

2ij, 45



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EQUIPO DE VENTILADOR - SERPENTIN.

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA CON AREA PRINCIPAL EN INGENIERIA MECANICA P R E S E N T A N ELEUTERIO FLORES JIMENEZ PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS FRANCISCO MUÑOZ GOMEZ

DIRECTOR DE TESIS ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN

MEXICO, D. F.

1988



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

	Pag.
- Resumen.....	4
I. Introducción.....	5
II. Descripción del Ventilador Serpentin.....	7
III. Diseño del Serpentin.....	16
IV. Construcción del Serpentin.....	42
V. Pruebas de funcionamiento y Resultados.....	66
VI. Parámetros de un Ventilador Serpentin Comercial.....	80
VII. Parámetros de Comparación.....	83
VIII. Conclusiones.....	85
IX. Bibliografía.....	86
X. Nomenclatura.....	87

APENDICES.

A. Motores Eléctricos.....	90
B. Ventiladores.....	92
C. Clasificación de los Sistemas de Alimentación de Agua.....	97
D. Rutas de Trabajo.....	99

RESUMEN.

En este trabajo se describen las partes del Ventilador Serpentin y su funcionamiento, el análisis teórico donde se calculó el coeficiente total de transferencia de calor, el área total de transferencia y su eficiencia. También el proceso de fabricación de mecanismos adicionales de corte y doblez de las superficies aletadas, el proceso de ensamble del equipo y las pruebas realizadas al mismo.

Se hizo la comparación del equipo modificado contra uno comercial cuyo tipo de aletado es diferente y capacidad térmica igual.

Finalmente se dan conclusiones y se mencionan las dificultades encontradas para obtener los materiales necesarios cuando un proyecto es emprendido sin apoyo financiero.

I. INTRODUCCION.

Dada la importancia que tiene el aire acondicionado en las actividades productivas y en el medio ambiente donde se desarrolla el hombre, decidimos iniciar el diseño y construcción del serpentín de uno de los equipos más utilizados para acondicionar el aire, como es el Ventilador Serpentín, el cual, por su versatilidad de funcionamiento es ideal para acondicionar pequeñas áreas, sin interferir con otras que no se deseen acondicionar dentro de un mismo local.

Los equipos Ventilador Serpentín comerciales utilizan aletas de placa plana, con alta densidad de aletado, donde el aire fluye en forma paralela a las aletas, al pasar por el serpentín.

El serpentín propuesto en este trabajo difiere de los serpentines comerciales, por el tipo de aletas utilizadas, aunque el arreglo de tubos en ambos serpentines es en triángulo.

El propósito inicial de este trabajo fue diseñar y construir únicamente el serpentín y utilizar la cubierta y los ventiladores de un equipo comercial para realizar las pruebas y comparar la eficiencia entre el serpentín propuesto y el comercial, pero ésto no fue posible porque no se pudo conseguir un equipo ventilador serpentín comercial. Entonces nos vimos en la necesidad de construir la carcasa, los difusores de los ventiladores, la caja de mezcla de aire y el reductor de área. El motor y los ventiladores se adquirieron en el mercado.

Con las partes descritas y el serpentín, ensamblamos el equipo y realizamos las pruebas, cuyos resultados aparecen en las Tablas 1, 2 y 3 del Capítulo V.

En los anexos se mencionan los tipos de ventiladores y motores utilizados en estos equipos, así como los diferentes sistemas de tuberías para su instalación y funcionamiento.

En las rutas de trabajo se detalla el proceso de construcción de los cortadores y los dobladores.

OBJETIVO.

El siguiente trabajo se desarrolló para diseñar y construir un serpentín, el cual forma parte de un aparato para acondicionar aire, denominado Ventilador Serpentín, buscando incrementar su eficiencia con respecto a la que tienen los equipos comerciales semejantes, mediante la aplicación de aletas de aluminio arrolladas helicoidalmente alrededor de los tubos que conforman el Serpentín. Dichas aletas las hemos denominado "Aletas U".

II. DESCRIPCION DEL VENTILADOR SERPENTIN.

2.1. Partes Componentes y su Funcionamiento.

El Ventilador Serpentin es un equipo térmico que se emplea para modificar propiedades del aire, como son su temperatura y humedad, que consta de las siguientes partes (Fig. 2.1):

- Ventilador.
- Motor Eléctrico.
- Serpentin.
- Carcasa.
- Charola de Condensado.

El arreglo de los aparatos mencionados funciona de la siguiente manera: El motor eléctrico acciona el ventilador y éste hace circular aire sobre la superficie aletada del serpentín; de esta forma se hace posible la transferencia de calor con el fluido que circula por el interior de los tubos, el cual es alimentado por un sistema de tuberías, que van desde una máquina para enfriar agua o una caldera, si el fluido es freón, entonces se utiliza un sistema de refrigeración (Fig. 2.6 y 2.7).

La charola de condensado sirve para captar y drenar el agua, producto de la condensación del vapor de agua contenido en el aire y va colocada en la parte inferior del serpentín.

La carcasa es la estructura que contiene al equipo descrito y soporta todos sus componentes.

El Ventilador Serpentin puede enfriar o calentar el aire, en ocasiones cuenta con dos serpentines, ya sea para

calefacción o para enfriamiento, esta característica le hace ser adaptable a las necesidades del usuario, porque dependiendo de la orientación del edificio en ciertas épocas del año, las condiciones de temperatura pueden variar dentro de los locales acondicionados. Por ejemplo, si en alguna de las áreas se necesita calefacción y en otras enfriamiento, ésto se soluciona haciendo pasar agua caliente o fría por el interior del serpentín, según sea el caso.

Cada Ventilador Serpentin aspira aire primario que puede ser: tratado; tomado directamente del exterior, para lo cual es necesario efectuar aberturas en la pared externa del local, o bien una mezcla que se hace con el aire de recirculación y aire externo que es conducido hacia un filtro y enseguida al ventilador, para evitar exceso de carga en el equipo (Fig. 2.1).

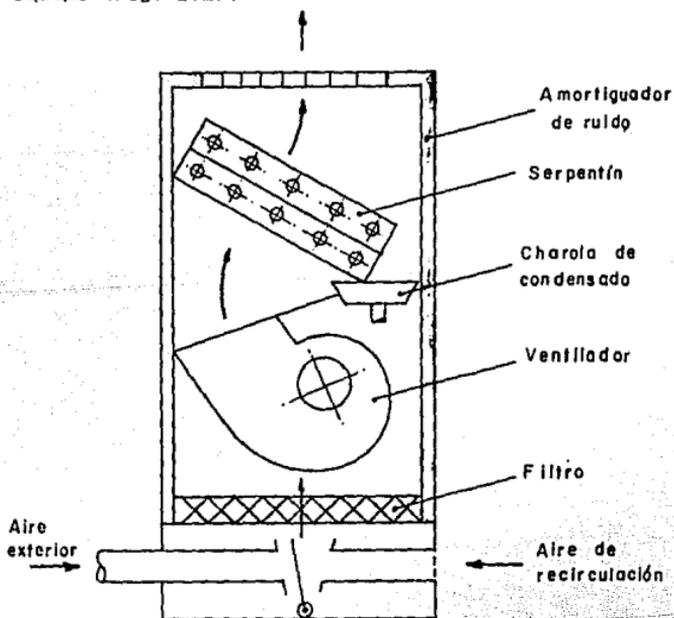


FIG.2.1. VENTILADOR SERPENTIN VERTICAL

La colocación puede ser debajo de las ventanas, o en el claro comprendido entre el plafón del local y el techo (Fig. 2.2 y 2.3).

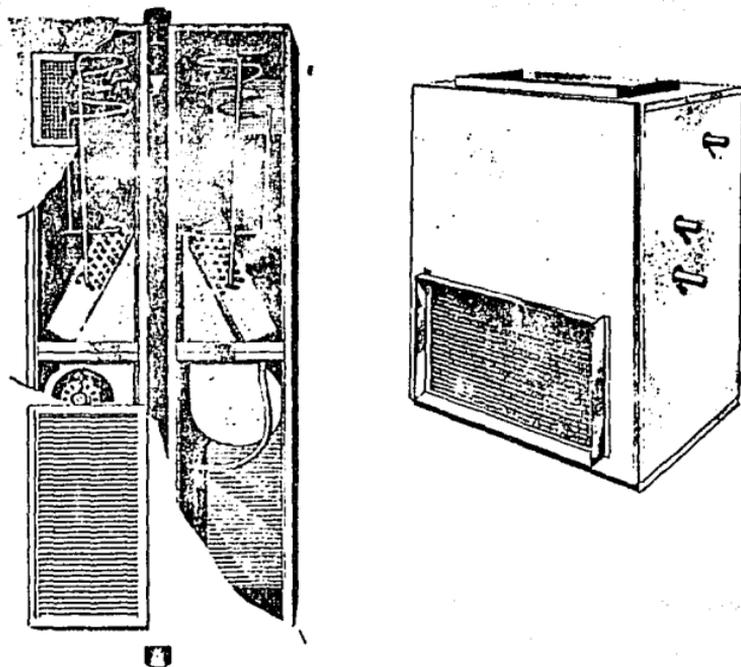


Fig. 2.2. UNIDADES DE VENTILADOR SERPENTIN VERTICALES.

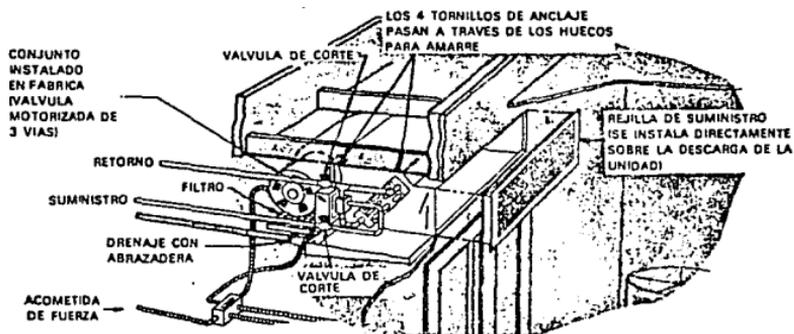


Fig. 2.3. UNIDAD DE VENTILADOR SERPENTIN HORIZONTAL.

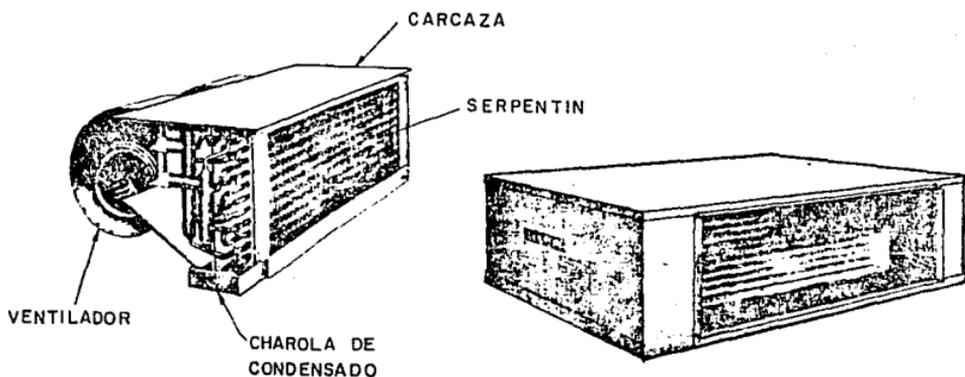


Fig. 2.4. UNIDAD VENTILADOR SERPENTIN HORIZONTAL Y SUS PARTES.

2.2. Clasificación.

Por el tipo de fluido empleado para el acondicionamiento:

Ventilador Serpentin de Expansión Directa (Fig. 2.5).

Ventilador Serpentin enfriado o calentado por agua,
de flujo de aire forzado.

Por su Construcción.

Ventilador Serpentin Vertical (Fig. 2.2).

Ventilador Serpentin Horizontal (Fig. 2.1).

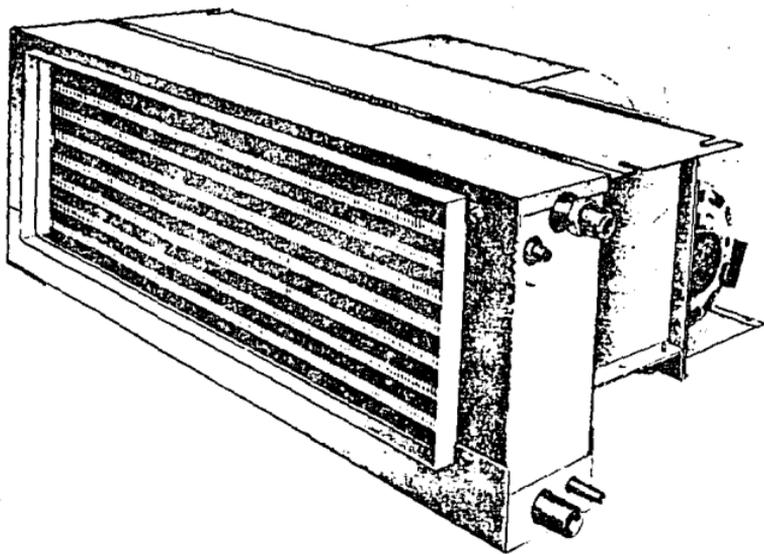


Fig. 2.5. VENTILADOR SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA.

Ventilador Serpentin de Expansión Directa.

El fluido de trabajo que se utiliza es un refrigerante (freón), que funciona con el ciclo de refrigeración, que como es sabido, consta de evaporador, compresor, condensador, tuberías y válvulas (Fig. 2.6). El aire circula sobre el serpentín, que hace la función de evaporador.

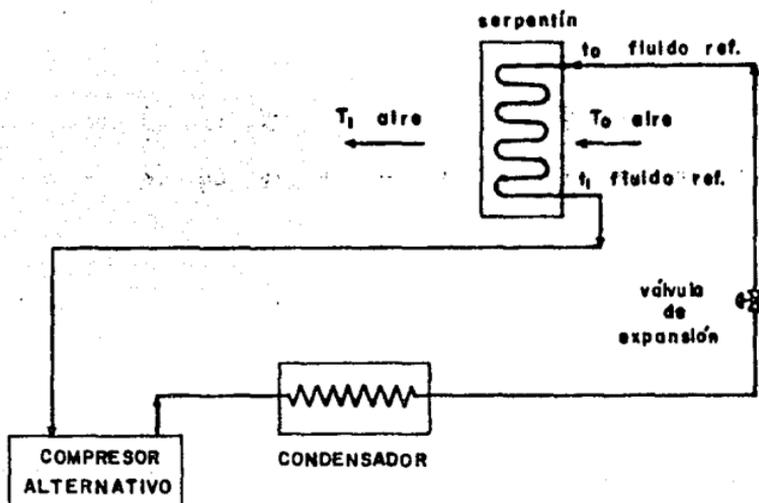


FIG. 2.6 SISTEMA POR EXPANSION DIRECTA.

En la figura anterior se muestra un diagrama simplificado de un sistema elemental de refrigeración que alimenta a una unidad Ventilador Serpentin, pero en el caso de los sistemas que utilizan baterías de expansión (evaporadores) alejados del condensador, su instalación resulta costosa.

Estos equipos cuentan con una resistencia eléctrica para calentar el aire a su paso por dicho aditamento, para los casos en que sea necesario que exista calefacción en el sitio acondicionado.

Las unidades pueden ser verticales u horizontales.

Ventilador Serpentin enfriado o calentado por agua, de flujo de Aire Forzado.

El fluido refrigerante es agua, la cual al circular por el Serpentin recibe calor del aire, para enfriarla se utiliza una máquina que funciona con el ciclo de refrigeración (Fig. 2.7).

Si el local requiere calefacción, es necesario hacer circular agua caliente a través del serpentín, para transferir calor al aire. El agua se calienta en un boiler o caldera dependiendo de la capacidad del sistema y se conduce al serpentín por un sistema de tuberías, ver apéndice C.

