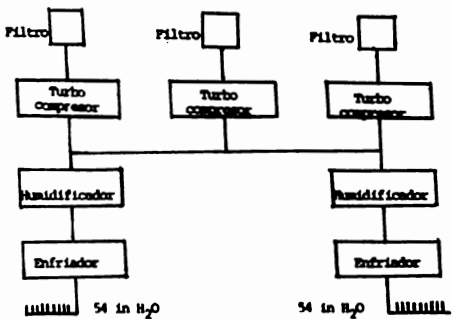
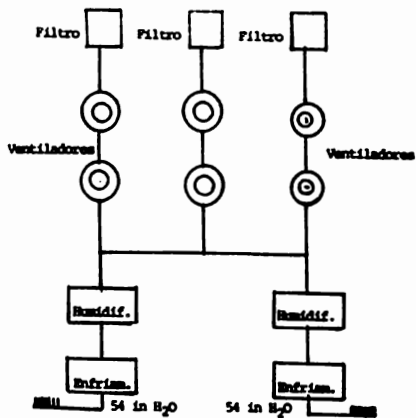
5.- Fecha de entrega: En estos equipos el tiempo de entrega es de 18 a 20 semanas.

Ver dibujo alternativa 1

5.- Fecha de entrega: En estos equipos el tiempo de entrega es de 25 a 30 semanas.

Ver dibujo alternativa 2

Alternativa 1 A



Alternativa 2

Método de humidificación, ya sea utilizando vapor o agua.

En esta alternativa se hará el estudio tanto técnico como económico en función de los siguientes parámetros:

1.- Equipo necesario para poder llevar a cabo dichas humidificaciones (Esto se hará tomando en cuenta la alternativa 1, es decir utilizando 6 ventiladores).

2.- Factibilidad técnica en ambos sistemas, en función del Sistema de Control.

3.- Costo total de Instalación para ambos sistemas.

1.- Equipos necesarios: En los diagramas que se encuentran en la pag. están indicadas las operaciones que se tienen que llevar a cabo para cumplir ambas alternativas, por lo que en función de éstas, los equipos necesarios para cada una de las alternativas son los siguientes:

1A) Alternativa 2A:

Humidificación con vapor

- 1.- Prefiltros
- 2.- Filtros
- 3.- Ventiladores
- 4.- Humidificador
- 5.- Enfriamiento

1B) Alternativa 2B

Humidificación con Agua

- 1.- Prefiltros
- 2.- Filtros
- 3.- Ventiladores
- 4.- Humidificador
- 5.- Lavadora de aire
- 6.- Cambiador de calor

1A) Diseño y selección de equipo:

a) Prefiltro.- En la tabla 3 apéndice se tienen dimensiones y capacidades de prefiltros. Así que sabiendo que el flujo de aire es de 19000 m³/hr. y utilizando dicha tabla, se puede saber el tamaño y la capacidad del filtro.

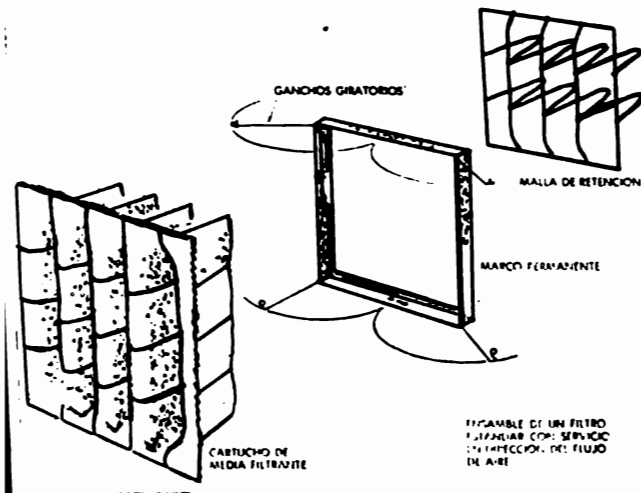
En función de esta tabla utilizaremos el filtro 435-2000 con tipo de cartucho 35-2000. Se necesitan 6 cartuchos de este tipo capacidad de prefiltros:

$$3400 \text{ MCH / c.u.} \times 6 \text{ unidades} = 20400 \text{ MCH}$$

Dimensiones del cartucho 61 x 51 x 18 (largo x ancho x profundidad)

Caída de presión 10 mm de C.A.

En la siguiente figura se observa la forma de los prefiltros.



b).- Filtros 95% eficiencia.

En la tabla 4 apéndice se tienen dimensiones y capacidades de pre-filtros. El flujo total de aire se sabe, así que correlacionando con la tabla, sabemos tipo de filtro que necesitamos.

El filtro que utilizaremos será el tipo 95-242412 con dimensiones - 59 x 59 x 29 cm. (largo x ancho x profundidad) con una caída de presión inicial de 28 mm C.A. y caída de presión final de 40 mm C.A.

Capacidad de filtros 3400 MCH / c.u. x 6 unidades = 20400 MCH

c).- Ventiladores.

2 ventiladores en serie con capacidad de operación de 11400 fcm cuya presión de descarga del primero será de 36 in de C.A. y la del segundo ventilador de 72 in C.A. mínimo.

La salida del segundo ventilador será de 140 °F.

Especificación del equipo:

| | |
|---------------------|---|
| Tipo.- | Ventilador centrífugo con aspas axiales |
| Flujo volumétrico.- | 11400 FCM |
| Presión estática .- | 36 in C.A. |
| R.P.M. | 900 |
| H.P. | 125 |

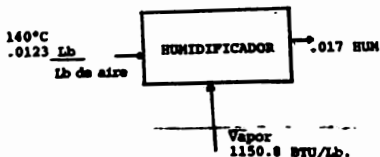
d).- Humidificador.

Vapor necesario:

$$11400 \text{ cfm } (0.0748 \text{ Lb/ ft}^3) (0.017 - 0.0123) = 4.01 \text{ Lb/min.}$$

$$= 240.41 \text{ Lb/ hr.}$$

Vamos a utilizar vapor de 15 PSIG cuya entalpía es de 1150.6 BTU/Lb
Determinación de la temperatura del aire a la salida del humidificador.



Balance de calor en el Humidificador:

Masa del aire (Entalpía del aire) = Masa del vapor (vapor) = Entalpía del aire (masa)

$$\text{masa aire (Entalpía)} = 853 \frac{\text{Lb}}{\text{min}} (49 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}}) + 4.01 \frac{\text{Lb}}{\text{min}} (1150 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}})$$

$$\begin{aligned} \text{masa aire (Entalpía aire)} \\ \text{salida del humidificador} &= 46408.5 \text{ BTU/ min.} \end{aligned}$$

Entalpía del aire a la salida del humidificador = 54.40 BTU/Lb

Con esta entalpía y sabiendo la humedad del aire pasamos a la carta psicrométrica, gráfica 1 apéndice, y leemos directamente la temperatura.

$$\text{Temperatura} = 148 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Humidificador:

Flujo de vapor tomando 10% como factor de seguridad:

$$240.41 \text{ Lb/hr (1.10)} = 264.45 \text{ Lb/hr}$$

Tomando este flujo y pasando a la tabla 8 de la pag. podemos saber tamaño del humidificador a utilizar.

Solamente se relaciona la presión del vapor que se va a utilizar con el flujo que se necesita.

El humidificador a utilizar será el 2-83 con un orificio para el controlador de vapor de 1/2 pulgada.

El tamaño del distribuidor se saca utilizando la tabla 6 del apéndice, una vez que se ha determinado el tamaño del humidificador.

El distribuidor será el modelo M-1.5

e) Cálculo del cambiador de calor (método Kern)

1) .- Balance Térmico

$$11400 \text{ FCM} \times 0.0748 \text{ Lb/ Ft}^3 \times 60 (.025) (148-80) = 869774 \text{ BTU/Hr.}$$

2) .- Cantidad de agua

$$869774.4 \text{ BTU/Hr.} = m (1) (90-77)$$

$$\text{masa de agua} = \frac{869774.4 \text{ BTU/Hr.}}{13 \text{ BTU Lb/}^\circ\text{F}} = 66905.72 \text{ Lb/Hr.}$$

$$\text{MLTD} = \frac{(148-90) - (80-77)}{\text{Hr.} \frac{148-90}{80-77}} = 18.56 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$R = \frac{68}{13} = 5.23$$

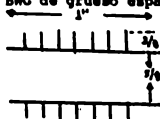
$$S = \frac{13}{58} = 0.2241$$

$$F_t = 0.9$$

$$A_t = 16.7 \text{ }^\circ\text{F}$$

Cálculo del panel

Tubos de 5/8 cobre, 14 BWG y aletas anulares de cobre 3/8 in. de alto
20 BWG de grueso espaciadas a 1/8 paso triangular de 2 1/4 in.