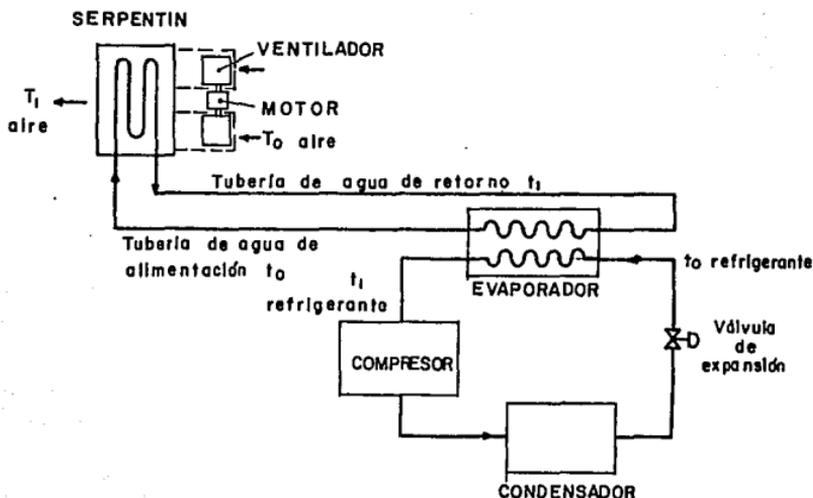


Fig. 2.7

Características del sistema.

- Control individual de la temperatura de las habitaciones, cuartos u oficinas. Cada unidad tiene un serpentín para circular agua fría o caliente.
- En cada unidad se recircula únicamente el aire de la habitación donde está localizado.

El control de temperatura se realiza de dos formas:

- Ajuste de la velocidad del ventilador, arranque o parada del mismo.
- Modulación del caudal de agua en el interior del serpentín, interrupción o apertura de dicho caudal.

La versatilidad del Ventilador Serpentin, sus características de operación y control por parte de los usuarios, permite el uso amplio de estos equipos para acondicionar pequeñas áreas, sin iterferir con otras que no se deseen acondicionar dentro del mismo local, ya que es más económico conducir agua por medio de tuberías y acondicionar el lugar con un Ventilador Serpentin, que conducir aire acondicionado desde un climatizador central a través de ductos hasta los lugares donde se requiere un clima controlado.

III. DISEÑO DEL SERPENTIN.

3.1. Introducción.

El serpentín es un intercambiador de calor en el cual se hace fluir dos corrientes de fluidos cuyas propiedades térmicas se desean modificar. En aire acondicionado se emplea para enfriar o calentar el aire y también para desecarlo. Los serpentines están formados por tubos aletados en su parte exterior por donde circula el aire y en la interior el refrigerante, éstos se colocan en un banco de tubos que pueden tener un arreglo en cuadro o en triángulo y están interconectados por codos en los retornos del refrigerante, en los extremos del trayecto total del fluido los tubos se conectan a cabezales de entrada y salida de agua. Además de estas partes contiene una cubierta exterior, un soporte para el banco de tubos, y una charola para el drenado del agua condensada, ver Fig. 3.2.

El trayecto que sigue el refrigerante es perpendicular a la dirección del aire y lo cruza varias veces como se muestra en la siguiente figura.

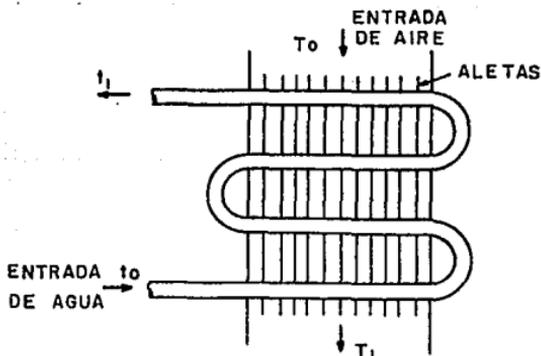


Fig. 3.1. TRAYECTORIA DE LOS FLUIDOS A SU PASO POR EL SERPENTIN.

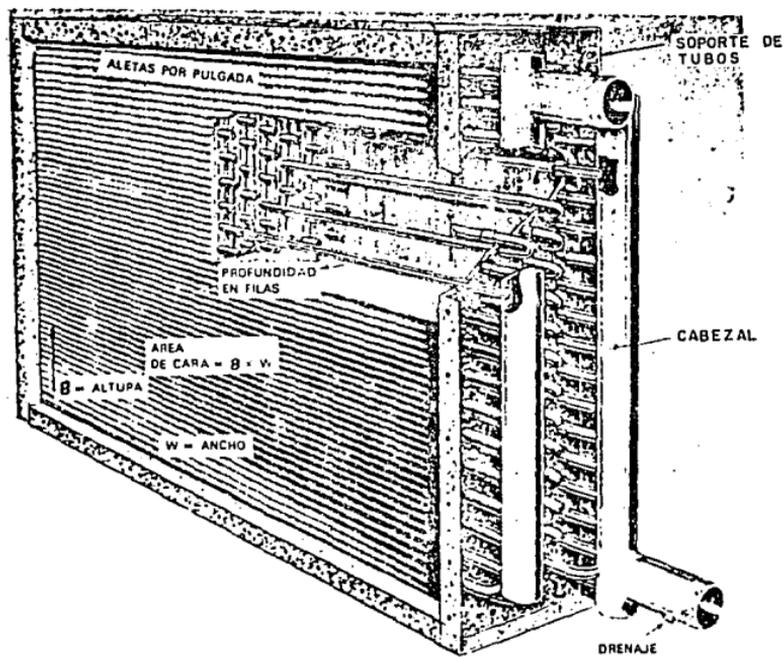


Fig. 3.2. SERPENTIN DE TUBOS ALETADOS.

El calor que se transfiere en un serpentín depende del área total, del coeficiente total de transferencia y de los flujos máxicos de los fluidos que interactúan en el intercambiador.

Si se pretende mejorar la transferencia de calor, ésto se puede lograr al incrementar el coeficiente total de transferencia mediante un mayor coeficiente de película exterior, éste se consigue al aumentar la turbulencia del aire a su paso por la superficie aletada del serpentín.

Se propone un serpentín aletado en forma helicoidal, con aletas segmentadas, rectangulares y radiales, a este serpentín se le denomina "Serpentín Modelo".

El aletado propuesto para el serpentín modelo, es utilizado actualmente en condensadores de equipos tipo "paquete" General Electric y Sanyo, pero se quiso observar su comportamiento cuando se aplica al evaporador en equipos de aire acondicionado, como es el caso del Ventilador Serpentín.

3.2. Objetivo.

El objetivo de este diseño es mejorar la eficiencia del intercambiador para las condiciones de operación especificadas, con la geometría propuesta para la superficie aletada y sin considerar incrustaciones en el interior de los tubos.

3.3. Consideraciones de Diseño.

Los problemas de diseño con intercambiadores de calor de tubos aletados implica la solución de la ecuación:

$$Q = U A \Delta T \epsilon.$$

La cual por métodos puramente analíticos es tan complicada que es virtualmente imposible predecir la transferencia de calor en bancos de tubos aletados, en consecuencia, la única alternativa es seguir un método experimental. Por esta razón se utilizarán los trabajos publicados por los investigadores P. W. Eckels y T. J. Rabas en el Journal of Heat Transfer, quienes realizaron una serie de experimentos con tubos aletados helicoidalmente con cintas de aluminio segmentadas de forma K-Y. Los autores reportan la metodología para calcular los siguientes parámetros:

- Número de Reynolds Re.
- Factor de Colburn J.
- Coeficiente convectivo de película exterior h_e .

3.4. Metodología.

Los pasos a seguir en este análisis requieren la determinación en el orden dado de los siguientes factores:

1. Características de la superficie aletada.
2. Propiedades de los fluidos.
3. Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor.
4. Cálculo de la eficiencia del intercambiador y del número de unidades de transferencia de calor (NUT).
5. Cálculo de las temperaturas de salida de los fluidos.
6. Cálculo de la cantidad de calor a transferir.

3.5. Consideraciones de Operación.

Los parámetros que se fijan para el diseño del intercambiador de calor son los siguientes:

- Carga térmica a vencer - - - - - $Q = 1600 \text{ W}$
- Temperatura aire de entrada - - - $T_{b_s} = 26^\circ\text{C}$
- Temperatura agua entrada - - - - - $= 7.2^\circ\text{C}$
- Temperatura agua salida - - - - - $= 12.7^\circ\text{C}$
- Temperatura aire de salida - - - - $T_{b_l} = 16^\circ\text{C}$
- Flujo másico de agua - - - - - $\dot{m}_a = 0.0676 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$
- Flujo másico de aire - - - - - $\dot{m} = 0.1600 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

3.6. Características de la Superficie Aletada.

Dimensión de aleta:

Para definir el tamaño de las aletas se deben considerar los siguientes puntos:

- a) Dimensión del equipo.
- b) Distancia entre los tubos.
- c) Diámetro de los tubos.
- d) Paso helicoidal del aletado.
- e) Geometría de las aletas.

a) Dimensiones del equipo. Con respecto a las dimensiones se observa que el equipo se adapta al espacio libre entre el plafón y la losa, entonces se decidió no rebasar las medidas especificadas por los fabricantes de dichos equipos

b) Distancia entre los tubos. La distancia entre los tubos depende del arreglo que se tenga, éste puede ser cuadrado o triangular, en este caso se optará por la segunda alternativa como se muestra en la Fig. 3.3.

c) Diámetro de los tubos. El espacio libre entre el diámetro exterior de los tubos será ocupado por las aletas, la altura de éstas (h) será la mitad de dicho espacio, ver Fig. 3.4.

d) Paso helicoidal del aletado. El paso se selecciona de tal forma que no exista interferencia en el arrollamiento de la cinta aletada.

e) Geometría de las aletas. El ancho (af) se escogió como parámetro de diseño, y el espesor (e) depende del material seleccionado, que en este caso es aluminio de calibre 36 (Ver Fig. 3.4.).

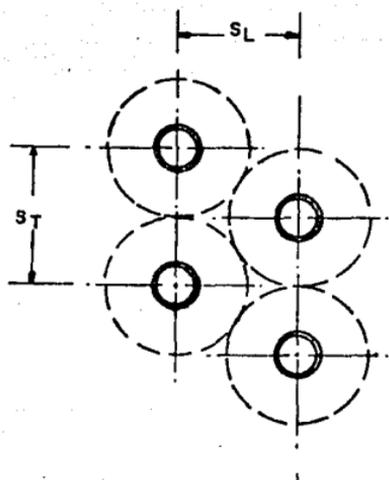
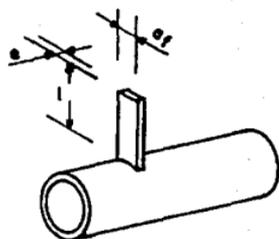


Fig. 3.3. ARREGLO DE TUBOS
EN TRIANGULO.



a_f = ancho
 e = espesor
 i = altura

Fig. 3.4. GEOMETRIA DE LA ALETA.

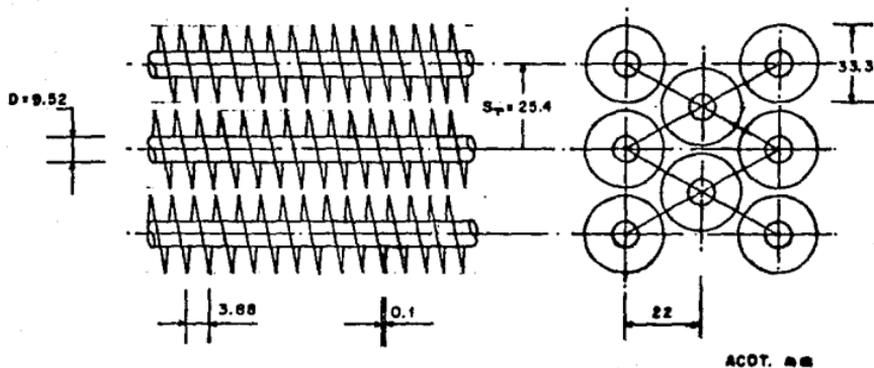


Fig. 3.5., Aletado helicoidal y arreglo triangular

Diámetro exterior de los tubos	$D = 9.52 \text{ mm.}$
Paso helicoidal	$Ph = 3.88 \text{ mm.}$
Espesor aleta	$e = 0.1 \text{ mm.}$
Ancho de aleta	$a_f = 1.5 \text{ mm.}$
Altura de aleta	$l = 11.8 \text{ mm.}$
Longitud del tubo en contacto con las aletas.	$L = 0.78 \text{ m.}$
Material del tubo (cobre)	$K_{au} = 387.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$
Material de las aletas (aluminio)	$K_{al} = 202.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

3.7. Propiedades de los Fluidos.

Se proponen valores para las temperaturas de salida del aire y agua, siendo 16°C para el primero y 12.7°C en el segundo fluido. Dichos valores se verificarán posteriormente. La figura 3.6. muestra el comportamiento de los fluidos al pasar por el serpentín.

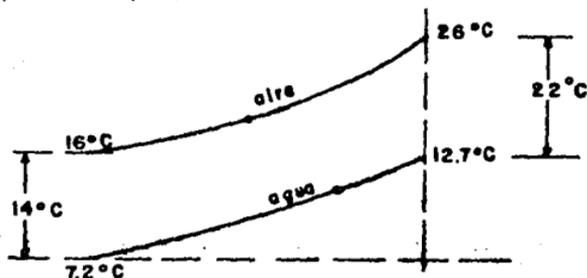


FIG. 3.6, COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS

Aire: $\mu = 1.88 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$

$Pr = 0.7040$ adimensional.

$Cp = 1.0073 \times 10^3 \frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}$

$\rho = 0.9820 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

$K = 0.262 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}}$

Agua: $\mu = 16.28 \times 10^{-4} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$

$Pr = 12.00$ adimensional.

$Cp = 4.300 \times 10^3 \frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}$

$\rho = 1002.28 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

$K = 0.5933 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}}$

$\nu = 0.7313 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Las resistencias térmicas son:

Resistencia térmica al flujo interior.

$$R_i = \frac{1}{2 \pi r_a L h_i} \quad 3.3$$

Resistencia del material del tubo.

$$R_t = \frac{1}{2 \pi L k_{cu}} \ln \frac{r_b}{r_a} \quad 3.4.$$

Resistencia de contacto.

$$R_c = \frac{1}{2 \pi L k} \ln \frac{r_c}{r_b} \quad 3.5$$

Resistencia al flujo exterior.

$$R_{oa} = \frac{1}{\eta' a h_e} \quad 3.6$$

$$\eta' = B \eta + (1 - B) \quad 3.7$$

$$B = \frac{\alpha_a}{\alpha} \quad 3.8$$

Cálculo de R_i y del coeficiente convectivo en el interior del Serpentín.

La trayectoria que sigue el fluido interior se puede observar en la figura 3.8.

$$G_a = 0.0693 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$G_c = \frac{G_a}{6} = \frac{0.0693 \times 10^{-3}}{6} = 1.155 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$d_i = 0.00853 \text{ m}$$

$$A_t = 57.1462 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$v_a = \frac{G_c}{A_t}$$

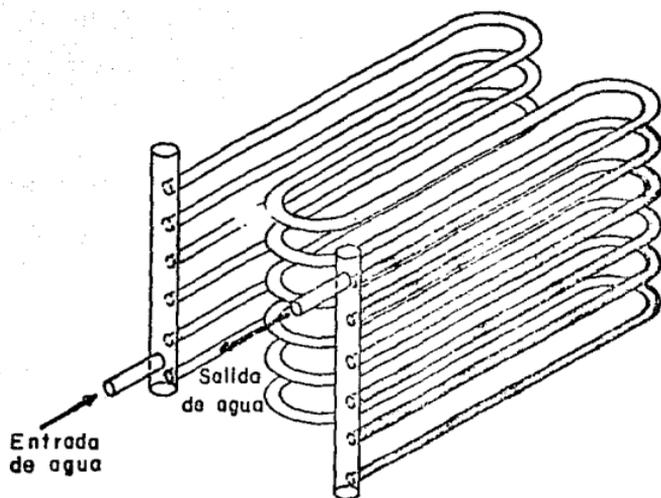


FIG. 3.8 , Trayectoria del agua en el serpentín.

$$v_a = \frac{1.155 \times 10^{-5}}{57.1462 \times 10^{-6}} = 0.2020 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v_a \cdot d_l}{\nu}$$

$$Re = \frac{0.2020 \times 0.00853}{0.7313 \times 10^{-6}} = 2357.48$$

$$Re = 2357.5 \text{ (Flujo Laminar)}$$

Aunque debe cumplir la condición de $Re < 2300$, el valor anteriormente obtenido es muy próximo a un flujo laminar.