Dam: Equivalente

$$\text{de} = 2 \left(\frac{\text{Área de la aleta} - \text{Área tubo liso}}{\text{Perímetro proyectado}} \right)$$

Area Aleta

$$A_f = \frac{\pi}{4} (1.375^2 - .75^2) \times 2 \times 8 \times 12 = 200.28 \text{ M}^2 / \text{Ft.}$$

Area Tubo Liso

$$A_o = \pi \times .625 \times 12 - \frac{\pi}{4} (.625)^2 \times 8 \times 0.035 \times 12 = 16.96 \text{ in}^2 / \text{Ft.}$$

$$\text{Area } 217.244 \text{ in}^2 / \text{Ft.}$$

Perímetro Proyectado

$$2 \times \frac{3}{8} \times 2 \times 8 \times 12 + 2 (12 - 8 \times 0.035 \times 12) = 16.13 \text{ in/ft}$$

$$d_e = \frac{2 (217.24)}{(161.3)} = .857404 \text{ in}$$

$$D_e = .858/12 = 0.071 \text{ ft.}$$

$$A_s = (4 \times 12) (4 \times 12) - 21 \times .625 \times 48 - 21 (2 \times 0.035 \times .375 \times 8 \times 48)$$

$$A_s = 1462 \text{ in}^2 = 10.155 \text{ ft}^2$$

Fluido caliente aire:

$$A_s = 10.155 \text{ ft}^2$$

$$D_e = .071 \text{ ft}$$

$$G_s = \frac{51163.2 \text{ Lb/Hr.}}{10.155 \text{ ft}^2} = 5038.22 \frac{\text{Lb}}{\text{Hr. ft}^2}$$

$$\mu = 114 \text{ }^\circ\text{F} \quad \mu = 0.0175 \times 2.42 = 0.04235$$

$$Re = \frac{.071 \times 6830.86}{.04235} = 11451.973$$

$$Sf = \text{de fig. 5 pag. 84} = 75$$

$$k = 0.0172$$

$$\left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} = \left(\frac{.25 \times 0.04235}{0.0172} \right)^{1/3} = 0.8506$$

 $\phi_s = 1$ para el aire

$$hf = 75 \left(\frac{.0172}{.071} \right) \times 0.8506 = 15.45$$

Tomando Rdo = 0.003

$$Edo = 1/0.003 = 333$$

$$h^1_f = \frac{h \text{ do } hf}{H \text{ do } + hf} = \frac{333 \times 15.45}{333 + 15.45} = 14.76$$

Fluido frío agua de enfriamiento

$$A^1_t = 0.268 \text{ m}^2$$

Suponiendo que cada banco lleva toda el agua.

$$A_t = Nt (a^1_t / 144 n)$$

$$A_t = 21 (0.268/144) = 0.039083$$

$$D_e = .04866 \text{ ft}$$

$$Gt = \frac{66905.72}{0.039083} = 1711888$$

$$\mu = 1.694$$

$$Re = \frac{1711888 \times 0.04866}{1.694} = 49173.831$$

(para sacar Ap)

$$= Gt / 3600P$$

$$= \frac{1711888}{3600(62.5)} = 7.6$$

$$hf = 1670$$

$$.1_f = \frac{333 \times 1670}{333 + 1670} = 277.637$$

k cobre 218

$$yb = 0.00146$$

$$rb = .2568$$

$$= 0.875 = 3.40$$

$$= .96$$

$$h^1 f = (A_f + A_o) \frac{h^1 f}{A_i}$$

$$A_i = 0.1529$$

$$h^1 f^1 = \left(0.96 \times \frac{200.28}{144} + \frac{16.96}{144} \right) \frac{14.76}{0.1529} = 139.93$$

$$UDI = \frac{277.637 \times 139.93}{277.637 + 139.93} = 93.03$$

$$A_i = \frac{869774.4}{93.03 \times 16.7} = 559 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area/ banco} = 21 \times 4 \times .1529 = 12.84$$

$$\text{No. bancos} = \frac{559}{12.84} = 43.52$$

Tubos 914 tubos

Cambiador de calor

$$4^1 \times 4^1 \times 7.07^1$$

Estas serían las dimensiones del cambiador de calor en el caso de que se hiciera en el campo.

Si se manda la hoja de especificación del equipo a los proveedores, y éstos calculan el equipo que reúna las características necesarias para satisfacer lo mejor posible las especificaciones de proceso.

f: Sistema de Control:

Debido a que las características principales de control de calidad del hilo, como elongación, tenacidad, densidad dependen bastante del flujo, humedad y temperatura del aire, es necesario tener un sistema de control cuyo grado de exactitud nos permita cumplir las especificaciones de proceso.

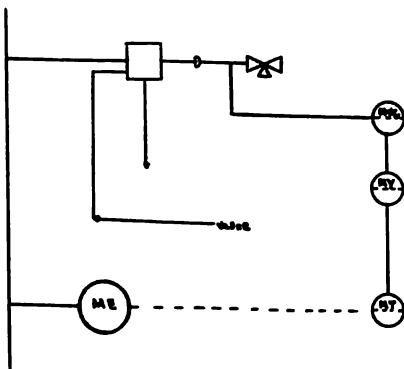
El sistema de control a utilizar es el siguiente:

a) Control regulador de humedad:

Estará instalado a la salida del enfriador de aire y conectado a la válvula reguladora de entrada de vapor al humidificador.

Su funcionamiento es el siguiente:

Una vez que el elemento de humedad detecta una variación de humedad en el aire, manda una señal que llega al actuador, el cual se encarga de accionar la válvula plug, que regula la entrada de vapor, haciendo que entre más o menos flujo de vapor si falta humedad ó si el aire está muy húmedo.



b) Control Regulador de Temperatura:

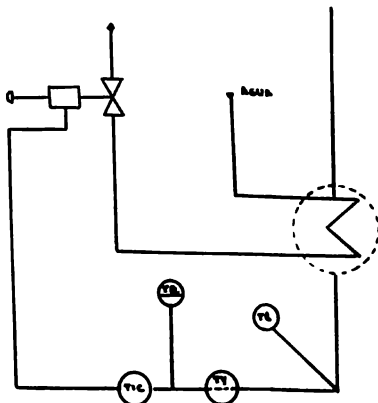
Estará instalado a la salida del cambiador de calor y conectada a la válvula reguladora de salida de agua del cambiador de calor.

Su funcionamiento es el siguiente:

Cuando el elemento de temperatura detecta una variación en la temperatura del aire, manda una señal, la cual llega al actuador que regula la válvula de control de salida del agua en el cambiador de calor.

Si el aire tiene una temperatura alta, abre la válvula para permitir un flujo mayor de agua e incrementar el intercambio de calor.

Si el aire tiene baja temperatura cierra con la finalidad de disminuir el flujo de agua.



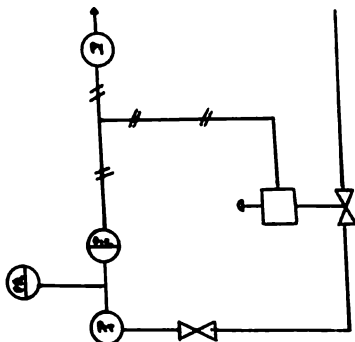
c) Control Regulador de Presión de Aire en el Cabezal General:

Se encuentra instalado en el cabezal de distribución conectado a una válvula de mariposa instalada sobre dicho cabezal a la cual regula.

Cuando se tiene una presión alta, se debe a un aumento de flujo de aire ó al taponamiento de algunas posiciones; por el contrario, si la presión disminuye se debe a que falta aire ó alguna posición tiene un flujo mayor.

Al suceder lo anterior, el indicador transmisor de presión manda una señal al actuador que regula la válvula de mariposa y la abre ó cierra dependiendo del caso que se presente.

Este control está conectado también a un actuador de una compuerta que se encuentra a la salida del primer ventilador, la cual regulará la entrada de aire al sistema.

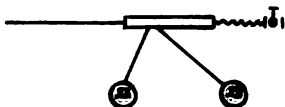


d) Control Regulador en las Posiciones:

Estará instalado sobre el tubo distribuidor de la posición y constará de un elemento indicador de flujo, un elemento sensor que es un tubo pitot reformado y una válvula de globo manual.

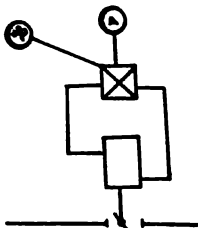
Su funcionamiento es el siguiente:

Una vez que el indicador de flujo marca un flujo menor ó mayor se abre ó cierra la válvula de globo con el objeto de regular el flujo de aire.

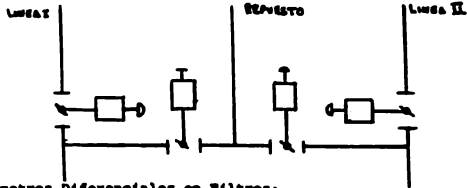


e) Control para el Cierre de Flujo de Aire y Cambio de Posición:

Este se utiliza cuando se va hacer mantenimiento a la posición ó se va a cambiar el filtro distribuidor con el objeto de no desperdiciar aire.

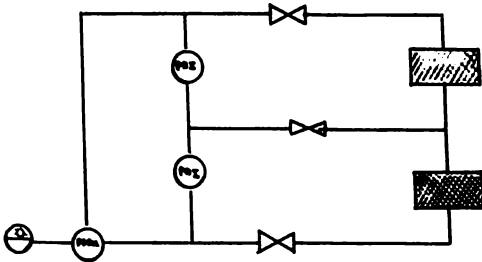


- f) Con la finalidad de tener una operación durante 24 Hrs. continuas, se necesita tener el siguiente dispositivo: 4 válvulas de mariposa de abre o cierre manual, las cuales en caso de falla - en una línea ó si se va hacer mantenimiento, abren o cierran de acuerdo a la manera como se vaya a operar.



- g) Manómetros Diferenciales en Filtros:

Nos indican la caída de presión en los prefiltros que está en relación directa a la cantidad de suciedad acumulada.



- h) Indicador de Temperatura del Agua a la Salida del Cambiador de calor:

- i) Indicador de Presión de Vapor a la Entrada del Humidificador:

Son carátulas que se encuentran en la zona de operación y que viven para detectar inmediatamente alguna variación en estas variables.

Costo de instalación para Alternativa 2A

En este aspecto económico se verán los siguientes parámetros:

- a) Costo de equipos
- b) Costo del Sistema de Control
- c) Costo de mano de obra para la instalación

a) Costo de Equipo:

| Equipo necesario | COSTO |
|---------------------------------|--------------|
| 3 Unidades de prefiltración | 11 865.60 |
| 3 Unidades de filtración | 52 512.00 |
| 6 Ventiladores | 1 440 000.00 |
| 2 Cambiadores de Calor | 280 000.00 |
| 2 Humidificadores | 480 000.00 |
| 3 Cabinetes para montar filtros | 117 960.00 |
| Tubería | 80 000.00 |

COSTO DE EQUIPO: \$ 2 462 337.60

b) Costo del Sistema de Control: \$ 3 480 000.00

c) Costo total de instalación: Este costo se basó en el artículo 'Capital

Cost Estimating' de la revista Chemical Engineering : March 24, 1979.

Para plantas que producen fibras, el costo de instalación es el 40% del costo del Equipo y Controles x 1.42 de índice de inflación según Proyectos Mayores.

COSTO DE INSTALACION: 3 375 245.42

COSTO TOTAL: 9 317 585.02

Alternativa 2B: humidificación con agua**1 B: Diseño y Selección de Equipo**

- a) Prefiltros Son iguales a los calculados en 1 A (Pag.44)
- b) Filtros Son iguales a los calculados en 1 A (Pag.45)
- c) Ventiladores Son iguales a los calculados en 1 A (Pag.45)
- d) Cambiador de Calor A:

Método gráfico según Pag. 35 y 36

Calor Intercambiado = 356 000 BTU/hr

$FW = 0.5143$

Flujo de agua = 46 Gpm

Velocidad del aire = 800 Fps

Area de Intercambio = 10.8 ft²

Velocidad del agua = 2.65 Fps

No. de hileras = 2

Tubos/hilera = 21

Altura = 33 1/4 in

Long. de los tubos= 5 pies

e) Humificador: (lavadora de aire) la lavadora de aire está diseñada para llenar todos los requisitos necesarios para acondicionamiento de aire y al mismo tiempo, para remover el polvo y humos peligrosos que afectan la salud.

Estas unidades forman un equipo completo, compacto y eficiente para acondicionamiento de aire, lavado, humidificación y purificación del ambiente.

Tipo de lavadora:

Cantidad de agua: 51180 Lb/hr (0.017 - 0.010) = 358.26 Lb/hr Agua

En la tabla 7 que se encuentra en el apéndice, se pueden observar capacidades y dimensiones generales de las lavadoras de aire, así como de la bomba a utilizar para recirculación del agua.

Como puede observarse en dicha tabla no se obtiene directamente la capacidad y dimensiones generales, ya que no se tiene una lavadora que trabaje a la capacidad de aire y la cantidad de agua que se necesita para lo que se busca una cámara que pueda manejar la capacidad de aire y la bomba que nos dé la capacidad de agua que se necesita.

Por lo que se utiliza el tamaño VPM- 1-1 44-d. Con una bomba de 4 T.61/min
 Cambiador B: Seguir método gráfico pag (35)

| | | |
|---------------------|--------|-----------------|
| Calor Intercambiado | 80 000 | BTU/hr |
| Flujo de agua | 126 | PM |
| Velocidad del aire | 500 | FPS |
| Area Intercambio | 17.28 | ft ² |
| Velocidad del agua | 6 | FPS |
| No. de hileras | 2 | |
| Tubos/hileras | 18 | |
| Altura | 29 | In |
| Long. nom tubos | 8 pul. | 6 ft |

Costo de la Instalación para la Alternative 2B:

En este aspecto económico se verán los siguientes parámetros:

- a) Costo de Equipo
- b) Costo del Sistema de Control
- c) Costo de mano de obra para la instalación

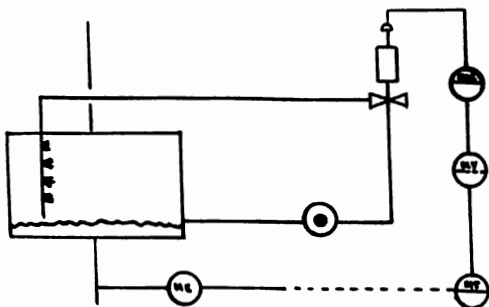
a) Costo de Equipo:

| | |
|----------------------------------|------------------------|
| 3 Unidades Prefiltración | \$ 11 865.60 |
| 3 Unidades de Filtración | 52 512.00 |
| 6 Ventiladores | 1 440 000.00 |
| 2 Cambiadores A | 166 400.00 |
| 2 Cambiadores B | 166 400.00 |
| 2 Humidificadores | 340 000.00 |
| 3 Cabinates para montar filtros | 117 960.00 |
| Tubería | \$2 375 000.60 |
| b) Costo del sistema de Control: | \$ 3 500 000.00 |
| c) Instalación | 3 337 000.34 |
| COSTO TOTAL: | \$ 9 212 000.94 |

Control Regulador de Humedad.

Estará instalado a la salida del humidificador y conectado a la válvula reguladora de entrada de agua a la cámara Plenum.

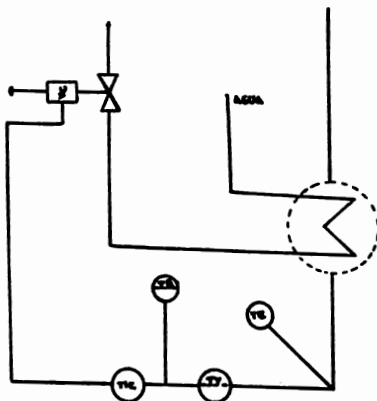
Su funcionamiento es igual al descrito en la Pág. 51.



b) Control Regulador de Temperatura

Se tendrán dos controles reguladores de temperatura, que estarán instalados de la siguiente manera:

Uno a la salida de aire del cambiador de calor A y otro a la salida de aire del cambiador de calor B, y se conecta cada uno de ellos a la válvula reguladora de salida de agua de los cambiadores de calor. Su funcionamiento es el mismo al descrito en la Pag. 52



- c) Control Regulador de Presión de Aire en el Cabezal General:
Idem al anterior de la alternativa 2A.
- d) Control Regulador de Flujo en las posiciones
Idem al de Alternativa 2A
- e) Control para el Cierre de Flujo de Aire y Cambio de Posición.
Idem al de alternativa 2 A
- f) Control para tener una Operación continua:
Idem al de alternativa 2A
- g) Manómetros diferenciales en filtros:
Idem al de alternativa 2 A

V.- CONCLUSIONES

MEJOR ALTERNATIVA:

En la Alternativa 1: Que es la que se trata en ver la utilización de turbo-compresores ó ventiladores axiales.

Desde el punto de vista técnico, se puede observar que tanto los ventiladores como los turbo compresores son capaces de satisfacer la presión necesaria para cumplir la especificación de 1373.44 - Kg/ M² en el cabezal de distribución, por lo que no se tendrá ningún inconveniente desde este punto de vista.

En base a un estudio económico y tiempo de entrega, es conveniente utilizar los ventiladores ya que su costo es menor que el de los turbo compresores.

El tiempo de entrega por parte del proveedor es de 18 a 20 semanas en los ventiladores y de 25 a 30 semanas en los turbo compresores, por lo que se recomienda comprar los ventiladores ya que un tiempo menor de entrega ayudará a tener una revisión más minuciosa y severa al funcionamiento del equipo con la finalidad de evitar contratiempos en el arranque.

La factibilidad de utilizar turbo compresores se elimina debido a su costo y largo tiempo de entrega.

En la Alternativa 2: Que es la que se refiere al método de humidificación al factor más importante es el del sistema de control, ya que considerando la importancia que tiene para la buena elaboración y calidad del producto es imprescindible una vez diseñado el considerar una forma de controlar que el aire deseado se obtenga en la calidad y cantidad prevista, aún cuando existan variaciones en la entrada.

La factibilidad Técnica en función del sistema de control se verá en un estudio del tiempo de espera o retraso así como el tiempo de transportación, ya que son factores importantes.

En este parámetro se puede observar que las variaciones que se tienen en ambas alternativas es únicamente en lo que se refiere a los controles de temperatura y humedad.

Tiempo de Respuesta al Control:

En la Alternativa 2A : Se tiene instalado el control de temperatura y el control de humidificación a la salida del cambiador de calor , por lo que no se sabe si el proceso de humidificación se está llevando adecuadamente.

En la Alternativa 2B : El sistema de control que se tiene da la posibilidad de tener un control de las características del aire, etapa - por etapa, por lo que el tiempo de respuesta al control es muy pequeño, dando la factibilidad de cumplir las especificaciones del proceso con mínimas probabilidades de error.