La condición $di/L_s < 10$ se cumple porque:

$$\frac{di}{L_s} = \frac{0.00853}{0.85 \times 4} = 2.5 \times 10^{-3} < 10$$

Hausen presenta la siguiente relación empírica, para flujo laminar completamente desarrollado, en tubos con temperatura de pared constante:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 (di/L) Re Pr}{1 + 0.04 [(di/L) Re Pr]^{2/3}} \quad 3.9$$

$$Pe = Re Pr$$

$$Pr = 12.00$$

$$Re = 2357.50$$

$$Pe = 12 \times 2357.50$$

$$Pe = 28290.00$$

Sustituyendo los valores en la ec. 3.9:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 (2.5 \times 10^{-3}) (28290)}{1 + 0.04 [(2.5 \times 10^{-3}) (28290)]^{2/3}}$$

$$Nu = 3.66 + \frac{4.866}{1.684}$$

$$Nu = 6.55$$

$$Nu = \frac{hi di}{Ka}$$

3.10

Despejando h_i de 3.10:

$$h_i = \frac{Nu \cdot Ka}{d_i}$$

Sustituyendo valores:

$$h_i = \frac{6.55 \times 0.5933}{0.00853} = 455.54$$

$$h_i = 455.54 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Datos:

$$r_a = 4.265 \times 10^{-3} m$$

$$L = 0.78 m.$$

$$h_i = 455.54 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Sustituyendo en 3.4:

$$R_i = \frac{1}{2(4.265 \times 10^{-3})(0.78)(455.54)\pi}$$

$$R_i = 0.1050 \frac{^\circ C}{W}$$

Cálculo de r_t resistencia térmica del material del tubo.

Datos:

$$L = 0.78 m.$$

$$k_{cu} = 387.6 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$r_b = 4.75 \times 10^{-3}$$

$$r_c = 4.25 \times 10^{-3}$$

Sustituyendo en 3.5:

$$Rt = \frac{1}{2(0.78)(387.6)} \ln \frac{4.75 \times 10^{-3}}{4.25 \times 10^{-3}}$$

$$Rt = 5.85 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

- Cálculo de R_c resistencia térmica de contacto. Considerando un espesor de aire uniforme entre la superficie exterior del tubo y la base de la aleta, de 10×10^{-6} m.

Datos:

$$k = 0.0262 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$$

$$r_c = 4.76 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Sustituyendo valores en 3.5:

$$R_c = \frac{1}{2\pi(0.78)(0.0262)} \ln \frac{4.76}{4.75}$$

$$R_c = 0.0164 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

- Cálculo de R_{oa} , resistencia térmica al flujo exterior, incluyendo los efectos de las aletas.

h_e = Coeficiente convectivo exterior. De Eckel y Rabas:

$$Re = \frac{G_{\max} d_{co\ell}}{\mu} \quad 3.11$$

$$G_{\max} = \frac{\rho v_o A_{face}}{A_{min}} \quad 3.12$$

$$\frac{A_{face}}{A_{min}} = \frac{ST}{(ST - d_{co\ell} - 2N_f \ell_e)} \quad 3.13$$

Datos:

$$S_T = 25.4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_{col} = 9.5 + 2(0.1) = 9.7 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 11.3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$N_6 = 257 \text{ aletas/m}$$

$$e = 1 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Sustituyendo en 3.13:

$$\frac{A_{face}}{A_{min}} = \frac{25.4 \times 10^{-3}}{(25.4 \times 10^{-3})^2 - 9.7 \times 10^{-3} - 2(257)(11.3 \times 10^{-3})(1 \times 10^{-4})} = 1.68$$

$$\frac{A_{face}}{A_{min}} = 1.68 \text{ adimensional.}$$

Datos:

$$\rho = 0.9820 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_0 = 1.3090 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Sustituyendo en 3.12:

$$G_{max} = \frac{0.982 \times 1.309 \times 1.68}{}$$

$$G_{max} = 2.16 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \text{ (masa velocidad)}$$

Datos:

$$\mu = 1.88 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Sustituyendo en 3.11:

$$Re = \frac{2.16 \times 9.7 \times 10^{-3}}{1.88 \times 10^{-5}} = 1115$$

$Re = 1115$ Flujo laminar.

En la gráfica de la Fig.3.9 se obtiene el factor de Colburn (J) en función de Re.

$$J = \frac{h}{G_{max}} \frac{e}{C_p} Pr^{2/3} \quad 3.14$$

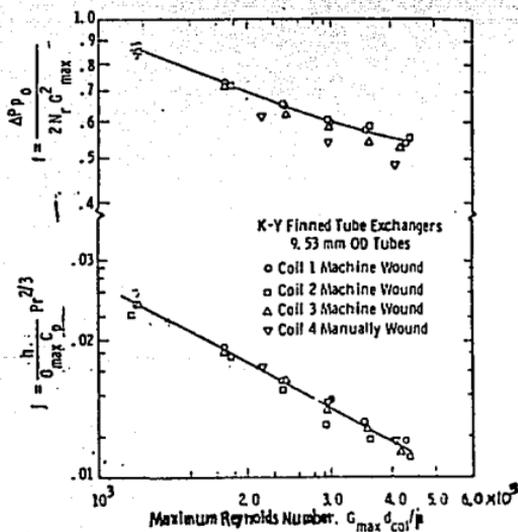


Fig. 3.9. FACTORES DE COLBURN Y FRICCIÓN CONTRA EL NÚMERO DE REYNOLDS.

Con $Re = 1115$ se obtiene en la Fig. 3.9 el valor $J = 0.0230$

Datos:

$$Pr = 0.7040$$

$$C_p = 1.0073 \times 10^3 \frac{W \cdot s}{kg \cdot ^\circ C}$$

De 3.14 y sustituyendo:

$$he = \frac{0.023 \times 2.16 \times 1.0073 \times 10^3}{0.7040^{(2/3)}} = \frac{50.043}{0.79}$$

$$he = 63.24 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Eficiencia de aleta considerando longitud finita:

$$\eta = \frac{\tan h(m\ell_c)}{\ell_c} \quad 3.15$$

$$m = \sqrt{\frac{Pr \cdot he}{Ka \ell \lambda t}} \quad 3.16$$

$$\ell_c = \ell + \frac{e}{2} \quad 3.17$$

Datos:

$$\ell = 11.8 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$e = 1 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Sustituyendo en 3.17:

$$\ell_c = 11.8 \times 10^{-3} + \frac{1 \times 10^{-4}}{2}$$

$$\ell_c = 0.01185 \text{ m}$$

Datos:

$$Pt = 3.2 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

$$At = 1.5 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$k_{al} = 202.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$$

Sustituyendo en 3.16

$$m = \left[\frac{3.2 \times 10^{-3} \times 63.24}{202.4 \times 1.5 \times 10^{-7}} \right]^{1/2} = 81.64$$

$$m = 81.64 \frac{1}{\text{m}}$$

Sustituyendo en 3.15:

$$\eta = \frac{\tanh(81.64 \times 0.01185)}{(81.64 \times 0.01185)} = 0.773$$

$$\eta = 0.773$$

Datos:

$$a_0 = 0.101 \text{ m}^2$$

$$a = 0.124 \text{ m}^2$$

Sustituyendo en 3.8:

$$B = \frac{0.101}{0.124} = 0.8145$$

$$B = 0.8145$$

Datos:

$$Pt = 3.2 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

$$At = 1.5 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$Kal = 202.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$$

Sustituyendo en 3.16

$$m = \left[\frac{3.2 \times 10^{-3} \times 63.24}{202.4 \times 1.5 \times 10^{-7}} \right]^{1/2} = 81.64$$

$$m = 81.64 \frac{1}{\text{m}}$$

Sustituyendo en 3.15:

$$\eta = \frac{\tanh(81.64 \times 0.01185)}{81.64 \times 0.01185} = 0.773$$

$$\eta = 0.773$$

Datos:

$$a_0 = 0.101 \text{ m}^2$$

$$a = 0.124 \text{ m}^2$$

Sustituyendo en 3.8:

$$B = \frac{0.101}{0.124} = 0.8145$$

$$B = 0.8145$$

Sustituyendo en 3.7:

$$\eta' = 0.8145 \times 0.773 + (1 - 0.8145)$$

$$\eta' = 0.8151$$

Sustituyendo en 3.6:

$$R_{oa} = \frac{1}{0.8157 \times 0.1240 \times 63.24}$$

$$R_{oa} = 0.15645 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

Sustituyendo en 3.2:

$$R = 0.105 + 5.85 \times 10^{-5} + 0.0164 + 0.15645$$

$$R = 0.2779 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

Sustituyendo en 3.1:

$$U_a = 3.598 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}}$$

Despejando U:

$$U = \frac{3.598}{0.124}$$

$$U = 29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \text{ (valor teórico)}$$

3.9. La Eficiencia del Intercambiador de Calor se Define Como:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\text{transferencia de calor real}}{\text{máxima transferencia de calor posible}} \quad 3.18$$

Donde:

$$Q_{\max} = (\dot{m}c_p) \min (T_0 - t_0) \quad 3.19$$

C_{\min} = $(\dot{m}c_p)$ min es el menor de los valores

$\dot{m}c_p$ o $\dot{m}a_{cpa}$ de los fluidos caliente y frío.

$$\dot{m}c_p = 0.1600 \times 1.0073 \times 10^3 = 161.17 \frac{W}{^{\circ}C} = C_{\min}$$

$$\dot{m}a_{cpa} = 0.0676 \times 4300 = 290.68 \frac{W}{^{\circ}C} = C_{\max}$$

$$C_{\max} = C_{\min}$$

$$C_{\sin \text{ mez}} = C_{\max}$$

Por lo tanto:

$$C_{\min} = 161.17 \frac{W}{^{\circ}C}$$

Combinando las Ecuaciones 3.18 y 3.19, tenemos:

$$Q = \epsilon (\dot{m}c_p) \min (T_0 - t_0) \quad 3.20$$

La transferencia de calor real Q a través del intercambiador está dada por:

$$Q = \dot{m}c_p (T_0 - T_1) = \dot{m}a_{cpa} (t_1 - t_0) \quad 3.21$$

Al sustituir las ecuaciones 3.19 y 3.21 en 3.18 se llega a:

$$e = \frac{C_{mez} (T_0 - T_1)}{C_{min} (T_0 - t_0)} = \frac{C_{sin mez} (t_1 - t_0)}{C_{min} (T_0 - t_0)} \quad 3.22$$

- Cálculo del número de unidades de transferencia de calor NUT.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad 3.23$$

Sustituyendo en 3.23:

$$NUT = \frac{2.976 \times 29}{161.17}$$

$$NUT = 0.5340 \text{ adimensional.}$$

$$\frac{C_{mez}}{C_{sin Mez}} = \frac{161.17}{291.00} = 0.5500$$

En la Fig. 3.10 con NUT y $C_{mez}/C_{sin mez}$ se tiene una eficiencia:

$$e = 38 \%$$

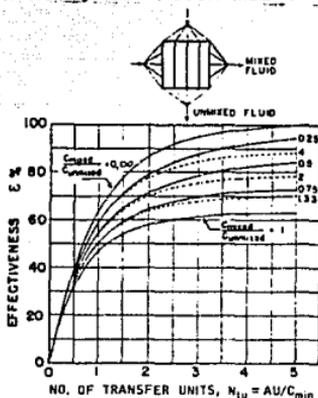


FIG. 3.10. Eficiencia del calor transferido ϵ , como una función de NUT y el cociente $C_{mez}/C_{sin mez}$; intercambiador a flujo cruzado con un fluido mezclado y el otro sin mezclar.

3.10. Cálculo de Temperaturas de Salida.

De la ecuación 3.22 y considerando $C_{mez} = C_{min}$, entonces la ecuación toma esta forma:

$$e = \frac{C_{min} (T_0 - T_1)}{C_{min} (T_0 - t_1)}$$

Sustituyendo valores:

$$0.3800 = \frac{26 - T_1}{26 - 7.20}$$

Despejando T_1 :

$$T_1 = 18.80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por medio de un balance de energía, sin considerar pérdidas:

$$t_1 - t_0 = \frac{C_{mez}}{C_{min\ mez}} (T_0 - T_1)$$

Sustituyendo valores:

$$t_1 = 0.5500 (26 - 18.80) + 7.20$$

$$t_1 = 11.16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con las temperaturas obtenidas anteriormente se vuelve a calcular la cantidad de calor (Q) transferido en el equipo.

$$Q = m a C_{pa} (t_1 - t_0)$$

Sustituyendo valores:

$$Q = (0.0676)(4300)(11.16 - 7.20)$$

$$Q = 1151.1 \text{ W}$$

El cual representa el 71.90% de la cantidad de calor que se requiere transferir.

Para transferir más calor y lograr así las condiciones requeridas, es necesario aumentar el NUT lo cual se consigue con una mayor área de transferencia de calor utilizando más tubos aletados.

Se propone utilizar 36 tubos aletados, los cuales tienen la siguiente área:

$$A = (a)(36) \frac{m^2}{\text{tubo}} (\text{tubo})$$

$$A = (0.1240)(36)$$

$$A = 4.4640 \text{ m}^2$$

Sustituyendo este valor en 3.24:

$$NUT = \frac{(4.4640)(29)}{161.67}$$

$$NUT = 0.80$$

En la Fig. 3.10 con $NUT = 0.8000$ y $C_{mez}/C_{sin\ mez} = 0.5500$ se tiene $\epsilon = 50\%$

$$T_1 = -\epsilon(T_0 - t_0) + T_0$$

$$= -0.50(26 - 7.2) + 26$$

$$T_1 = 16.60^\circ\text{C}$$

$$t_1 = \frac{C_{mez}}{C_{sin\ mez}} (T_0 - T_1) + t_0$$

$$t_1 = 0.55 (26 - 16.6) + 7.2$$

$$t_1 = 12.37^\circ\text{C}$$

Calor transferido:

$$Q_{real} = 0.0676 \times 4300 (12.37 - 7.2)$$

$$Q_{real} = 1502.8 \text{ W}$$

Ambos valores de temperatura de salida en los fluidos son ya muy cercanos a las condiciones de diseño.

Para 48 tubos se tiene:

$$A = 0.124 \times 48$$

$$A = 5.952 \text{ m}^2$$

$$NUT = \frac{5.952 \times 29}{161.67}$$

$$NUT = 1.0676$$

En la Fig. 3.10 con $NUT = 1.0676$ $C_{mez}/C_{sin\ mez} = 0.5500$ se tiene:

$$\epsilon = 55 \%$$

$$T_1 = -0.5500 (26 - 7.20) + 26$$

$$T_1 = 15.66^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 0.5500 (26 - 15.66) + 7.20$$

$$t_1 = 12.8870^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{real}} = 0.0676 \times 4300 (12.887 - 7.2)$$

$$Q_{\text{real}} = 1653.09 \text{ W para el agua.}$$

$$Q_{\text{real}} = 0.16 \times 1007.3 (26 - 15.66)$$

$$Q_{\text{real}} = 1666.47 \text{ W para el aire.}$$

Los datos obtenidos cumplen con las condiciones de diseño, se puede proceder a la fabricación del Serpentin utilizando 48 tubos.

IV. CONSTRUCCION DEL SERPENTIN, SU DESCRIPCION Y ENSAMBLE DEL EQUIPO.

Para la construcción del Serpentín se establecieron varias condiciones y restricciones: en el dimensionamiento se tiene, una altura que va de acuerdo al espacio libre que existe entre el plafón y la losa; la longitud está definida por la cantidad de flujo másico de aire con una velocidad que no moleste al usuario del local acondicionado; el ancho es de acuerdo al número de tubos aletados que se van a colocar.

En lo referente a los materiales empleados se seleccionaron con propiedades de alta conductividad térmica y alta maleabilidad, los de uso más común; el aluminio en las aletas, el cobre en los tubos.

En la construcción de los tubos aletados fue necesario cortar y doblar cintas de aluminio, y posteriormente arrollarlas helicoidalmente alrededor de cada tubo.

El proceso de corte y doblado de la cinta se hizo con mecanismos adecuados, los cuales se diseñaron y fabricaron. Se construyeron espejos laterales para soportar los tubos aletados.

Con las partes antes mencionadas se procedió al ensamble del Serpentín y a su vez con la carcasa, ventiladores y el motor se realizó el armado del equipo.

4.1. Descripción del Serpentín.

El Serpentín fue construido con tubos de cobre de 9.5 mm. de diámetro exterior (\emptyset) y 780 mm. de largo, alrededor de cada tubo se arrolló una cinta aletada, dispuesta heli-

dalmente con un paso de 3.88 mm. previamente cortada por ambos lados y doblada en "U".