Una vez visto lo anterior, se recomienda la alternativa 2B, ya que - al tener un mejor control, las características del aire estarán sienpre dentro de especificaciones, lo que provocará un producto de buena calidad que a la vez se traducirá en dinero e imágen para la compañía.

La Alternativa 2A se descarta porque al no tener un control exacto se generaría producto de mala calidad ó tal vez una mala operación del - departamento.

CAPITULO VI

APENDICE Y BIBLIOGRAFIA

APENDICE

| | |
|------------|--|
| GRAFICA 1 | CARTA PSICROMETRICA |
| TABLA 1 | DETERMINACION DE DIAMETRO |
| GRAFICA 2 | DETERMINACION DE C1 |
| TABLA 2 | DETERMINACION DE C2 |
| TABLA 3 | CAPACIDADES DE PREFILTROS |
| TABLA 4 | CAPACIDADES DE FILTROS |
| GRAFICA 4 | EFICIENCIA DE ALSTA ANULAR DE ESPESOR CONSTANTE |
| GRAFICA 5 | EFICIENCIA DE ALSTA ANULAR CON AREA METALICA PARA FLOJO DE CALOR CTE. |
| GRAFICA 6 | EFICIENCIA DE LA ALSTA PARA VARIOS TIPOS DE ALSTA RECTA |
| GRAFICA 7 | CURVAS DE EFICIENCIA PARA CUATRO TIPOS DE ESPINAS |
| GRAFICA 8 | BALANCE DE CALOR Y AGUA A UTILIZAR |
| GRAFICA 9 | VELOCIDAD MINIMA DEL AGUA |
| GRAFICA 10 | VELOCIDAD MINIMA DEL AGUA |
| GRAFICA 11 | CAPACIDAD DEL AGUA FT/SEG |
| TABLA 5 | CAPACIDADES Y TAMAÑO DE HUMIDIFICADORES |
| TABLA 6 | DIMENSIONES DEL DISTRIBUIDOR |
| TABLA 7 | DIMENSIONES DE LOS HUMIDIFICADORES |
| TABLA 8 | DIMENSIONES CAMBIADORES DE CALOR |

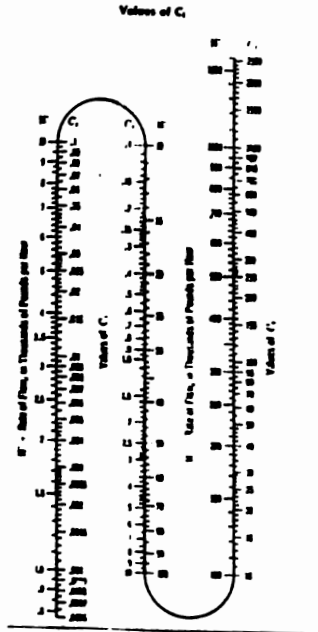
BIBLIOGRAFIA

- REF. 1 Trane Air Conditioning Manual (Published in the Interest of the Air Conditioning Industry by the Trane Company). Copyright 1965 by the Trane Company. La Crosse, Wis. Chapter in Page 55 - 91.
- REF. 2 Apuntes tomados en clase de Ingeniería Química III (Flujo de Fluidos) 1977 Facultad de Química. U.N.A.M.
- REF. 3 Crane. Flujo de Fluidos - Pág.
- REF. 4 Proceso de Trancesferencia de Calor
- REF. 5 Donald Q. Ker
- REF. 6 10a. Impresión CECSA
- REF. 7 Capítulo 16 - Página 5-89 - 639
- REF. 8
- REF. 9 Catálogo After Cooler Aerofin No. 7022 México D.F. 1979
- REF.10 Process Control Instrumentation With. Explanatory Notes
PUB 105A 15 M 4/71
Foxboro
Pág. 9 - 23
- REF.11 Técnica de la Regulación y Mando Automático por I. Lana Sarate
Julio - Agosto 1964
- REF.12 Manual Operación de Planta Fibra Corta. F.I.I. Septiembre 1979
Celanese Mexicana, S.A.
Pág. 23 - 32
- REF.13 Instrumentación para Process Measurement and Control Second Edition for Norman A. Anderson
Chilton Book Company Copyright 1972
Pág. 1 - 15

DATOS DE TUBERIA COMERCIAL DE ALERU

| Nominal Pipe Size | Outside Diameter | Thickness | Inside Diameter | | Inside Diameter Flanges (Inches) | | | Flange Face Area | |
|-------------------|------------------|-----------|-----------------|-------|----------------------------------|--------|--------|------------------|-------|
| | | | A | B | C | D | E | F | G |
| Schedule 40 | 14 | 0.250 | 13.5 | 1.250 | 12.25 | 12.25 | 12.25 | 144.51 | 0.544 |
| | 16 | 0.250 | 15.5 | 1.250 | 14.25 | 14.25 | 14.25 | 199.85 | 0.784 |
| | 18 | 0.250 | 17.5 | 1.250 | 16.25 | 16.25 | 16.25 | 260.25 | 1.074 |
| | 20 | 0.250 | 19.5 | 1.250 | 18.25 | 18.25 | 18.25 | 326.71 | 1.424 |
| | 24 | 0.250 | 23.5 | 1.250 | 22.25 | 22.25 | 22.25 | 453.71 | 1.974 |
| Schedule 80 | 14 | 0.375 | 13.125 | 1.125 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 137.47 | 0.407 |
| | 16 | 0.375 | 15.125 | 1.125 | 14.000 | 14.000 | 14.000 | 187.62 | 0.567 |
| | 18 | 0.375 | 17.125 | 1.125 | 16.000 | 16.000 | 16.000 | 252.33 | 0.784 |
| | 20 | 0.375 | 19.125 | 1.125 | 18.000 | 18.000 | 18.000 | 322.62 | 1.074 |
| | 24 | 0.375 | 23.125 | 1.125 | 22.000 | 22.000 | 22.000 | 449.62 | 1.524 |
| Schedule 160 | 14 | 0.500 | 13.000 | 1.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 137.47 | 0.407 |
| | 16 | 0.500 | 15.000 | 1.000 | 14.000 | 14.000 | 14.000 | 187.62 | 0.567 |
| | 18 | 0.500 | 17.000 | 1.000 | 16.000 | 16.000 | 16.000 | 252.33 | 0.784 |
| | 20 | 0.500 | 19.000 | 1.000 | 18.000 | 18.000 | 18.000 | 322.62 | 1.074 |
| | 24 | 0.500 | 23.000 | 1.000 | 22.000 | 22.000 | 22.000 | 449.62 | 1.524 |
| Schedule 30 | 14 | 0.312 | 12.688 | 0.938 | 11.750 | 11.750 | 11.750 | 125.62 | 0.387 |
| | 16 | 0.312 | 14.688 | 0.938 | 13.750 | 13.750 | 13.750 | 175.77 | 0.547 |
| | 18 | 0.312 | 16.688 | 0.938 | 15.750 | 15.750 | 15.750 | 240.48 | 0.764 |
| | 20 | 0.312 | 18.688 | 0.938 | 17.750 | 17.750 | 17.750 | 310.77 | 1.054 |
| | 24 | 0.312 | 22.688 | 0.938 | 21.750 | 21.750 | 21.750 | 437.77 | 1.504 |
| Schedule 60 | 14 | 0.250 | 13.250 | 1.125 | 12.125 | 12.125 | 12.125 | 141.51 | 0.444 |
| | 16 | 0.250 | 15.250 | 1.125 | 14.125 | 14.125 | 14.125 | 191.66 | 0.604 |
| | 18 | 0.250 | 17.250 | 1.125 | 16.125 | 16.125 | 16.125 | 256.37 | 0.821 |
| | 20 | 0.250 | 19.250 | 1.125 | 18.125 | 18.125 | 18.125 | 326.66 | 1.111 |
| | 24 | 0.250 | 23.250 | 1.125 | 22.125 | 22.125 | 22.125 | 453.66 | 1.561 |
| Schedule 120 | 14 | 0.375 | 12.875 | 1.063 | 11.812 | 11.812 | 11.812 | 125.62 | 0.387 |
| | 16 | 0.375 | 14.875 | 1.063 | 13.812 | 13.812 | 13.812 | 175.77 | 0.547 |
| | 18 | 0.375 | 16.875 | 1.063 | 15.812 | 15.812 | 15.812 | 240.48 | 0.764 |
| | 20 | 0.375 | 18.875 | 1.063 | 17.812 | 17.812 | 17.812 | 310.77 | 1.054 |
| | 24 | 0.375 | 22.875 | 1.063 | 21.812 | 21.812 | 21.812 | 437.77 | 1.504 |
| Schedule 240 | 14 | 0.500 | 12.500 | 0.938 | 11.563 | 11.563 | 11.563 | 125.62 | 0.387 |
| | 16 | 0.500 | 14.500 | 0.938 | 13.563 | 13.563 | 13.563 | 175.77 | 0.547 |
| | 18 | 0.500 | 16.500 | 0.938 | 15.563 | 15.563 | 15.563 | 240.48 | 0.764 |
| | 20 | 0.500 | 18.500 | 0.938 | 17.563 | 17.563 | 17.563 | 310.77 | 1.054 |
| | 24 | 0.500 | 22.500 | 0.938 | 21.563 | 21.563 | 21.563 | 437.77 | 1.504 |

TABLA 1.- DETERMINACION DE DIAMETRO



GRAFICA 2.- DETERMINACION DE C1

FORMULA SIMPLIFICADA PARA FLUJO DE FLUJO COMPRESIBLES
CAIDA DE PRESION, TABLA DE FLUJO Y TAMAÑO DE TUBERIA.

| Numero de tubo No. | Velocidad de flujo ft./seg. | Valor de C ₁ | Numero de tubo No. | Velocidad de flujo ft./seg. | Valor de C ₂ | Numero de tubo No. | Numero de tubo No. | Valor de C ₃ |
|-----------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------------------------|
| 1 | 40 " | 7 720 000. | 5 | 40 " | 1.99 | 20 | 10 | 0.004 63 |
| | 80 " | 30 700 000. | | 80 " | 2.66 | | 20 | 0.004 71 |
| | 160 " | 1 290 000. | | 160 " | 2.60 | | 40 " | 0.004 94 |
| 2 | 40 " | 4 790 000. | 6 | 40 " | 4.43 | 30 | 40 " | 0.005 09 |
| | 80 " | 319 000. | | 80 " | 0.640 | | 60 " | 0.005 11 |
| | 160 " | 710 000. | | 160 " | 0.790 | | 80 " | 0.007 00 |
| 3 | 40 " | 93 600. | 7 | 40 " | 1.061 | 40 | 100 | 0.005 04 |
| | 80 " | 16 100. | | 80 " | 1.274 | | 120 | 0.005 26 |
| | 160 " | 4 200 000. | | 160 " | 1.661 | | 160 | 0.010 00 |
| 4 | 40 " | 11 100 000. | 8 | 40 " | 0.113 | 50 | 160 | 0.013 66 |
| | 80 " | 21 300. | | 80 " | 0.136 | | 10 | 0.002 47 |
| | 160 " | 30 900. | | 160 " | 0.165 | | 20 | 0.002 50 |
| 5 | 40 " | 160 100. | 9 | 40 " | 0.166 | 60 | 30 " | 0.002 66 |
| | 80 " | 637 000. | | 80 " | 0.211 | | 40 " | 0.002 76 |
| | 160 " | 8 900. | | 160 " | 0.223 | | 60 " | 0.002 87 |
| 6 | 40 " | 9 600. | 10 | 40 " | 0.209 | 70 | 80 " | 0.002 98 |
| | 80 " | 37 000. | | 80 " | 0.217 | | 100 | 0.003 26 |
| | 160 " | 114 100. | | 160 " | 0.233 | | 120 | 0.003 76 |
| 7 | 40 " | 1 000. | 11 | 40 " | 0.239 | 80 | 140 | 0.003 94 |
| | 80 " | 3 110. | | 80 " | 0.302 | | 160 | 0.004 76 |
| | 160 " | 2 900. | | 160 " | 0.364 | | 180 | 0.005 09 |
| 8 | 40 " | 13 600. | 12 | 40 " | 0.361 | 90 | 200 | 0.005 41 |
| | 80 " | 637 | | 80 " | 0.466 | | 220 | 0.005 80 |
| | 160 " | 904. | | 120 | 0.473 | | 240 | 0.005 62 |
| 9 | 40 " | 1 600. | 13 | 40 " | 0.469 | 100 | 260 | 0.005 60 |
| | 80 " | 4 530. | | 80 " | 0.509 | | 280 | 0.005 91 |
| | 160 " | 6 530. | | 160 " | 0.508 | | 300 | 0.005 91 |
| 10 | 40 " | 160 | 14 | 40 " | 0.513 | 110 | 320 | 0.005 17 |
| | 80 " | 130. | | 80 " | 0.516 | | 340 | 0.005 51 |
| | 160 " | 680. | | 120 | 0.517 | | 360 | 0.005 67 |
| 11 | 40 " | 999. | 15 | 40 " | 0.516 | 120 | 380 | 0.005 26 |
| | 80 " | 66.7 | | 80 " | 0.519 | | 400 | 0.005 58 |
| | 160 " | 91.6 | | 160 " | 0.519 | | 420 | 0.005 58 |
| 12 | 40 " | 106.2 | 16 | 40 " | 0.516 | 130 | 440 | 0.005 26 |
| | 80 " | 106.2 | | 80 " | 0.516 | | 460 | 0.005 26 |
| | 160 " | 399.0 | | 160 " | 0.516 | | 480 | 0.005 26 |
| 13 | 40 " | 66.7 | 17 | 40 " | 0.516 | 140 | 500 | 0.005 26 |
| | 80 " | 91.6 | | 80 " | 0.516 | | 520 | 0.005 26 |
| | 160 " | 106.2 | | 160 " | 0.516 | | 540 | 0.005 26 |
| 14 | 40 " | 30.7 | 18 | 40 " | 0.516 | 150 | 560 | 0.005 26 |
| | 80 " | 40.3 | | 80 " | 0.516 | | 580 | 0.005 26 |
| | 160 " | 106.2 | | 160 " | 0.516 | | 600 | 0.005 26 |
| 15 | 40 " | 90.6 | 19 | 40 " | 0.516 | 160 | 620 | 0.005 26 |
| | 80 " | 10.0 | | 80 " | 0.516 | | 640 | 0.005 26 |
| | 160 " | 13.2 | | 160 " | 0.516 | | 660 | 0.005 26 |
| 16 | 40 " | 5.17 | 20 | 40 " | 0.516 | 170 | 680 | 0.005 26 |
| | 80 " | 6.78 | | 80 " | 0.516 | | 700 | 0.005 26 |
| | 160 " | 9.94 | | 160 " | 0.516 | | 720 | 0.005 26 |
| 17 | 40 " | 11.60 | 21 | 40 " | 0.516 | 180 | 740 | 0.005 26 |
| | 80 " | 10.0 | | 80 " | 0.516 | | 760 | 0.005 26 |
| | 160 " | 13.2 | | 160 " | 0.516 | | 780 | 0.005 26 |
| 18 | 40 " | 10.0 | 22 | 40 " | 0.516 | 190 | 800 | 0.005 26 |
| | 80 " | 13.2 | | 80 " | 0.516 | | 820 | 0.005 26 |
| | 160 " | 10.0 | | 160 " | 0.516 | | 840 | 0.005 26 |
| 19 | 40 " | 10.0 | 23 | 40 " | 0.516 | 200 | 860 | 0.005 26 |
| | 80 " | 13.2 | | 80 " | 0.516 | | 880 | 0.005 26 |
| | 160 " | 10.0 | | 160 " | 0.516 | | 900 | 0.005 26 |
| 20 | 40 " | 10.0 | 24 | 40 " | 0.516 | 210 | 920 | 0.005 26 |
| | 80 " | 13.2 | | 80 " | 0.516 | | 940 | 0.005 26 |
| | 160 " | 10.0 | | 160 " | 0.516 | | 960 | 0.005 26 |

Nota
The letters A, B, and C in the
series of Schedule Numbers indicate
Standard Tube Weight and their
tube weight pipe respectively.

TABLA 2.- DETERMINACION DE C7

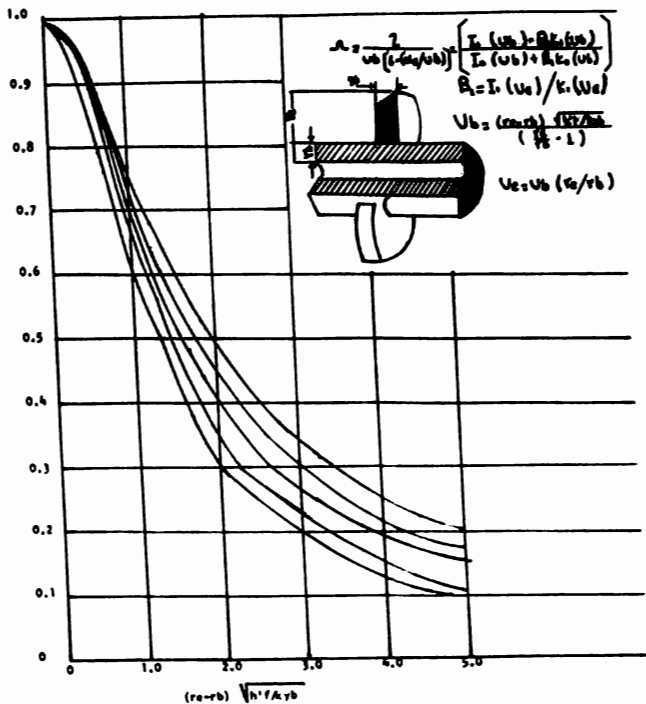
| Modelo Completo | Características | Dimensiones totales en cm. (Ancho) x (H x P) | Capacidad de operación m ³ /día (27°C) | Código de presión nominal en cm. G.A. (Bar) G.A. | Área de media en m ² (ft ²) | Velocidad de flujo en m ³ /h (ft ³ /h) |
|-----------------|-----------------|--|---|--|--|--|
| 425-750 | 35-750 | 61x31x32 (24x12x9) | 850 1775 1700 (1 500 750 1000) | 3 5 5 07 5 10 10 0 20 0 20 | 0,56 (1 60) | 15 (1 60) |
| 425-1000 | 35-1000 | 61x31x32 (24x12x9) | 1195 1730 2210 (1 700 1000 1300) | 3 5 5 07 5 10 10 0 20 0 20 | 0,70 (1 75) | 15 (1 60) |
| 425-1700 | 35-1700 | 61x31x32 (24x12x9) | 1300 2040 2170 (1 600 1200 1400) | 3 5 5 07 5 10 10 0 20 0 20 | 0,56 (1 60) | 16 (1 60) |
| 425-2000 | 35-2000 | 61x31x32 (24x12x9) | 1700 2510 2400 (1800 1800 2000) | 3 5 5 07 5 10 10 0 20 0 20 | 1,12 (1 20) | 15 (1 60) |
| 425-2700 | 35-2700 | 61x31x30 (24x12x11) | 1700 2175 3150 (1800 1250 1400) | 3 5 5 10 10 10 30 0 40 0 30 | 0,93 (1 00) | 16 (1 60) |
| 425-3000 | 35-3000 | 61x31x30 (24x12x11) | 2200 2015 3570 (1600 1750 2100) | 3 5 5 10 10 10 30 0 40 0 30 | 1,16 (1 25) | 16 (1 60) |
| 425-3600 | 35-3600 | 61x31x30 (24x12x11) | 2770 2400 4080 (1600 2000 2400) | 3 5 5 10 10 10 30 0 40 0 30 | 1,49 (1 60) | 16 (1 60) |
| 425-4500 | 35-4500 | 61x31x30 (24x12x11) | 3420 4100 5100 (2000 2500 3000) | 3 5 5 10 10 10 25 0 40 0 30 | 0,56 (1 20) | 16 (1 60) |