El banco de tubos tiene un arreglo en triángulo con cuatro hileras en el sentido del flujo del aire espaciadas a cada 22 mm. y en sentido transversal es de 25.4 mm., tiene seis tubos en cada hilera, veinticuatro tubos en total.

A un costado del serpentín están los cabezales para entrada y salida de agua, donde entroncan seis tubos en cada cabezal, y para formar el arreglo se utilizaron 18 retornos en "U" de 25.4 mm. de centro a centro.

El soporte del banco de tubos (espejos) está formado por dos placas rígidas perforadas según el arreglo antes mencionado, para poder formar el pánel de transferencia.

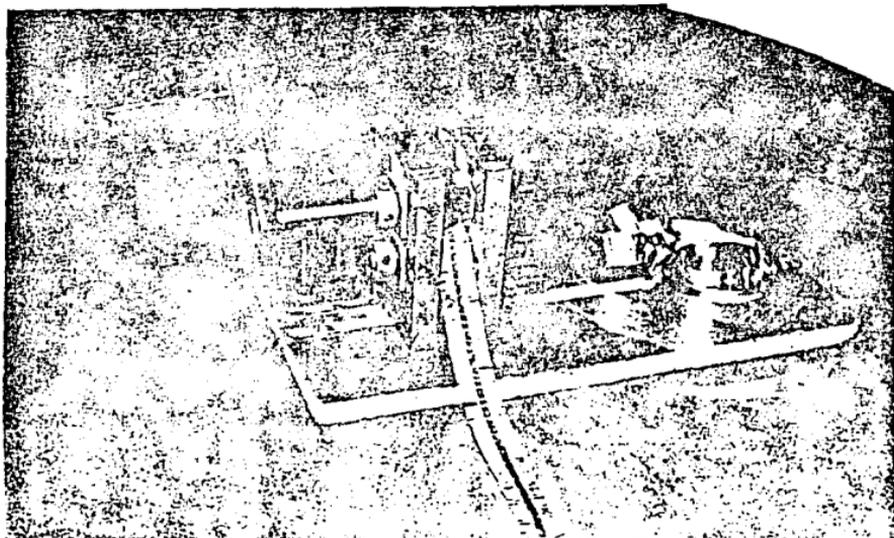
Las conexiones de los tubos, retornos y cabezal se hicieron con soldadura de estaño. Véase dibujos de fabricación y fotografías.

4.2. Diseño y Fabricación del Mecanismo de Corte.

El dispositivo de corte está formado por las siguientes partes:

- Dos cortadores circulares con cien dientes cada uno.
- Dos placas porta cortadores.
- Dos mecanismos de regulación de presión entre los cortadores.

La Fig. 4.1 muestra el dispositivo de corte, ejerciendo su operación sobre la tira de aluminio.



4.2.1. Diseño de los Cortadores.

PARAMETROS DE DISEÑO.

Se proponen los siguientes parámetros:

- Ancho de la aleta $a_f = 1.5 \text{ mm.}$
- Altura de la aleta $l = 11.8 \text{ mm.}$
- Espesor de la aleta $e = 0.1 \text{ mm.}$
- Número de dientes $N = 100 \text{ dientes.}$

Una vez definidas las dimensiones de la aleta y basándose en las consideraciones antes mencionadas, ya es posible dimensionar el cortador.

DIÁMETRO:

De la siguiente ecuación:

$$p = \pi D \quad (1)$$

donde:

p = *perímetro del cortador.*

D = *diámetro del cortador.*

también el perímetro es:

$$p = \pi N a_f \quad (2)$$

igualando (1) y (2) y despejando D se tiene:

$$D = \frac{N a_f}{\pi} \quad (3)$$

Sustituyendo valores:

$$D = \frac{100 \times 1.5}{\pi}$$

$$D = 47.75 \text{ mm.}$$

ANCHURA:

La altura de cada aleta es 11.8 mm., como el diseño indica que deben ser dos, más la ranura del centro, se tiene una anchura de 28.6 mm.

Para evitar problemas por corte defectuoso en las orillas de la cinta, se dejó una tolerancia de 0.2 mm. por lado, entonces la anchura total será de 29 mm.

DISEÑO DE LOS DIENTES.

Para cortar la cinta de aluminio se necesita que la herramienta tenga una superficie dentada y pueda seccionar perfectamente las aletas.

Cálculo de la geometría.

En el diseño de los cortadores se necesita conocer:

- Ancho del diente.
- Profundidad.
- Angulo de corte.

El ancho se propuso de 1.5 mm., la profundidad es función del ángulo de corte, el cual queda definido por el tipo de cortador circular seleccionado.

Se propuso una herramienta circular para la fresadora con ángulo de 60° como se muestra en la Fig. 4.2.

ANGULARES SENCILLOS A.V. PARA CORREDERAS
H.S.S. SINGLE ANGLE MILLING CUTTERS



CODIGO LWSA	DIAMETRO DEL CORTADOR		ANGULO A	ANCHO DE CORTE		BARRENO	
	PULGADAS	MILIMETROS		PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS
	2 3/4	59.8	45°	1/2	12.7	1	25.4
	2 3/4	69.8	60°	1/2	12.7	1	25.4

4.2. CORTADOR CIRCULAR PARA FRESADORA HORIZONTAL.

De la geometría de la herramienta se obtiene el triángulo que muestra la forma del diente (Fig. 4.3)

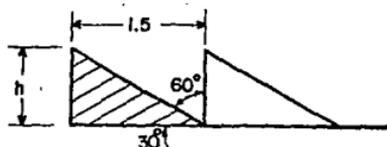


Fig. 4.3. FORMA DEL DIENTE.

Para calcular la profundidad se utiliza la relación trigonométrica siguiente:

$$\tan 30^\circ = \frac{h}{1.5}$$

$$h = 1.5 \tan 30^\circ$$

$$h = 0.867 \text{ mm.}$$

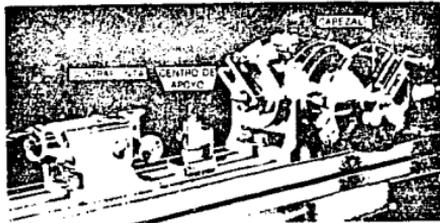
donde:

h = Profundidad del diente.

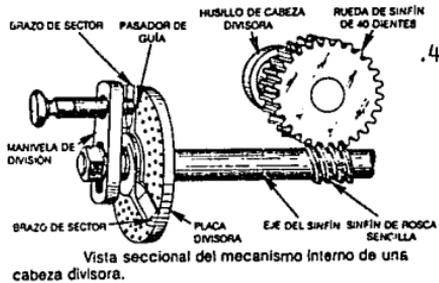
Proceso de Maquinado.

Para maquinar un cortador de esas características será necesario utilizar el aditamento de la fresadora llamado Cabezal Divisor (Fig. 4.4.) el cual sirve para proporcionar el número exacto de divisiones de la pieza maquinada.

La relación de división es de 40 vueltas del tornillo sinfín por una vuelta del mandril de sujeción, se utiliza también la siguiente expresión:



Cabeza divisora universal.



.48.

Fig. 4.4. CABEZAL DIVISOR.

$$R = \frac{n}{m} = \frac{\text{número de divisiones del disco}}{\text{número de divisiones deseadas en la pieza}}$$

donde:

R = Relación de división del Cabezal Divisor.

Cálculo del número de vueltas del tornillo sinfín para lograr las 100 divisiones propuestas.

$$R = \frac{40}{100} = 0.4 \text{ vueltas del sinfín para maquinarse un diente.}$$

En base al cálculo anterior se observa que por cada vuelta del sinfín se tendrán 2.5 dientes maquinados.

Selección del disco utilizado y número de divisiones requeridas.

Existen tres tipos de discos con diferente número de divisiones, éstos son:

Disco I : 15, 16, 17, 18, 19, 20

Disco II : 21, 23, 27, 29, 31, 33

Disco III : 37, 39, 41, 43, 47, 49

Como:

$$R = \frac{n}{m} = \frac{40}{100} = \frac{4}{10}$$

Se observa que no hay un disco con $m = 10$, entonces R se multiplica y divide por 2 como se muestra:

$$R = \frac{4}{10} \times \frac{2}{2} = \frac{8}{20}$$

Entonces se utilizará el disco No. 1 el cual contiene 20 divisiones y se avanzarán 8 perforaciones del mismo para maquinar cada diente, hasta completar los 100 propuestos del cortador.

El cortador lleva un barreno roscado al centro de la ranura central, para alojar un tornillo prisionero, para evitar que el cortador patine en el eje.

La Fig. 4.5 muestra las características geométricas del cortador.

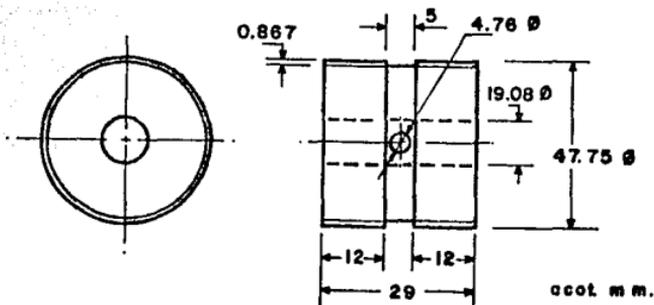


Fig. 4.5. CORTADOR CIRCULAR.

Para mayores detalles de la manufactura de los cortadores véase la ruta de trabajo respectiva (Apéndice D).

La Fig. 4.6. muestra los cortadores circulares ya maquinados.

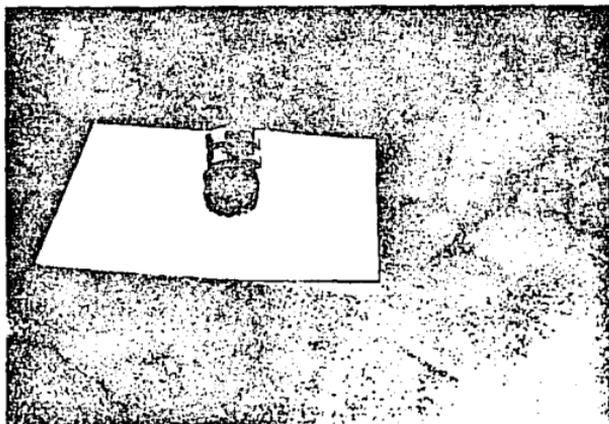


Fig. 4.6. CORTADORES CIRCULARES.

4.2.2. Mecanismo Regulador de Presión.

Este mecanismo regula la presión ejercida por los cortadores al efectuar la operación sobre la tira de aluminio.

FUNCIONAMIENTO.

El bloque de rodamientos se aloja en la placa porta cortadores, los cuales soportan los cortadores para efectuar el corte de la cinta de aluminio, al aplicar la presión correspondiente.

El tornillo central (1) se apoya en la tuerca (3), para empujar a la roldana de cazuela (4); ésta ejerce la fuerza elegida sobre el resorte (5), el cual empuja al bloque de rodamientos hacia abajo, aplicando así la presión necesaria sobre los cortadores.

La Fig. 4.7. muestra las partes del mecanismo descrito.

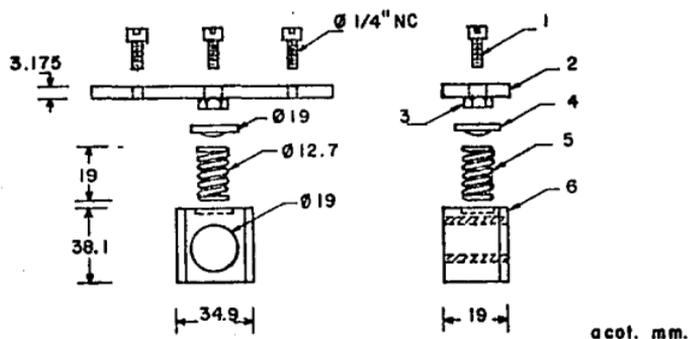


Fig. 4.7. MECANISMO REGULADOR DE PRESION.

DESCRIPCION DE LAS PARTES INTEGRANTES:

1. Tornillo de 6.35 mm. x 12.7 mm. cuerda estandar c/redonda.
2. Placa de hierro de 69.85 x 3.1 mm.
3. Tuerca hexagonal de 6.3 mm. soldada a la placa No. 2
4. Cazuela de 19.1 mm. Ø
5. Resorte de 12.7 mm. x 19.1 mm. alambre de acero calibre 16.
6. Bloque de rodamientos.

4.2.3. Placa Porta Cortadores.

Las placas porta cortadores Fig. 4.8. tienen como función soportar los cortadores así como guiar la cinta de aluminio en su trayectoria.

DESCRIPCION.

En la placa se hizo una ranura para alojar los rodamientos de los cortadores, los cuales tienen movimiento vertical con el objeto de hacer variar la presión para realizar el corte adecuado de la cinta de aluminio, en este caso. En la parte superior, así como en la inferior, se hicieron dos barrenos roscados, respectivamente, para alojar los tornillos del mecanismo de presión y la sujeción a la mesa de trabajo.

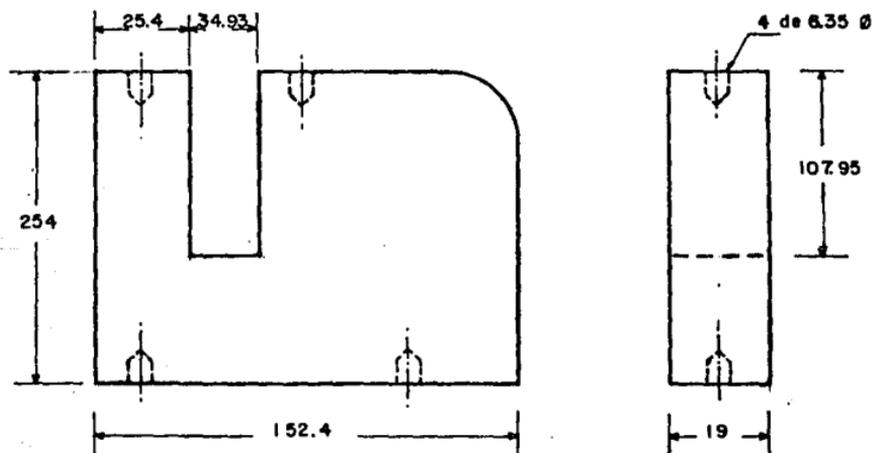


Fig. 4.8. PLACA PORTA CORTADORES.

4.3. Diseño y Fabricación del Mecanismo de Doble.

Para doblar en forma de "U" la cinta de aluminio se requiere de un dispositivo que realice tal función, además que la alise del centro, porque sale arrugada del proceso de corte, el alisado del material sirve para evitar los espacios de aire al colocar la superficie aletada sobre el tubo.

El dispositivo está formado por: un rodillo ranurado, un rodillo liso, dos placas porta rodillos, un dispositivo regulador de presión y una manivela para proporcionar el giro necesario de los rodillos dobladores (Fig. 4.9.)

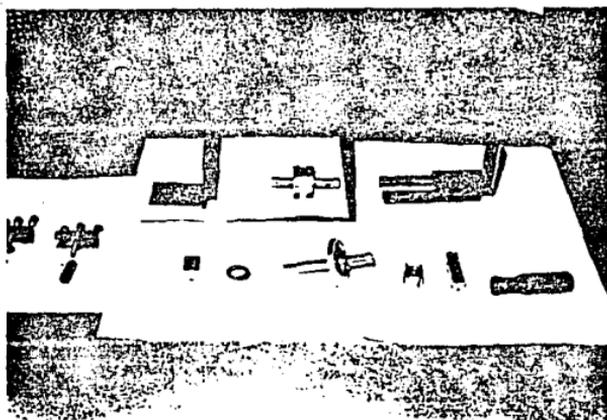


Fig. 4.9. DISPOSITIVO DOBLADOR.

La Fig. 4.10 muestra el dispositivo doblador ejerciendo su acción sobre la cinta de aluminio.