Tabla 3.- Capacidades de prefiltros

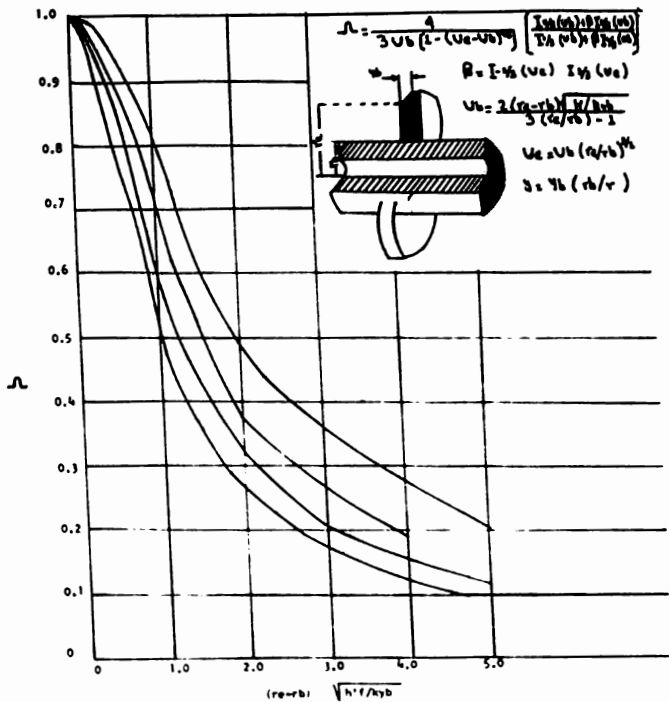
| MODELO | CAPACIDAD | | CARGA DE PRESIÓN C.A. (1) | | DIMENSIONES REALES ALTO x ANCHO x PROFUNDIDAD CENTÍMETROS (PULGADAS) | RANGO DE EFICIENCIA (%) | VELOCIDAD DE FLUJO PROMEDIO m. cúb. por día |
|------------|--------------------|-----------|---------------------------|-----------------|--|-------------------------|---|
| | m ³ /hr | gal/3 min | INICIAL mm. pulg. | FINAL mm. pulg. | | | |
| 425-750-1 | 850 | 900 | 0 | 0,20 | 30 | 0,8 | 30 x 70 x 15 (12 3/8 x 11 3/8 x 5 7/8) |
| 425-1000-1 | 1300 | 900 | 0 | 0,20 | 30 | 0,8 | 30 x 45 x 15 (12 3/8 x 10 1/8 x 5 7/8) |
| 425-1700-1 | 1700 | 1000 | 0 | 0,20 | 30 | 0,8 | 30 x 54 x 15 (12 3/8 x 10 1/8 x 5 7/8) |
| 425-2000-1 | 1700 | 1000 | 0 | 0,20 | 30 | 0,8 | 30 x 20 x 20 (12 3/8 x 11 3/8 x 11 3/8) |
| 425-2700-1 | 2700 | 1600 | 10 | 0,7 | 30 | 1,2 | 30 x 40 x 20 (12 3/8 x 10 1/8 x 8 1/8) |
| 425-3000-1 | 3400 | 2000 | 10 | 0,7 | 30 | 1,2 | 30 x 50 x 20 (12 3/8 x 10 1/8 x 8 1/8) |
| 425-3600-1 | 4500 | 3000 | 10 | 0,7 | 30 | 1,2 | 30 x 70 x 15 (12 3/8 x 11 3/8 x 5 7/8) |
| 425-4500-1 | 5100 | 4000 | 10 | 0,7 | 30 | 1,2 | 30 x 45 x 15 (12 3/8 x 10 1/8 x 5 7/8) |
| 425-750-2 | 1700 | 1000 | 70 | 1,1 | 40 | 1,4 | 30 x 20 x 20 (12 3/8 x 10 1/8 x 8 1/8) |
| 425-1000-2 | 2700 | 1600 | 70 | 1,1 | 40 | 1,4 | 30 x 50 x 20 (12 3/8 x 10 1/8 x 8 1/8) |
| 425-1700-2 | 3400 | 2000 | 70 | 1,1 | 40 | 1,4 | 30 x 50 x 20 (12 3/8 x 10 1/8 x 8 1/8) |

| MODELO | CAPACIDAD | | CARGA DE PRESIÓN C.A. (1) | | DIMENSIONES REALES ALTO x ANCHO x PROFUNDIDAD CENTÍMETROS (PULGADAS) | RANGO DE EFICIENCIA (%) | VELOCIDAD DE FLUJO PROMEDIO m. cúb. por día |
|------------|--------------------|-----------|---------------------------|-----------------|--|-------------------------|---|
| | m ³ /hr | gal/3 min | INICIAL mm. pulg. | FINAL mm. pulg. | | | |
| 425-750-1 | 850 | 900 | 0 | 0,20 | 30 | 0,8 | 30 x 20 x 15 (12 3/8 x 10 1/8 x 5 7/8) |
| 425-1000-1 | 1300 | 900 | 0 | 0,20 | 30 | 0,8 | 30 x 45 x 15 (12 3/8 x 10 1/8 x 5 7/8) |
| 425-1700-1 | 1700 | 1000 | 0 | 0,20 | 30 | 0,8 | 30 x 54 x 15 (12 3/8 x 10 1/8 x 5 7/8) |
| 425-2000-1 | 1700 | 1000 | 0 | 0,20 | 30 | 0,8 | 30 x 20 x 20 (12 3/8 x 11 3/8 x 11 3/8) |
| 425-2700-1 | 2700 | 1600 | 10 | 0,7 | 30 | 1,2 | 30 x 40 x 20 (12 3/8 x 10 1/8 x 8 1/8) |
| 425-3000-1 | 3400 | 2000 | 10 | 0,7 | 30 | 1,2 | 30 x 50 x 20 (12 3/8 x 10 1/8 x 8 1/8) |

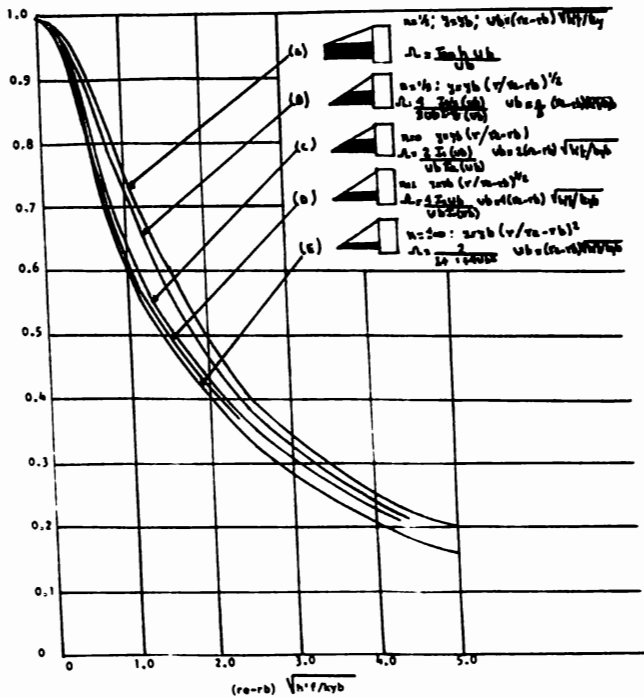
Tabla 4.- Capacidades de Filtros



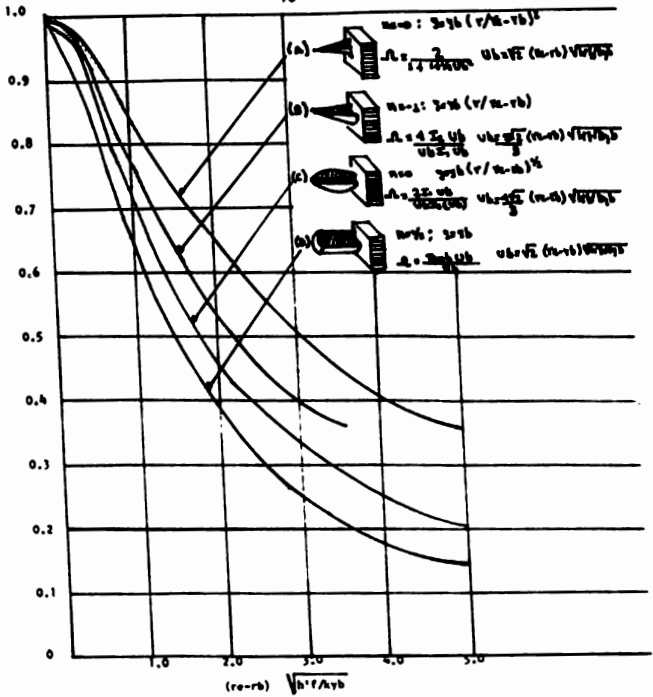
GRAFICA 4.- EFICIENCIA DE ALETA ANULAR DE ESPESOR
 CONSTANTE