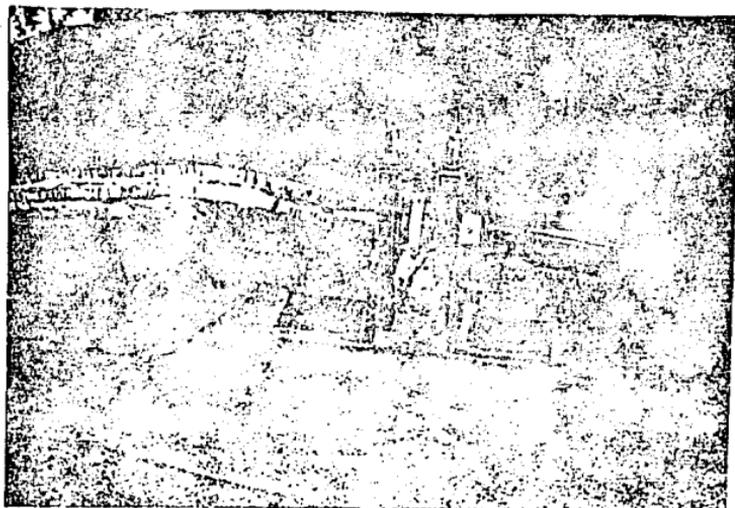


Fig. 4.10. FORMADO "U" DE LA CINTA.

4.3.1. Rodillos Dobladores.

El juego de rodillos dobladores está formado por: un rodillo liso y otro ranurado en el centro, el primero se aloja en el segundo y al girar ambos con la cinta de aluminio, entre los dos, la doblan en forma de "U" y la alisan en el centro (Fig. 4.11.)

4.3.2. Placa Porta Rodillos.

Esta parte sustenta y permite el giro de ambos rodillos para doblar en "U" y alisar el centro de la cinta de aluminio.

DESCRIPCION.

Tiene una ranura donde se aloja la parte del dispositivo de presión que permite el movimiento vertical para regular

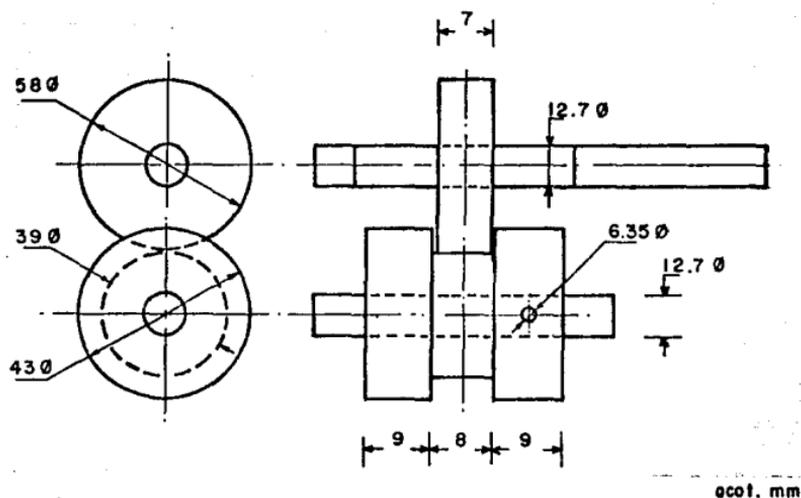


Fig. 4.11. RODILLOS DOBLADORES.

el apriete entre ambos rodillos. En la parte inferior de la placa, hay un barreno para colocar un cojinete donde girará el eje del rodillo ranurado. Cada placa tiene cuatro barrenos machuelados para alojar igual número de tornillos, los superiores son para sujetar la placa del dispositivo regulador de presión y los inferiores son para fijar la placa en la mesa de trabajo.

La Fig. 4.12. muestra una placa porta rodillos.

4.3.3. Mecanismo Regulador de Presión de los Dobladores.

Regula la presión ejercida por los rodillos dobladores al efectuar su acción sobre la cinta de aluminio cortada.

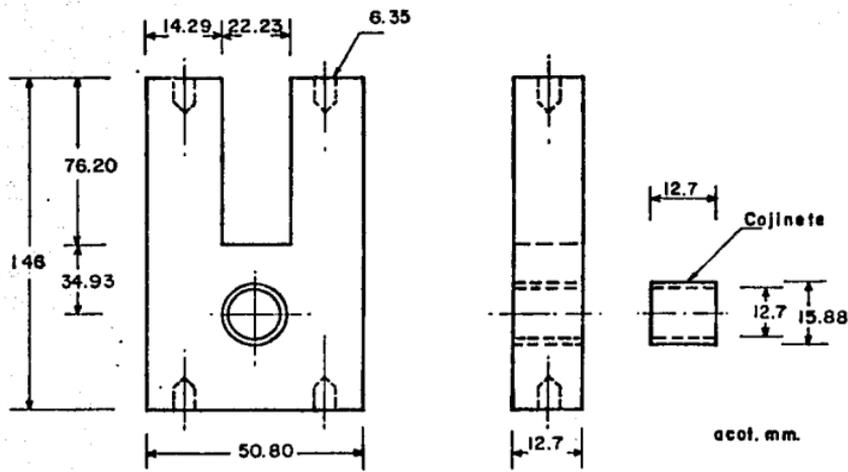


Fig. 4.12. PLACA PORTA RODILLOS.

El funcionamiento de este dispositivo es similar al descrito con anterioridad para el sistema regulador de presión de los cortadores.

La Fig. 4.13. muestra las partes integrantes de este dispositivo.

4.4. Arrollamiento de Aletas.

El arrollamiento de las aletas se hizo manualmente alrededor del tubo, en forma helicoidal con un paso propuesto de 3.88 mm. Se empleó un alambre sobrepuesto para mejorar el contacto entre ambas superficies y además evitar la rotura de la cinta aletada debido a la fuerza de tensión. En total se arrollaron 24 tubos (Fig. 4.14).

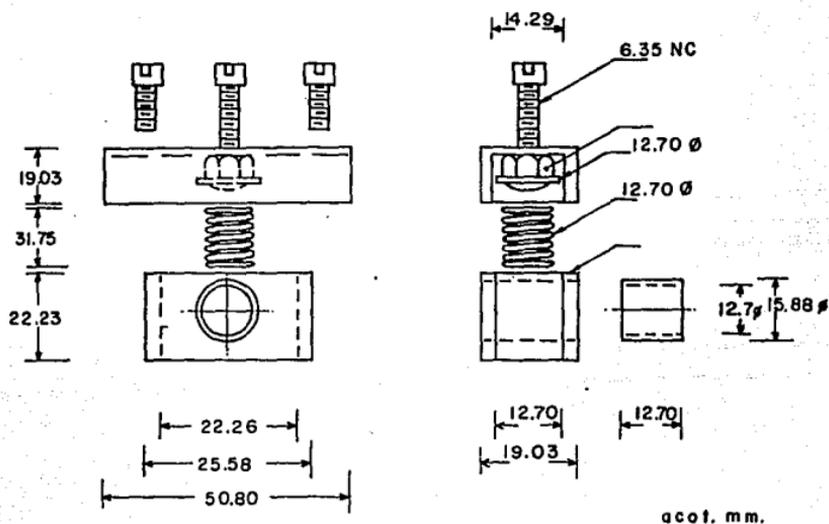


Fig. 4.13. MECANISMO REGULADOR DE PRESION.



Fig. 4.14. ARROLLAMIENTO DE LA CINTA ALETADA.

4.5. Espejos Laterales.

Los espejos son placas con agujeros distribuidos de forma triangular, alojando los extremos de los tubos para dar cuerpo al serpentín.

Sus medidas se muestran en la Fig. 4.15.

El material empleado es lámina calibre No. 20.

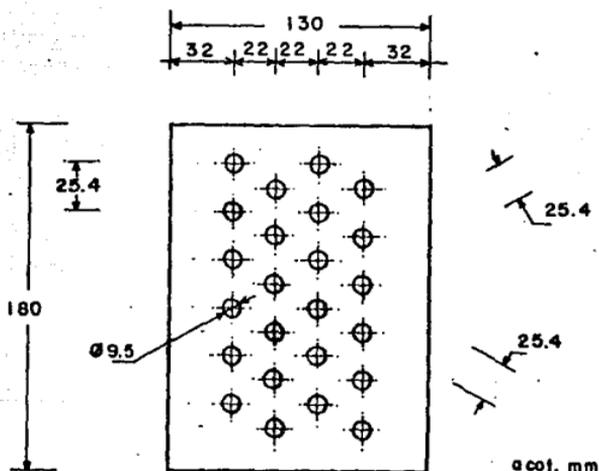


Fig. 4.15. DISTRIBUCION DE BARRENOS EN EL ESPEJO.

4.6. Ensamble del Serpentín.

El serpentín lo constituyen las siguientes partes: tubos aletados, espejos, tapas superior e inferior, retornos y cabezales, el proceso de ensamble se describe a continuación (Fig. 4.16.).

Los tubos se colocaron en sus soportes o espejos, para lograr la rigidez necesaria y evitar movimiento relativo entre ambos, se sujetaron los espejos remachando sus extremos con las tapas.

La unión de codos y cabezales se realizó con soldadura de estaño.



Fig. 4.16. SERPENTIN ENSAMBLADO.

4.7. Ensamble del Equipo.

Para ensamblar el equipo, se construyó una carcasa que contuviera y soportara todos los elementos componentes del Ventilador Serpentin, mencionados en el Capítulo II, a la vez se utiliza para mezcla y conducción del flujo de aire desde la entrada en los ventiladores, hasta su salida en la reducción del área transversal. Consta de dos difusores, una cámara mezcladora, colocada antes del Serpentin y a la salida de éste se encuentra el reductor para

concentrar el flujo donde se realizaron mediciones de temperatura y humedad relativa. Ver Fig. 4.16.

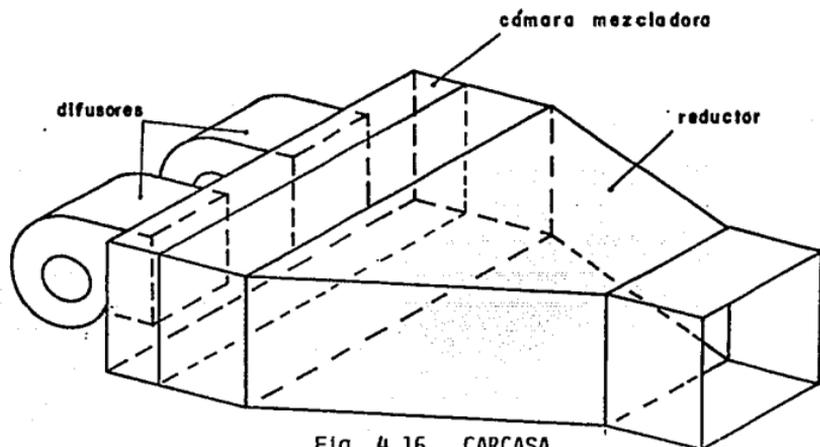


Fig. 4.16. CARCASA.

4.12. Fotografías del Material y Herramental que Intervienen en la Manufactura del Modelo.

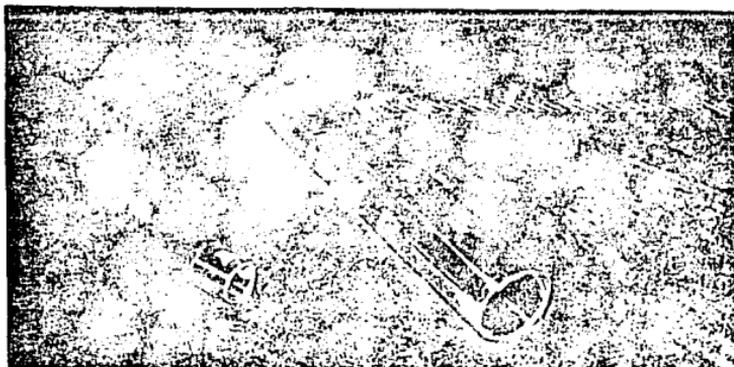


Fig. 4.17. CINTA DE ALUMINIO CORTADA A 28.6 mm.

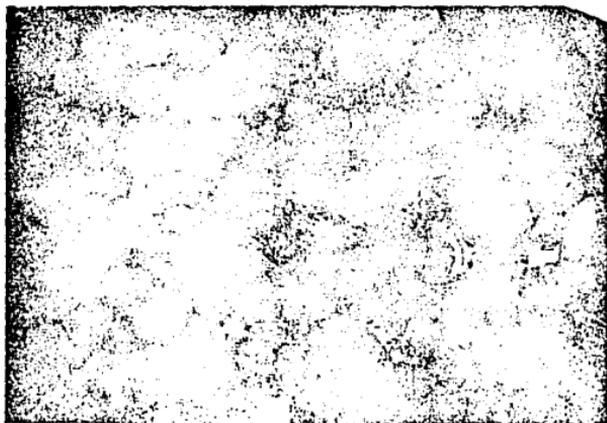


Fig. 4.18. CINTA DE ALUMINIO ANTES Y DESPUES DEL CORTE.

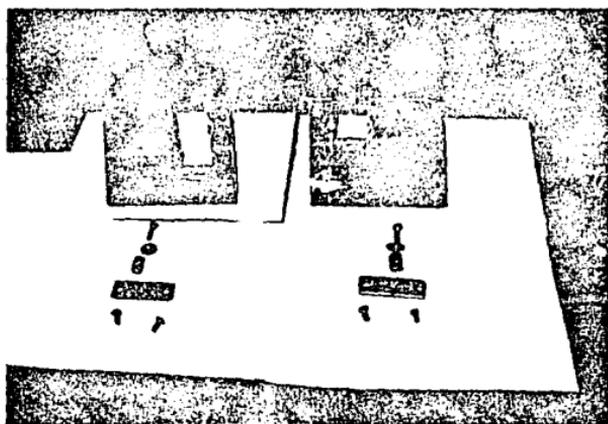


Fig. 4.19. PLACA PORTACORTADORES Y MECANISMOS REGULADORES DE PRESION.

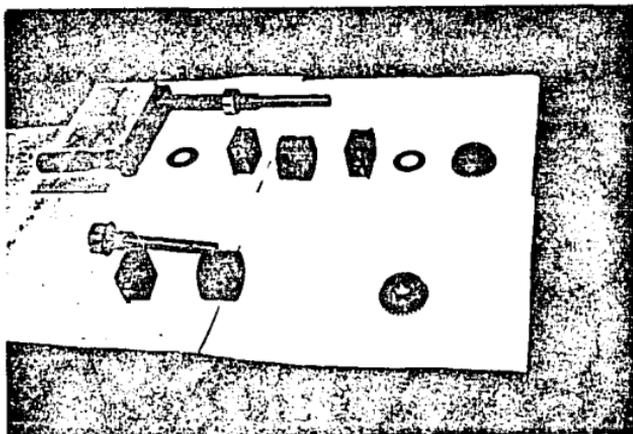


Fig. 4.20. CORTADORES CIRCULARES, BLOQUES DE RODAMIENTOS Y MANIVELA.



Fig. 4.21. PROCESO DE CORTE DE LA CINTA ALETADA.



Fig. 4.22. SUPERFICIE ALETADA DE ALUMINIO ARROLLADA HELICOIDALMENTE SOBRE EL TUBO DE COBRE.



Fig. 4.23. SERPENTIN, CABEZAL, RETORNOS Y SOPORTES DE LOS TUBOS.



Fig. 4.24. EVOLVENTES DE LOS VENTILADORES ACOPLADOS A LA CAJA DE MEZCLA DE AIRE.



Fig. 4.25. MOTOR DE INDUCCION CON DOBLE FLECHA ACOPLADO A LOS VENTILADORES.

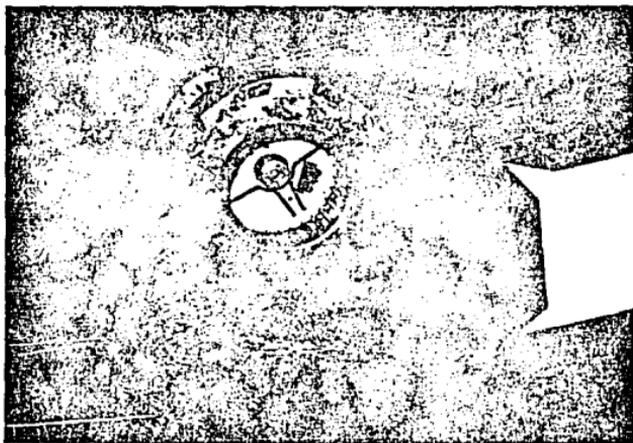


Fig. 4.26. VENTILADOR DENTRO DE LA EVOLVENTE.

V. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MODELO.

Las pruebas consistieron en tomar las temperaturas del agua y del aire a la entrada y salida del Serpentin. Para efectuar dichas pruebas se utilizó agua helada con gasto constante, flujo de aire variable, además se requirió tener un clima caluroso, sin viento y poca humedad relativa. Ver Fig. 5.1.

Para satisfacer la necesidad de agua helada se utilizó un depósito de agua con hielo, el gasto de agua se consiguió con una pequeña bomba sumergible, su medición se hizo con un depósito de agua y un cronómetro, midiendo el tiempo de llenado en cada prueba.

Se hicieron tres pruebas al modelo, durante éstas se varió el flujo de aire, permaneciendo constante el gasto de agua cuya temperatura se mantuvo razonablemente constante, bajo estas circunstancias se consideraron válidas las lecturas realizadas.

Para calcular la velocidad del aire y posteriormente su gasto se emplea la ecuación.

$$Q = \dot{m} C_p (T_1 - T_0) = \dot{m}_a C_{pa} (t_1 - t_0)$$

Las temperaturas se midieron mediante dos termómetros y un psicrómetro para evaluar las temperaturas de bulbo seco y húmedo respectivamente.

5.1. Análisis.

Parámetros de interés para el análisis de las pruebas.

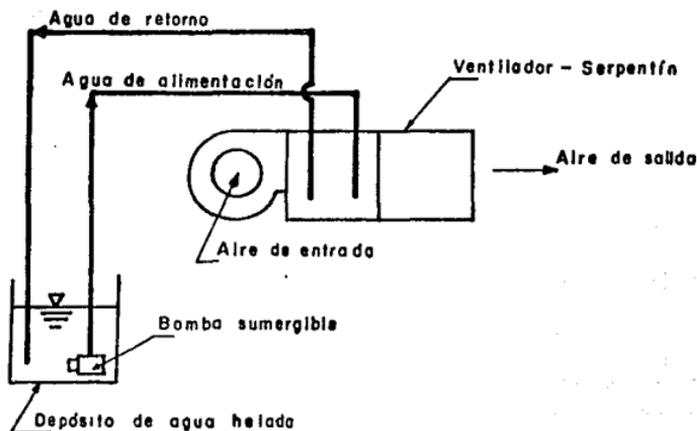


Fig. 5.1. DIAGRAMA DE LAS PRUEBAS.

EQUIPO UTILIZADO EN LAS PRUEBAS:

- Termómetro de - 4 °C a 100°C.
- Cronómetro.
- Depósito de 20 litros.
- Depósito de 60 litros.
- Bomba de agua sumergible.
- Mangueras de 12.7 mm. de diámetro.
- Abrazaderas.
- Psicrómetro.
- Hielo.
- Agua.
- Mesa para colocar el modelo.
- Modelo del Ventilador Serpentina.

- a) Gasto volumétrico del agua: (G_a)
- b) Gasto másico del agua: (\dot{m}_a)
- c) Calor transferido: (Q)
- d) Velocidad del aire a la salida del serpentín: (V_o)
- e) Gasto volumétrico del aire: (G)
- f) Gasto másico del aire: (\dot{m})

Se utilizan los valores promedio aritmético anotados en la Tabla 2.

Primera Prueba:

- Calor transferido al agua por el aire.

$$Q = \dot{m}_a C_{pa} (t_1 - t_0) = \dot{m} C_p (T_1 - T_0) \quad 5.1$$

El calor cedido por el aire es el mismo que el calor absorbido por el agua.

- Gasto másico del agua.

$$\dot{m}_a = \rho_a G_a$$

$$G_a = \frac{20 \times 10^{-3}}{105} = 0.1905 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} \quad 5.2$$

$$\rho_a = 1000 \frac{Kg}{m^3}$$

Sustituyendo valores en 5.2:

$$\dot{m}_a = (1 \times 10^3) (0.1905 \times 10^{-3}) \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_a = 0.1905 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Calor específico del agua.

De la Tabla A-2. Propiedades físicas de líquidos*1:

A una temperatura del agua de 2.167 °C, interpolando los datos:

$$C_{pa} = 4.306 \times 10^3 \frac{\text{Ws}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

y de la Tabla 2:

$$(t_1 - t_0) = 2.167^\circ\text{C}$$

Sustituyendo valores en 5.1:

$$Q = (0.1905)(4.306 \times 10^3)(2.167) \frac{\text{Kg} \text{ W s } ^\circ\text{C}}{\text{s Kg } ^\circ\text{C}}$$

$$Q = 1777.57 \text{ W}$$

- Para obtener la velocidad del aire a la salida del serpentín, se utiliza la ecuación 5.1 sin considerar pérdidas de calor.

$$\dot{m} C_p (T_1 - T_0) = 1777.57 \text{ W}$$

5.3

*1 Transferencia de calor, Özisik, Mc Graw Hill, pag. 480 y 476.

donde el calor específico a presión constante del aire a 2.167°C es:

$$C_p = 1.0073 \times 10^3 \frac{\text{W s}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \quad (\text{Tabla A-1}^{*1})$$

$$T_1 - T_0 = 3.83^\circ\text{C}$$

Sustituyendo los valores en 5.3 y despejando \dot{m} , se obtuvo:

$$\dot{m} = \frac{1777.57}{(1.0073 \times 10^3)(3.83)} \frac{\text{W Kg}^\circ\text{C}}{\text{W s}^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m} = 0.4607 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- Velocidad del aire. De la siguiente igualdad:

$$\dot{m} = \rho G = \rho V_0 A_0$$

Se despeja V_0 :

$$V_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0} \quad 5.4$$

- La densidad del aire a 20°C en la Ciudad de México es:
De la ecuación de los gases ideales:

$$Pv = RT \quad 5.5$$

$$v = \frac{RT}{P}$$

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

*1 Transferencia de calor, Ozisik, Mc Graw Hill, pag. 480 y 476.

donde:

$$P = 78048 \frac{N}{m^2}$$

$$R = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$T = 293 \text{ K.}$$

Sustituyendo valores en 5.5:

$$\rho = \frac{78048}{(287)(293)} \frac{kg \cdot m}{s^2 \cdot m^2} \frac{s^2 \cdot kg \cdot K}{kg \cdot m \cdot m \cdot K}$$

$$\rho = 0.928 \frac{kg}{m^3}$$

$$A_0 = (0.18)(0.78) m^2$$

$$A_0 = 0.1404 m^2$$

Sustituyendo valores en 5.4:

$$V_0 = \frac{0.4607}{(0.928)(0.1404)} \frac{kg \cdot m^3}{s \cdot kg \cdot m^2}$$

$$V_0 = 3.536 \frac{m}{s}$$

- Segunda Prueba.

Los gastos volumétrico y másico son iguales que en la primera prueba, entonces:

$$\dot{m}_a = 0.1905 \frac{kg}{s}$$

El valor del calor específico del agua C_p se considera igual que en la prueba anterior:

$$C_p = 4.306 \times 10^3 \frac{W \cdot s}{kg \cdot ^\circ C}$$

$$t_1 - t_0 = 1.725^\circ\text{C}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 5.1:

$$Q_a = (0.1905)(4.306 \times 10^3)(1.725)$$

$$Q_a = 1415.00 \text{ W}$$

- Velocidad del aire a la salida del serpentín utilizando la ecuación 5.3:

$$C_p = 1.0073 \times 10^3 \frac{\text{Ws}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

De la Tabla 2:

$$T_1 - T_0 = 8.75^\circ\text{C}$$

Despejando \dot{m} de la ecuación 5.3 y sustituyendo los valores, se tiene:

$$\dot{m} = \frac{1415}{(1.0073 \times 10^3)(8.75)}$$

$$\dot{m} = 0.1605 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\rho = 0.928 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$A_o = 0.1404 \text{ m}^2$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 5.4 y despejando V_o se tiene:

$$V_o = \frac{0.1605}{(0.928)(0.1404)}$$

$$V_o = 1.232 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Tercera Prueba.

En la Tabla 2 se observa que el gasto másico es:

$$\dot{m} = 0.1896 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El calor específico del agua es:

$$C_p = 4.306 \times 10^3 \frac{\text{Ws}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

$$t_1 - t_0 = 2.0^\circ\text{C}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 5.1:

$$Q_a = (0.1896)(4.306 \times 10^3)(2)$$

$$Q_a = 1632.84 \text{ W}$$

- La velocidad del aire con al ecuación 5.3:

$$C_p = 1.0073 \times 10^3 \frac{\text{Ws}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

De la Tabla 2:

$$T_1 - T_0 = 9.5^\circ\text{C}$$

De la ecuación 5.3 se despeja \dot{m} y se sustituyen los valores anteriores:

$$\dot{m} = \frac{1632.84}{(1.0073 \times 10^3)(9.5)}$$

$$\dot{m} = 0.1706 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\rho = 0.928 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

TABLA I. LECTURA DE LAS PRUEBAS REALIZADAS AL MODELO.

No. PRUEBA	TEMPERATURA AIRE (°C)				TEMPERATURA AGUA (°C)		FLUJO VOLUMETRICO Y MASICO DEL AGUA			
	ENTRADA		SALIDA		ENTRADA	SALIDA	LITROS	TIEMPO (S)	Ga (m ³ /s)	ma (Kg/s)
	To	Tbho	Ti	Tbi	to	ti				
1	25	13	23	11.5	4.5	7	20	105	1.9×10^{-4}	0.1905
			20	11.0	6.0	8	20	104	1.92×10^{-4}	0.1923
			20.5	11.0	7.0	9	20	106	1.8×10^{-4}	0.1887
2	26	13	16.0	10.0	1.5	3	20	105	1.9×10^{-4}	0.1905
			17.0	10.0	1.5	3.1	20	104	1.9×10^{-4}	0.1923
			17.0	10.0	1.5	3.5	20	106	1.8×10^{-4}	0.1887
			19.0	11.0	3.7	5.5	20	105	1.8×10^{-4}	0.1905
3	26.5	13.5	17.0	8.0	1	3	20	106	1.8×10^{-4}	0.1887
			17.0	9.0	2	4	20	105	1.9×10^{-4}	0.1905

TABLA 2. VALORES PROMEDIO DE LA PRUEBAS.

No. PRUEBA	TEMPERATURA AIRE (°C)				TEMPERATURA AGUA (°C)			GASTO VOLUMETRICO AGUA (m ³ /s)	GASTO MASICO AGUA (Kg/s)	
	To - T _i	PROMEDIO			ti - to	PROMEDIO				
		To-T _i	T _i	To		ti-to	t _i			to
1	2	3.83	21.16	25	2.5	2.167	8.0	5.833	1.905 x 10 ⁻⁴	0.1905
	5				2					
	4.5				2					
2	10	8.70	15.25	26	1.5	1.725	3.775	2.05	1.905x 10 ⁻⁴	0.1905
	9				1.6					
	9				2					
	7				1.8					
3	9.5	9.50	17	26.5	2	2.00	3.50	1.50	1.896x 10 ⁻⁴	0.1896
	9.5				2					

TABLA 3. DATOS PROMEDIO EXPERIMENTALES

No. PRUEBA	\dot{m}_a $\frac{\text{Kg}}{\text{s}}$	\dot{m} $\frac{\text{Kg}}{\text{s}}$	V_o $\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Q_a W
1	0.1905	0.4607	3.536	1777.57
2	0.1905	0.1605	1.232	1415.00
3	0.1806	0.1706	1.309	1632.84

$$A_o = 0.1404 \text{ m}^2$$

Despejando V_o de la ecuación 5.4 y sustituyendo los valores:

$$V_o = \frac{0.1704}{(0.928)(0.1404)}$$

$$V_o = 1.309 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor.

$$u = \frac{Q}{A \Delta T \ell_n} \quad ;$$

5.6

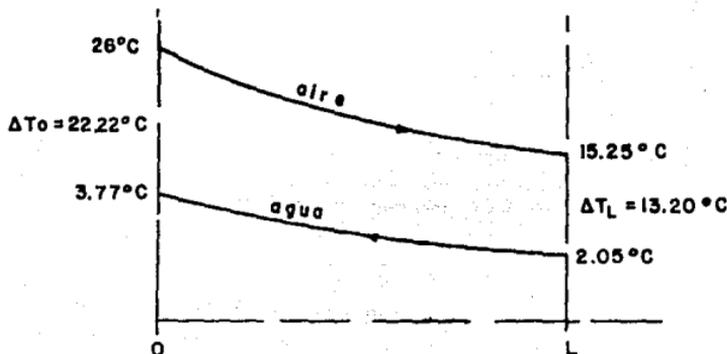


FIG. 5.2, Comportamiento de los fluidos.

$$\Delta T \ell_n = \frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ell_n \frac{\Delta T_o}{\Delta T_L}}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta T \ell_n = \frac{22.22 - 13.20}{\ell_n \frac{22.22}{13.20}}$$

$$\Delta T \ell_n = 17.32^\circ\text{C}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 5.6:

$$u = \frac{1415}{(2.976)(17.32)}$$

$$u = 27.45 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

- Cálculo de la Eficiencia.

Para un intercambiador de calor de flujo cruzado, con un flujo que se mezcla y el otro sin mezclarse:

$$C_{\Delta T_{in}} = \dot{m}aC_{pa} = (0.1905)(4300)$$

mez:

$$C_{\Delta T_{in}} = 819.15 \frac{W}{^{\circ}C}$$

mez:

$$C_{mez} = \dot{m}C_p = (0.1605)(1007.3)$$

$$C_{mez} = 161.67 \frac{W}{^{\circ}C}$$

$$\frac{C_{mez}}{C_{\Delta T_{in}}} = \frac{161.67}{819.15}$$

mez:

$$\frac{C_{mez}}{C_{\Delta T_{in}}} = 0.1974$$

mez:

$$NUT = \frac{AU}{C_{min}}$$

Sustituyendo valores:

$$NUT = \frac{(2.976)(27.45)}{161.67}$$

$$NUT = 0.505$$

En la Fig. 5.3., con C_{min}/C_{max} y NUT se obtiene la eficiencia

$$\epsilon = 39 \%$$

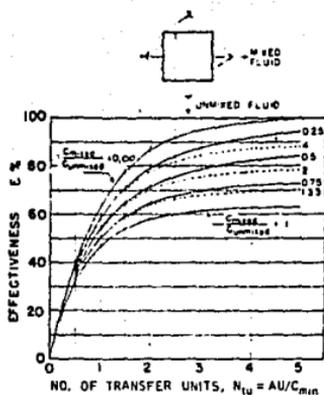


Fig. 5.3 . Eficiencia del calor transferido ϵ ,
como una función de NUT y el cociente $C_{mezcl}/C_{sinmezcl}$;
intercambiador a flujo cruzado con un fluido mezclado.

VI. PARAMETROS DE UN VENTILADOR SERPENTIN COMERCIAL.

El equipo analizado es un Ventilador Serpentin Recold RMB 200.

TABLA 4

P A R A M E T R O	S. I.	S. Inglés
Carga térmica a vencer	1650 W	5631.40 BTU
Temperatura aire de entrada	26.7 °C	80 °F
Temperatura bulbo húmedo entrada	16.1 °C	61 °F
Temperatura agua de entrada	7.2 °C	45 °F
Temperatura aire de salida	13.66 °C	56.6 °F
Temperatura bulbo húmedo salida	11.49 °C	51.67 °F
Temperatura agua de salida	12.78 °C	55 °F
Gasto másico de agua	0.0647 Kg/s	1.02 gpm
Gasto másico de aire	0.1256 Kg/s	266.47 cfm
Densidad de aletado	315 $\frac{\text{aletas}}{\text{metro}}$	8 $\frac{\text{aletas}}{\text{pulg.}}$
Diámetro interior del tubo	0.015875 m	0.625 pulg
Diámetro exterior del tubo	0.01787 m	0.705 pulg
Espesor de aleta	0.0005 m	0.020 pulg
Longitud del serpentín	0.3556 m	14 pulg
Altura del serpentín	0.20 m	7.875 pulg
Ancho del serpentín	0.25 m	10 pulg
Número de tubos	16	16
Número de aletas	112 aletas	112
Area de una aleta	0.092 m ²	0.99 pies ²
Area aletada total	10.30 m ²	110.87 pies ²
Area sin aletado de los tubos	0.269 m ²	2.89 pies ²
Area total de transferencia	10.57 m ²	113.77 pies ²

6.1 Cálculo del Coeficiente Total de Transferencia de Calor.

$$u = \frac{Q}{\Delta T \ell n}$$

La Fig. 6.1. muestra cómo se comportan los fluidos.