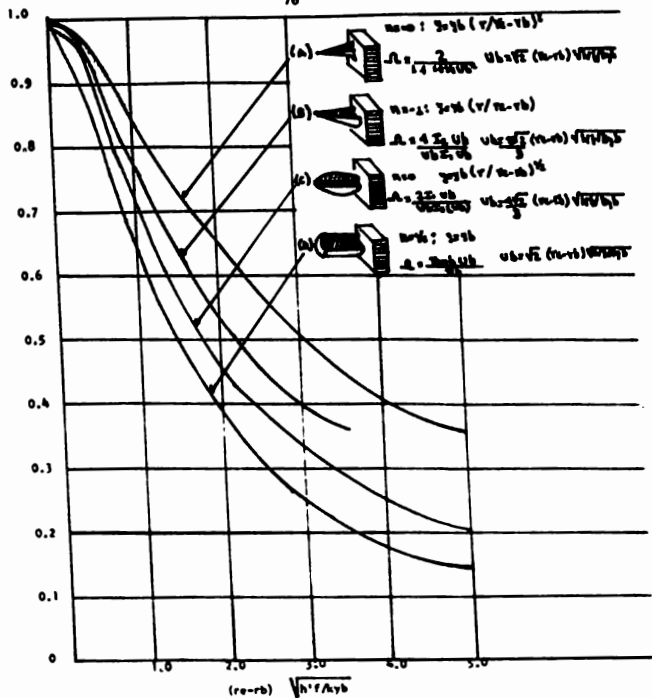
GRAFICA 5.- EFICIENCIA DE ALETA ANULAR CON AREA METALICA PARA FLUJO DE CALOR CONSTANTE.



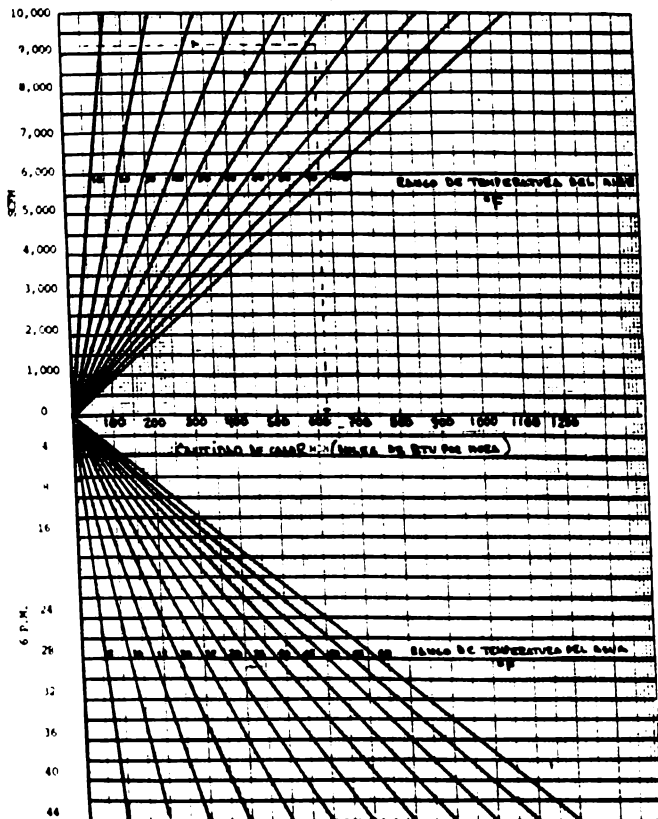
GRAFICA 6.- EFICIENCIA DE LA ALETA PARA VARIOS TIPOS DE ALETA RECTA.



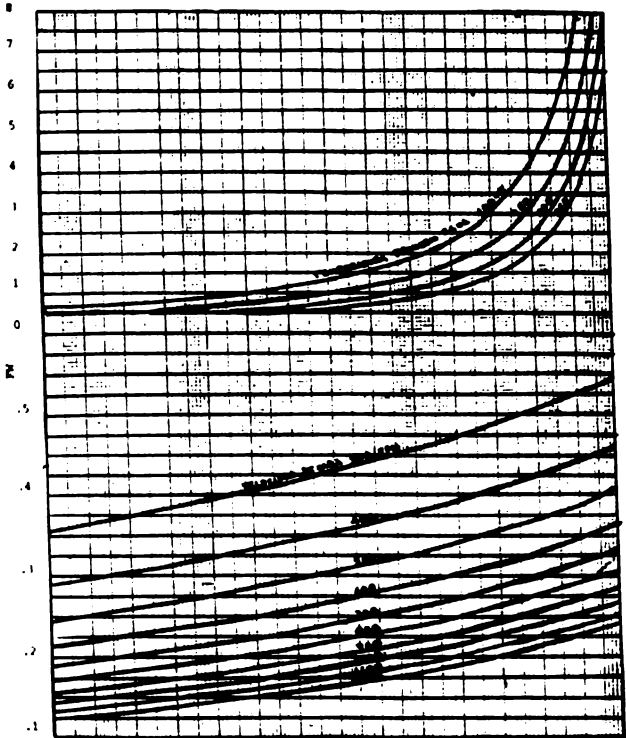
GRAFICA 7.- CURVAS DE EFICIENCIA PARA CUATRO TIPOS DE ESPIRAS.



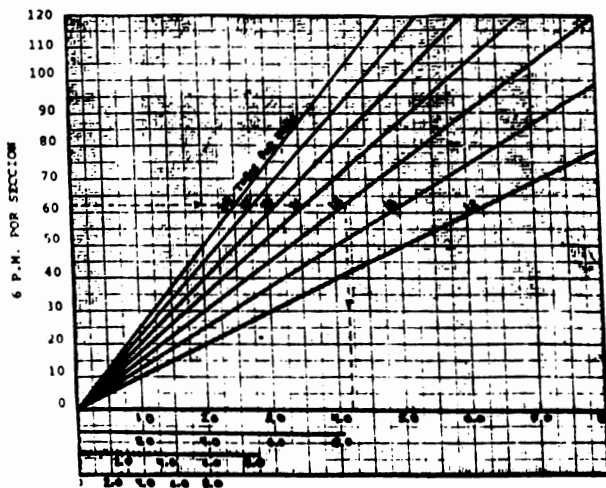
GRAFICA 7.- CURVAS DE EFICIENCIA PARA CUATRO TIPOS DE ESPINAS.



GRAFICA B.- BALANCE DE CALOR Y AGUA A UTILIZAR



GRAFICA 9.- VELOCIDAD MINIMA DEL AGUA



GRAFICA II.- CAPACIDAD DEL AGUA EN Ft/Seq.

| Overall Cooling Width | Tube Face | Face Velocity | Laminar Velocity, ft/min | | | | | | | | |
|-----------------------|-----------|---------------|--------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | 5' | 6' | 7' | 8' | 9' | 10' | 11' | 12' | |
| 30% | 11 | 300 | 770 | 970 | 1200 | 1410 | 1600 | 1820 | 2040 | 2250 | 2460 |
| | | 400 | 1040 | 1320 | 1640 | 1960 | 2300 | 2640 | 2980 | 3320 | 3660 |
| | | 500 | 1300 | 1680 | 2080 | 2500 | 2940 | 3380 | 3820 | 4260 | 4700 |
| | | 600 | 1560 | 1960 | 2400 | 2880 | 3380 | 3880 | 4380 | 4880 | 5380 |
| | | 700 | 1820 | 2320 | 2800 | 3300 | 3800 | 4300 | 4800 | 5300 | 5800 |
| 800 | 2080 | 2640 | 3200 | 3760 | 4320 | 4880 | 5440 | 6000 | 6560 | 7120 | |
| 34% | 11 | 300 | 950 | 1220 | 1500 | 1770 | 2040 | 2310 | 2580 | 2850 | 3120 |
| | | 400 | 1270 | 1610 | 1960 | 2300 | 2640 | 2980 | 3320 | 3660 | 4000 |
| | | 500 | 1580 | 1970 | 2380 | 2790 | 3200 | 3610 | 4020 | 4430 | 4840 |
| | | 600 | 1890 | 2340 | 2800 | 3260 | 3720 | 4180 | 4640 | 5100 | 5560 |
| | | 700 | 2210 | 2700 | 3200 | 3700 | 4200 | 4700 | 5200 | 5700 | 6200 |
| 800 | 2540 | 3080 | 3600 | 4120 | 4640 | 5160 | 5680 | 6200 | 6720 | 7240 | |
| 38% | 11 | 300 | 1200 | 1500 | 1800 | 2100 | 2400 | 2700 | 3000 | 3300 | 3600 |
| | | 400 | 1600 | 2000 | 2400 | 2800 | 3200 | 3600 | 4000 | 4400 | 4800 |
| | | 500 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 |
| | | 600 | 2400 | 3000 | 3600 | 4200 | 4800 | 5400 | 6000 | 6600 | 7200 |
| | | 700 | 2800 | 3400 | 4000 | 4600 | 5200 | 5800 | 6400 | 7000 | 7600 |
| 800 | 3200 | 3800 | 4400 | 5000 | 5600 | 6200 | 6800 | 7400 | 8000 | 8600 | |
| 42% | 11 | 300 | 1500 | 1700 | 2100 | 2400 | 2700 | 3000 | 3300 | 3600 | 3900 |
| | | 400 | 1900 | 2100 | 2500 | 2800 | 3200 | 3500 | 3800 | 4100 | 4400 |
| | | 500 | 2300 | 2500 | 2900 | 3200 | 3600 | 3900 | 4200 | 4500 | 4800 |
| | | 600 | 2700 | 2900 | 3300 | 3600 | 4000 | 4300 | 4600 | 4900 | 5200 |
| | | 700 | 3100 | 3300 | 3700 | 4000 | 4400 | 4700 | 5000 | 5300 | 5600 |
| 800 | 3500 | 3700 | 4100 | 4400 | 4800 | 5100 | 5400 | 5700 | 6000 | 6300 | |
| 46% | 11 | 300 | 1700 | 2010 | 2320 | 2630 | 2940 | 3250 | 3560 | 3870 | 4180 |
| | | 400 | 2170 | 2500 | 2830 | 3160 | 3490 | 3820 | 4150 | 4480 | 4810 |
| | | 500 | 2640 | 3000 | 3360 | 3720 | 4080 | 4440 | 4800 | 5160 | 5520 |
| | | 600 | 3110 | 3480 | 3850 | 4220 | 4590 | 4960 | 5330 | 5700 | 6070 |
| | | 700 | 3580 | 3960 | 4340 | 4720 | 5100 | 5480 | 5860 | 6240 | 6620 |
| 800 | 4050 | 4440 | 4820 | 5200 | 5580 | 5960 | 6340 | 6720 | 7100 | 7480 | |
| 30% | 12 | 300 | 5670 | 7010 | 8350 | 9700 | 11040 | 12380 | 13720 | 15060 | 16400 |
| | | 400 | 7560 | 9240 | 10920 | 12600 | 14280 | 15960 | 17640 | 19320 | 21000 |
| | | 500 | 9450 | 11520 | 13590 | 15660 | 17730 | 19800 | 21870 | 23940 | 26010 |
| | | 600 | 11340 | 13760 | 16180 | 18600 | 21020 | 23440 | 25860 | 28280 | 30700 |
| | | 700 | 13230 | 15960 | 18780 | 21600 | 24420 | 27240 | 29960 | 32780 | 35600 |
| 800 | 15120 | 18000 | 21020 | 24040 | 27060 | 29980 | 32900 | 35820 | 38740 | | |
| 34% | 12 | 300 | 7200 | 8760 | 10320 | 11880 | 13440 | 15000 | 16560 | 18120 | 19680 |
| | | 400 | 9600 | 11520 | 13440 | 15360 | 17280 | 19200 | 21120 | 23040 | 24960 |
| | | 500 | 12000 | 14400 | 16800 | 19200 | 21600 | 24000 | 26400 | 28800 | 31200 |
| | | 600 | 14400 | 17280 | 20160 | 23040 | 25920 | 28800 | 31680 | 34560 | 37440 |
| | | 700 | 16800 | 20160 | 23520 | 26880 | 30240 | 33600 | 36960 | 40320 | 43680 |
| 800 | 19200 | 23040 | 26880 | 30720 | 34560 | 38400 | 42240 | 46080 | 49920 | | |
| 38% | 12 | 300 | 8760 | 10560 | 12360 | 14160 | 15960 | 17760 | 19560 | 21360 | 23160 |
| | | 400 | 11680 | 13920 | 16160 | 18400 | 20640 | 22880 | 25120 | 27360 | 29600 |
| | | 500 | 14600 | 17280 | 19840 | 22400 | 24960 | 27520 | 29960 | 32400 | 34840 |
| | | 600 | 17520 | 20640 | 23680 | 26720 | 29760 | 32800 | 35840 | 38880 | 41920 |
| | | 700 | 20440 | 24000 | 27040 | 30080 | 33120 | 36160 | 39200 | 42240 | 45280 |
| 800 | 23360 | 27360 | 30400 | 33440 | 36480 | 39520 | 42560 | 45600 | 48640 | | |
| 42% | 12 | 300 | 10320 | 12360 | 14400 | 16440 | 18480 | 20520 | 22560 | 24600 | 26640 |
| | | 400 | 13760 | 16320 | 18880 | 21440 | 24000 | 26560 | 29120 | 31680 | 34240 |
| | | 500 | 17200 | 20160 | 23120 | 26080 | 29040 | 32000 | 34960 | 37920 | 40880 |
| | | 600 | 20640 | 24000 | 27360 | 30720 | 34080 | 37440 | 40800 | 44160 | 47520 |
| | | 700 | 24080 | 28320 | 32560 | 36800 | 41040 | 45280 | 49520 | 53760 | 58000 |
| 800 | 27520 | 32640 | 37680 | 42720 | 47760 | 52800 | 57840 | 62880 | 67920 | | |
| 46% | 12 | 300 | 11880 | 14160 | 16440 | 18720 | 21000 | 23280 | 25560 | 27840 | 30120 |
| | | 400 | 15840 | 18720 | 21600 | 24480 | 27360 | 30240 | 33120 | 36000 | 38880 |
| | | 500 | 19800 | 23280 | 26760 | 30240 | 33720 | 37200 | 40680 | 44160 | 47640 |
| | | 600 | 23760 | 28320 | 32880 | 37440 | 42000 | 46560 | 51120 | 55680 | 60240 |
| | | 700 | 27720 | 33360 | 38920 | 44480 | 50040 | 55600 | 61160 | 66720 | 72280 |
| 800 | 31680 | 38400 | 44960 | 51520 | 58080 | 64640 | 71200 | 77760 | 84320 | | |
| 30% | 24 | 300 | 2100 | 2520 | 2940 | 3360 | 3780 | 4200 | 4620 | 5040 | 5460 |
| | | 400 | 2800 | 3360 | 3920 | 4480 | 5040 | 5600 | 6160 | 6720 | 7280 |
| | | 500 | 3500 | 4200 | 4900 | 5600 | 6300 | 7000 | 7700 | 8400 | 9100 |
| | | 600 | 4200 | 5040 | 5880 | 6720 | 7560 | 8400 | 9240 | 10080 | 10920 |
| | | 700 | 4900 | 5880 | 6860 | 7840 | 8820 | 9800 | 10780 | 11760 | 12740 |
| 800 | 5600 | 6720 | 7840 | 8960 | 10080 | 11200 | 12320 | 13440 | 14560 | | |
| 34% | 24 | 300 | 2700 | 3240 | 3780 | 4320 | 4860 | 5400 | 5940 | 6480 | 7020 |
| | | 400 | 3600 | 4320 | 5040 | 5760 | 6480 | 7200 | 7920 | 8640 | 9360 |
| | | 500 | 4500 | 5400 | 6300 | 7200 | 8100 | 9000 | 9900 | 10800 | 11700 |
| | | 600 | 5400 | 6480 | 7560 | 8640 | 9720 | 10800 | 11880 | 12960 | 14040 |
| | | 700 | 6300 | 7560 | 8820 | 10080 | 11340 | 12600 | 13860 | 15120 | 16380 |
| 800 | 7200 | 8640 | 10080 | 11520 | 13000 | 14400 | 15800 | 17200 | 18600 | | |
| 38% | 24 | 300 | 3300 | 3960 | 4620 | 5280 | 5940 | 6600 | 7260 | 7920 | 8580 |
| | | 400 | 4400 | 5280 | 6160 | 7040 | 7920 | 8800 | 9680 | 10560 | 11440 |
| | | 500 | 5500 | 6600 | 7700 | 8800 | 9900 | 11000 | 12100 | 13200 | 14300 |
| | | 600 | 6600 | 7920 | 9240 | 10560 | 11880 | 13200 | 14520 | 15840 | 17160 |
| | | 700 | 7700 | 9240 | 10800 | 12360 | 13920 | 15480 | 17040 | 18600 | 20160 |
| 800 | 8800 | 10560 | 12240 | 13920 | 15600 | 17280 | 18960 | 20640 | 22320 | | |

TABLE: DIMENSIONES CAMBIADORES DE CALOR