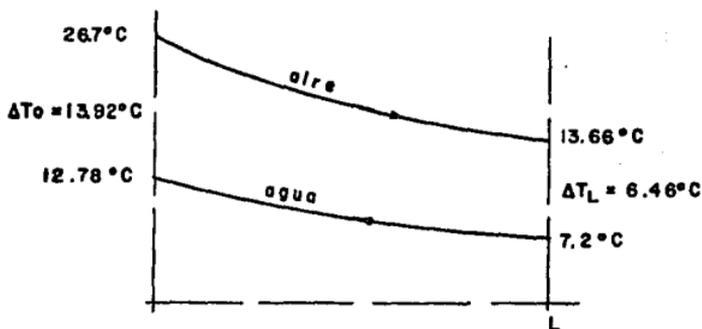


FIG. 6.1, Comportamiento de los fluidos.

$$\Delta T \ell n = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ell n \frac{\Delta T_0 + \Delta T_L}{2}}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta T \ell n = \frac{13.92 - 6.46}{\ell n \frac{13.92 + 6.46}{2}}$$

$$\Delta T \ell n = 9.72^{\circ}\text{C}$$

Sustituyendo valores en 6.1:

$$u = \frac{1650}{(10.57)(9.72)}$$

6.1

$$u = 1606 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

6.2. Cálculo de la Eficiencia.

Para un intercambiador de calor de flujo cruzado, con fluidos sin mezclarse, se tiene:

$$C_{max} = \dot{m} C_p = (0.0647)(4300)$$

$$C_{max} = 278.2 \frac{W}{^\circ C}$$

$$C_{min} = \dot{m} C_p = (0.1256)(1007.3)$$

$$C_{min} = 126.5 \frac{W}{^\circ C}$$

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{126.5}{278.2}$$

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.4550$$

$$NUT = \frac{AU}{C_{min}}$$

$$NUT = \frac{(10.57)(16.06)}{126.5}$$

$$NUT = 1.342$$

En la Fig. 6.2 con C_{min}/C_{max} y NUT se obtiene la eficiencia:

$$\epsilon = 65 \%$$

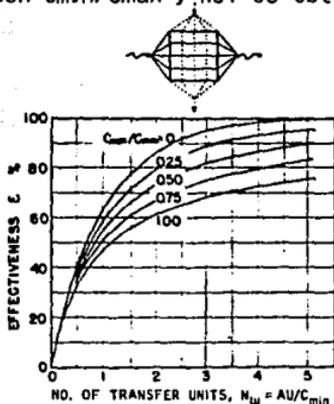


Fig. 6.2. EFICIENCIA ϵ , PARA INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON FLUIDOS SIN MEZCLARSE.

VII PARAMETROS DE COMPARACION.

Se comparan los mismos parámetros entre los serpentines: teórico, modelo experimental y comercial.

TABLA 5

LI TE RA LES	PARAMETRO	EQUIPO TEORICO	EQUIPO MODELO EXPERI MENTAL	EQUIPO COMERCIAL	UNIDADES
Q	Calor transferido	1650	1415	1650	W
U	Coef. total transferencia	29.00	27.45	16.06	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
A	Area de transferencia	5.952	2.98	10.57	m ²
\dot{m}	Gasto másico aire	0.16	0.1605	0.1256	$\frac{Kg}{s}$
\dot{m}_a	Gasto másico agua	0.0676	0.1905	0.0647	Kg/s
T ₀	Temp. entrada de aire	26	26	26.7	°C
T ₁	Temp. salida de aire	15.66	15.25	13.6	°C
t ₀	Temp. entrada de agua	7.2	2.05	7.2	°C
t ₁	Temp. salida de agua	12.89	3.775	12.78	°C
NUT	No. Unid. de transferencia	1.067	0.505	1.342	-
ε	Eficiencia	55	39	65	%
N _f	Densidad aletado	257	257	315	aletas/m
	Longitud del serpentín	0.78	0.78	0.3556	m
	Ancho del serpentín	0.198	0.110	0.25	m
	Altura del serpentín	0.170	0.170	0.20	m
	Número de tubos	48	24	16	tubos.
	Diámetro de tubos	0.0095	0.0095	0.01587	m

Para comparar los serpentines se llevó a cabo el diseño teórico del serpentín modelo, fijando los siguientes parámetros: la capacidad térmica, temperaturas de entrada y salida de los fluidos de trabajo, así como sus gastos másicos, las dimensiones físicas del serpentín; tipo de aletas, densidad de aletado, número de tubos, longitud, ancho y altura. El NUT y la eficiencia se calcularon.

Los parámetros del serpentín comercial se obtuvieron de un catálogo de información técnica para selección de equipos Ventilador Serpentín marca Recold RMB 200, publicado por el fabricante de dichos equipos.

Los datos anotados en la columna central corresponden al modelo experimental y se obtuvieron al llevar a cabo una serie de pruebas, cuyos resultados aparecen en las Tablas 1, 2 y 3 del Capítulo V.

En la Tabla 5 se puede observar que la eficiencia del serpentín comercial es mayor a la presentada por los otros dos serpentines, el teórico tiene una capacidad de 1650 W y el modelo experimental 1415 W.

El coeficiente total de transferencia de calor es mayor en el serpentín teórico; lo siguen el experimental y el comercial, ésto indica que los dos primeros tienen mayor capacidad para transferir calor por unidad de área.

el área de transferencia en el serpentín comercial es mayor, respecto a los otros dos serpentines.

La longitud de los dos primeros serpentines es mayor comparada con el comercial, pero este último presenta mayor dimensión en el ancho y altura, respectivamente.

Las temperaturas del agua, de entrada y salida es menor en el serpentín modelo, ésto es debido a las condiciones de prueba del equipo.

VIII. CONCLUSIONES.

No se obtuvo un incremento en la eficiencia del Serpentín como se había planteado en el objetivo de este trabajo, pero se incrementó el coeficiente total de transferencia de calor, respecto al calculado en el serpentín comercial. El Serpentín modelo puede transferir la misma cantidad de calor con el 56% del área total del serpentín comercial, con ésto se tiene una reducción en material y por consiguiente en su costo de fabricación, además su fabricación puede ser artesanal sin recurrir a maquinaria especializada.

La construcción del Serpentín modelo no se hizo como lo especificaba el diseño, debido a las carencias de material y apoyo económico.

En las pruebas realizadas al Serpentín, las condiciones de operación no fueron las mismas que las propuestas en el diseño, porque se careció de una máquina enfriadora de agua. Lo mismo ocurrió con el gasto másico de agua, al no tener la bomba adecuada. Por lo tanto, no se realizó el número suficiente de pruebas para obtener valores representativos de los parámetros involucrados en las pruebas.

En la Tabla 2 del Capítulo V, se observa que la diferencia de temperaturas de entrada y salida del agua es muy pequeña, ésto se le atribuye a la resistencia térmica de contacto entre la base de la cinta aletada y el tubo, debido a la mala sujeción mecánica, ya que la unión entre ambas partes se realizó con un alambre magneto. Para resolver el problema de sujeción, es necesario utilizar un adhesivo conductor de calor.

Es recomendable que se establezcan programas de apoyo económico para estos trabajos, ya que éste se realizó sin financiamiento, teniendo como consecuencia serias limitaciones respecto a la disposición de los materiales empleados.

IX. BIBLIOGRAFIA.

1. TRANSFERENCIA DE CALOR, M. Necati Ozisik, Mc Graw Hill, 1980, México.
2. TRANSFERENCIA DE CALOR, J. P. Holman, C.E.C.S.A., 1986, México.
3. HEAT EXCHANGER DESIGN, Arthur P. Fraas and M. Necati Ozisik, John Wiley and Sons, Inc., New York.
4. Catálogo de Selección de Equipos Ventilador Serpentin marca RECOLD RMB.
5. MANUAL DE REFRIGERACION GILVERT COPELAND, parte 2.
6. HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP PERFORMANCE OF FINNED TUBE BUNDLES, P.W. Eckels and T.J. Rabas, Journal of Heat Transfer, vol. 107, ASME, 1985.
7. VENTILADORES, Conceptos Básicos de la Aerodinámica y su Aplicación, Per Olof Alfredsson, Fläk.
8. COMPACT HEAT EXCHANGERS, Kays and London, Mc Graw Hill, U.S.A., 1964.
9. FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION. Eduar do Hernández Goribar, LIMUSA.

X. NOMENCLATURA.

Literal	Descripción
A	Area total de transferencia de calor.
A_o	Area de la tolva de medición a la salida.
$A_{mín}$	Area mínima del serpentín.
A_{face}	Area libre frontal del serpentín.
A_t	Area transversal de un tubo.
a	Area transversal de calor total por cada tubo.
a_f	Ancho de la aleta.
a_o	Area de aletado.
$^{\circ}C$	Grados centígrados.
C_p	Calor específico a presión constante del aire.
C_{pa}	Calor específico del agua.
C_{mez}	\dot{m}_{cp} del flujo que se mezcla.
$C_{sin\ mez}$	\dot{m}_{cp} del flujo sin mezclarse.
D	Diámetro.
d_{col}	Diámetro exterior del tubo incluyendo el espesor de la aleta.
d_i	Diámetro interior de un tubo.
e	Espesor de la aleta.
G	Gasto volumétrico de aire
G_a	Gasto total volumétrico de agua.
G_c	Gasto volumétrico de agua por cada tubo.
G_{max}	Velocidad de masa.
h	Profundidad del diente del cortador.
h_e	Coefficiente convectivo exterior.
h_i	Coefficiente convectivo interior.
J	Factor de Colburn.
K	Grados Kelvin.
K	Coefficiente de conductividad térmica del aire.
K_a	Coefficiente de conductividad térmica del agua.
K_{al}	Coefficiente de conductividad térmica del aluminio.
K_{cu}	Coefficiente de conductividad térmica del cobre.
L	Longitud del tubo en contacto con las aletas.

L_s	Longitud total del serpentín.
L	Altura de la aleta.
L_c	Longitud corregida de la aleta.
m	Número de divisiones requeridas en la pieza.
m	Parámetro de eficiencia de la aleta.
\dot{m}	Gasto másico del aire.
\dot{m}_a	Gasto másico del agua.
N	Número de dientes del cortador.
N_d	Densidad de aletado.
Nu	Número de Nusselt.
NUT	Número de unidades de transferencia de calor.
n	Número de divisiones del disco del cabezal divisor.
p	Presión atmosférica.
Pe	Número de Peclet.
Ph	Paso helicoidal de la cinta aletada.
Pr	Número de Prandtl.
P_t	Perímetro de la aleta.
p	Perímetro del cortador.
Q	Calor transferido.
R	Relación de división del cabezal divisor.
R	Constante particular del aire.
R	Resistencia térmica total.
R_c	Resistencia térmica de contacto.
Re	Número de Reynolds.
R_i	Resistencia térmica en el interior del tubo.
R_{oa}	Resistencia térmica de la aleta.
R_t	Resistencia térmica de conducción en el tubo.
r_a	Radio interior del tubo.
r_b	Radio exterior del tubo.
r_c	Radio al punto de contacto de la aleta.
SL	Distancia longitudinal entre centros de los tubos.
ST	Distancia transversal entre centros de los tubos.
T	Temperatura ambiente del aire.
T_o	Temperatura del aire a la entrada del serpentín.
T_1	Temperatura del aire a la salida del serpentín.

T_b	Temperatura media del aire.
T_{bh}	Temperatura del bulbo húmedo del aire.
T_{bs}	Temperatura del bulbo seco del aire.
t_0	Temperatura de entrada al serpentín, del fluido refrigerante.
t_1	Temperatura de salida del serpentín, del fluido refrigerante.
t_b	Temperatura media del agua.
u	Coficiente total de transferencia de calor.
v_a	Velocidad del agua en el interior del tubo.
v_o	Velocidad del aire a la salida del serpentín.
v	Volumen específico del aire.
w	Watts.
β	Relación de áreas, de aletado y total.
ΔT_0	$T_0 - t_1$
ΔT_L	$T_1 - t_0$
ΔT_{Ln}	Diferencia media logarítmica de temperaturas.
ϕ	Diámetro
ρ	Densidad del aire.
ρ_a	Densidad del agua.
ν	Viscosidad cinemática.
μ	Viscosidad dinámica.

APENDICE A.

MOTORES ELECTRICOS.

El motor eléctrico es un dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica rotatoria.

Los motores eléctricos se clasifican en:

Motores de corriente directa y motores de corriente alterna, sin embargo generalmente en aire acondicionado se utilizan los últimos por ser de tipo comercial.

Los motores de corriente alterna utilizados por los equipos Ventilador Serpentin son:

Motores monofásicos de condensador permanente o motores monofásicos de polos sombreados.

Sus características se describen a continuación:

Motor de condensador permanente.

Si no se requiere un elevado par de arranque, este tipo de motor es el apropiado. Su principal empleo es en sistemas con presiones igualadas como en los de acondicionamiento de aire y pequeñas unidades comerciales.

Para uso en equipos de aire acondicionado, como es el caso del Ventilador Serpentin, se utiliza un motor con doble flecha para hacer girar dos rotores acoplados directamente.

La Fig. A-1 muestra el diagrama de conexión de un motor de este tipo.

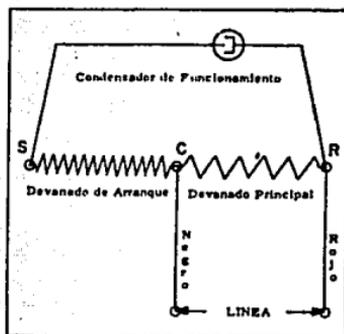


Fig. A-1 MOTOR DE CONDENSADOR PERMANENTE

Motores de Polos Sombreados.

Este tipo de motores tiene en cada polo una ranuración donde se aloja un anillo en corto haciendo las veces de un transformador en corto circuito en el secundario. Al aplicar un voltaje al devanado principal, éste induce una corriente al anillo que a su vez induce un campo y una corriente defasada a la corriente principal en fase del tiempo. Como resultado se tiene una pequeña componente del flujo barriendo a través de la cara del polo desde la porción no sombreada hasta la porción sombreada de la misma manera que un campo magnético rotatorio. Estos motores se utilizan para impulsar ventiladores pequeños y también en equipos Ventilador Serpentin.

APENDICE B

VENTILADORES.

Para impulsar la cantidad de aire suficiente que debe pasar por el serpentín, se necesita utilizar un ventilador.

El ventilador es una turbo máquina de fluido que suministra el aire necesario, a la presión requerida, para vencer las diferentes resistencias tales como: fricción en las paredes de los ductos o accesorios, así como para producir el flujo a una velocidad determinada.

Clasificación:

Los ventiladores se clasifican: por la forma de suministrar el flujo de aire respecto al eje, por la presión de trabajo, por la curvatura de los álabes impulsores.

En el primer caso tenemos:

Ventiladores Axiales.

Ventiladores Radiales o Centrífugos.

Respecto a la presión.

Ventiladores de baja presión, de 0 a 100 mm. C. A.

Ventiladores de media presión de 100 a 300 mm. C.A.

Ventiladores de alta presión de 300 a 1000 mm. C.A.

Por la curvatura de los álabes impulsores.

Alabes rectos.

Alabes curvados hacia atrás.

Alabes curvados hacia adelante.

el aire es un elemento que se emplea como transportador de energía, ya sea para conducir el calor, el frío o la humedad.

En el aire acondicionado son de interés los ventiladores que sean capaces de impulsar grandes cantidades de aire, que consuman poca potencia y su nivel de ruido sea mínimo.

Los ventiladores que satisfacen las características de operación descritas son centrífugos con álabes curvados hacia adelante, pues los valores de presión y volumen que desarrollan son mayores a los obtenidos con otro tipo de ventiladores (Fig. B-1, B-2 y B-3), su uso se ha extendido mucho para equipos de acondicionamiento de aire, aunque el aparato sea de dimensiones pequeñas.

Para una presión total determinada, puede comprobarse que tanto la velocidad tangencial como la velocidad angular de los ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia adelante es baja en comparación con los otros tipos de ventiladores (Fig. B-3). Las figuras B-4, B-5 y B-6 muestran los tipos de rotores que utilizan los ventiladores centrífugos.

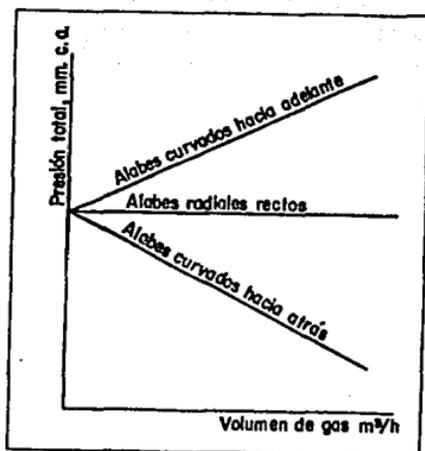


FIG. B-1 CURVAS DE VENTILADORES.

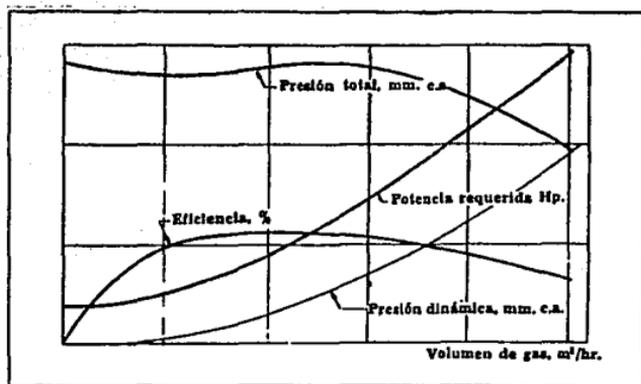


FIG. B-2 CURVAS DE CARACTERISTICAS TÍPICAS DE UN VENTILADOR DE ALABES CURVADOS HACIA ADELANTE.

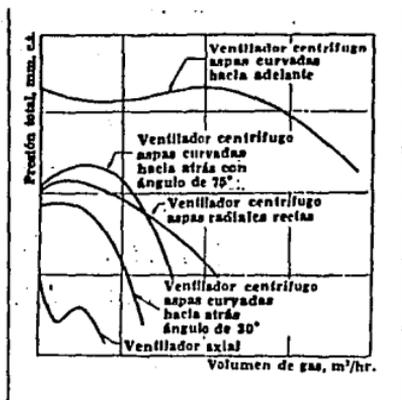


FIG. B-3 COMPARACION DE LA CURVA DE PRESION TOTAL PARA VARIOS VENTILADORES A LA MISMA VELOCIDAD TANGENCIAL.



FIG. B-4 TIPOS DE ALABES DE VENTILADOR.

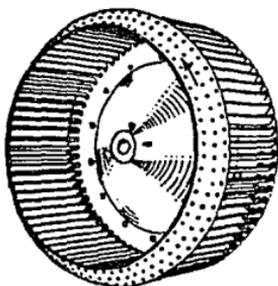


FIG. B-5 RODETE DE VENTILADOR
CON ALABES CURVADOS
HACIA ADELANTE.

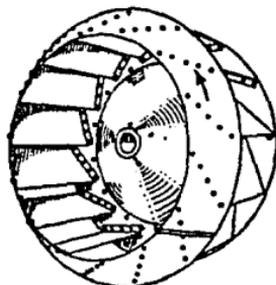


FIG. B-6 RODETE DE VENTILADOR
CON ALABES CURVADOS
HACIA ATRAS.

Las características cinemáticas mencionadas hacen que los álabes, placas del impulsor y el eje sean de dimensiones reducidas, ésto es de gran importancia porque hacen que el nivel de ruido y las vibraciones sean mínimas.

Por las razones anteriores se utilizan estos ventiladores en los equipos de aire acondicionado y en este caso en los equipos Ventilador Serpentin.

APENDICE C.

CLASIFICACION DE LOS SISTEMAS DE ALIMENTACION DE AGUA.

Se clasifican en dos grupos:

Sistema de tubería simple (dos tuberías).

Cada unidad recibe una entrada de agua fría o caliente, dependiendo de la necesidad del usuario, para enfriamiento o calentamiento, los tubos coinciden en una válvula de tres vías y una conexión al serpentín, la válvula permite el paso del agua fría o caliente, según se haga la selección por medio de un control a cargo del usuario, a la salida del serpentín hay una tubería común para conducir el agua de retorno a la máquina enfriadora o al boiler o caldera, según se muestra en la figura, en este tipo de sistema no se pueden tener cambios bruscos de calentamiento a enfriamiento y viceversa, es decir, no puede haber continuidad en el servicio, para poder hacer un cambio es necesario interrumpirlo por un día, ésto es con el fin de evitar esfuerzos térmicos que podrían dañar la instalación.

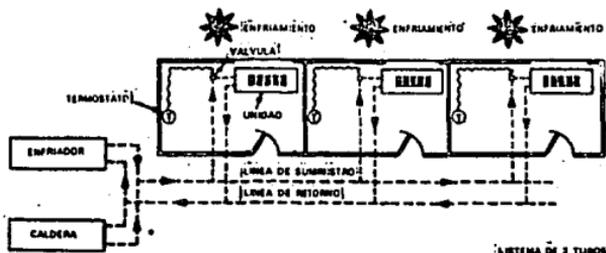


Fig. C-1 SISTEMA DE 2 TUBOS.

Sistema de varias tuberías (cuatro tuberías).

Cada unidad tiene una entrada doble para agua que puede ser fría o caliente y dos tuberías de retorno. Consta de dos serpentines; uno para calefacción y otro para enfriamiento, tuberías para conexiones, válvulas de control y la instalación eléctrica necesaria. Al contrario del sistema anterior, éste puede tener un servicio continuo, ya que es posible cambiar fácilmente de calefacción a enfriamiento y viceversa sin interrumpir el servicio y sin dañar la tubería. El único inconveniente es el aumento del costo de instalación.



Fig. C-2 SISTEMA DE 4 TUBOS.

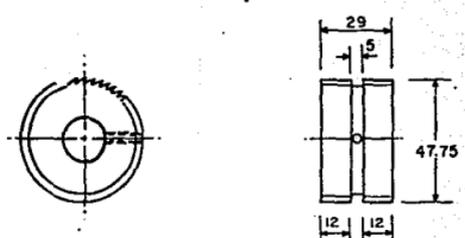
APENDICE D.

RUTAS DE TRABAJO.

Una vez calculados todos los parámetros que implican la manufactura de los dos cortadores, se procederá a realizar la ruta de trabajo, la cual tiene como función simplificar y agilizar el maquinado, siguiendo un orden lógico de pasos a efectuar.

Como la manufactura de los cortadores es considerada de mayor interés, la ruta de trabajo sólo describe el maquinado de éstos. A los demás componentes del dispositivo de corte no se les hizo dicha ruta, sólo se describen mediante dibujos o fotografías del herramental.

Las mismas consideraciones se hicieron para el dispositivo de doblado, donde las rutas de trabajo, unicamente describen la manufactura del rodillo ranurado y liso, respectivamente.



CORTADORES

ACOT. mm

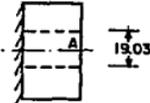
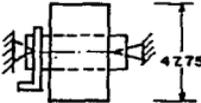
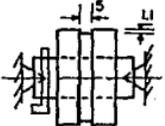
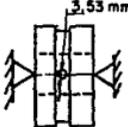
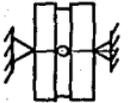
CROQUIS	OPERACIONES	SUJECCION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	<p>1) CORTAR ACERO A140, DE 50.8 mm POR 38.10mm DIAMETRO Y LONGITUD RESPECTIVAMENTE</p>	<p>SIERRA MECANICA, PRENSA</p>	<p>SEGUETA</p>	<p>FLEXOMETRO</p>
	<p>2) REFRENTAR Y BARREAR CENTRO EN CARA "A" DESBASTE AFINADO BARRENADO</p>	<p>TORNO HORIZONTAL MANDRIL UNIVERSAL DE TRES MORDAZAS BROQUERO</p>	<p>BURIL ACERO RAPI-DO BROCA DE CENTROS No. 3</p>	<p>VERNIER</p>
	<p>3) REFRENTAR CARA B</p>	<p>IDEM 2, EXCEPTO BROQUERO</p>	<p>IDEM 2, EXCEPTO BROCA DE CENTROS</p>	<p>IDEM 2</p>

FACULTAD DE INGENIERIA
 DIVISION DE INGENIERIA D. I. M. E.
 MECANICA Y ELECTRICA

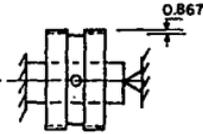
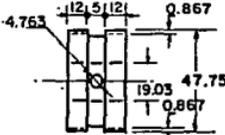
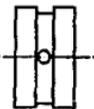
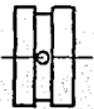
NOMBRES : FRANCISCO MUÑOZ GOMEZ
 FORTIPIO VILLAMUEVA VARGAS
 ELEUTERIO FLORES JIMENEZ
 No. DE CUENTA : 7816063-7
 781624-0
 7819270-2

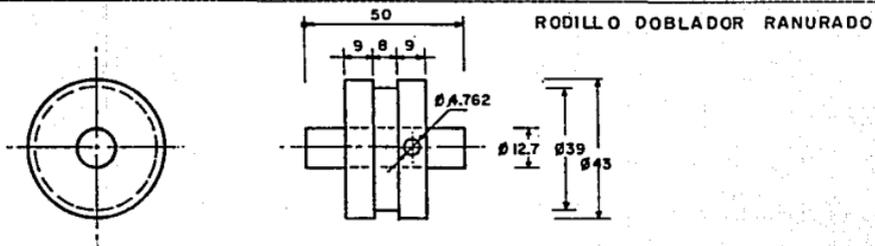
FECHA :

R U T A D E T R A B A J O

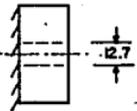
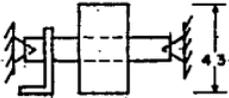
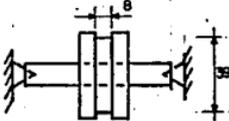
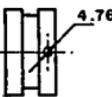
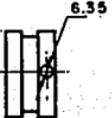
CROQUIS	OPERACIONES	SUJECION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	4) BARRENAR A 19.03mm BARRENO DE 6.35 mm BARRENO DE 12.70 mm BARRENO DE 19.03mm	IDEM 2	BROCA DE 6.35 mm BROCA DE 12.70 mm BROCA DE 19.03mm	IDEM 2
	5) CILINDRAR A 4.775 mm	IDEM 2, MANDRIL DE 19.03 mm, ENTRE PUNTOS Y PERRO DE ARRASTRE	BURIL ACERO RAPIDO	IDEM 2
	6) MAQUINAR LA RANURA DE DESAHOGO DE 5mm DE ANCHO POR 1.1mm DE PROFUNDIDAD.	IDEM 5	IDEM 5	IDEM 2
	7) BARRENAR A 3.53mm EN LA RANURA DE DESAHOGO	TALADRO PRENSA	BROQUERO BROCA DE 3.53 mm	IDEM 2
	8) MACHUELEAR A 4.7625 mm EN EL BARRENO	TALADRO PRENSA	MANERAL DE GARROTE, MACHUELO DE 4.7625 mm , 24 HILOS.	TORNILLO DE 4.763 mm DE 24 HILOS.
FACULTAD DE INGENIERIA DIVISION DE INGENIERIA D. I. N. E. MECANICA Y ELECTRICA	NOMBRES : FRANCISCO MUNOZ GOMEZ PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS ELEUTERIO FLORES JIMENEZ	No. DE CUENTA 7816063-7 8161624-0 7819270-2	FECHA :	

RUTA DE TRABAJO

CROQUIS	OPERACIONES	BUJECION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	9) CORTAR LOS 100 DIENTES A 0.867 mm DE PROFUNDIDAD	FRESADORA HORIZONTAL, CABEZAL DIVISOR, MANDRIL UNIVERSAL DE TRES MORDAZAS, CONTRAPUNTO, MANDRIL 19.03 mm	CORTADOR CIRCULAR DE 60°	IDEM 2
	10) DESBARBA Y VERIFICAR MEDIDAS	TORNILLO DE BANCO	LIMA MUSA PLANA	IDEM 2
	11) TRATAMIENTO TERMICO TEMPLE REVENIDO	HORNO ELECTRICO	PINZAS PARA TEMPLADO. RECIPIENTE CON ACEITE.	TERMOMETRO DEL HORNO. RELOJ
	12) PRUEBAS DE DUREZA	DUROMETRO UNIVERSAL	IDENTADOR DE DIAMANTE. LIJA FINA GRADO 400	ESCALA ROCKWELL DEL DUROMETRO UNIVERSAL
FACULTAD DE INGENIERIA DIVISION DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	D. I. N. E.	NOMBRES: FRANCISCO MUÑOZ GÓMEZ PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS ELEUTERIO FLORES JIMENEZ	No. DE CUENTA 7816063-7 18161624-0 7819270-2	FECHA:



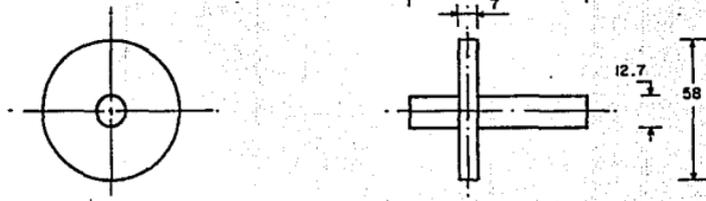
CROQUIS	OPERACIONES	SUJECION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	1) CORTAR ACERO 1018 ROLADO EN FRIO DE 50.08 mm POR 35 mm	SEGUETA MECANICA, PRENSA	SEGUETA	FLEXOMETRO
	2) REFRENTAR CARA A	-TORNO HORIZONTAL -MANDRIL UNIVERSAL DE TRES MORDAZAS	BURIL DE ACERO RAPIDO	VERNIER
	3) REFRENTAR Y BARRENAR CENTRO EN LA CARA B	IDEM 2, BROQUERO	IDEM 2, BROCA DE CENTROS No. 3	IDEM 2
FACULTAD DE INGENIERIA DIVISION DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	D. I. N. E.	NOMBRES: FRANCISCO MUNOZ GOMEZ PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS ELEUTERIO FLORES JIMENEZ	No. DE CUENTA 7816063-7 8161624-0 7819270-2	FECHA:

CROQUIS	OPERACIONES	SUJECION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	4) BARRENAR A 12.70 mm DE Ø	IDEM 3	IDEM 2 BROCA DE 6.35 mm BROCA DE 12.70 mm	IDEM 2
	5) CILINDRAR A 43 mm Ø DESBASTE Y AFINADO	IDEM 2 MANDRIL DE 12.70 mm ENTRE PUNTOS Y PERRO DE ARRASTRE	IDEM 2	IDEM 2
	6) CILINDRAR LA RANURA DE 39 mm Ø POR 8 mm DESBASTE Y AFINADO	IDEM 5	IDEM 2	IDEM 2
	7) BARRENAR A 4.76 mm Ø EN EL SITIO INDICADO	TALADRO, PRENSA BROQUERO	BROQUERO BROCA DE 4.76 mm Ø	IDEM 2
	8) MACHUELEAR A 6.35 mm DE Ø EN EL BARRENO.	IDEM 7	MANERAL DE GARROTE, MACHUELO	IDEM 2, TORNILLO DE 4.762 mm
FACULTAD DE INGENIERIA DIVISION DE INGENIERIA D. I. M. E. MECANICA Y ELECTRICA	NOMBRES: FRANCISCO MUNOZ GOMEZ PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS ELEUTERIO FLORES JIMENEZ	No. DE CUENTA :781663-7 :9161624-0 :7819270-2	FECHA:	

R U T A D E T R A B A J O

CROQUIS	OPERACIONES	SUJECION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	9) DESBARBAR Y VERIFICAR MEDIDAS	TORNILLO DE BANCO	LIMA MUSA PLANA LIJA GRADO	IDEM
	10) INTRODUCIR Y SUJETAR EJE DE 12.70 mm ϕ POR 50 mm	IDEM 9	MARTILLO PRISIONERO DE 4.7625 mm ϕ	IDEM 2
FACULTAD DE INGENIERIA DIVISION DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	D. I. M. E.	NOMBRES: FRANCISCO MINOZ GOMEZ PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS ELEUTERIO FLORES JIMENEZ	No. DE CUENTA 7814063-7 19161624-0 7819270-2	FECHA :

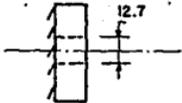
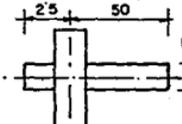
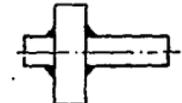
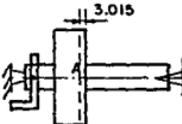
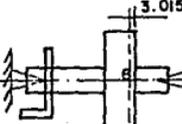
RODILLO DOBLADOR LISO



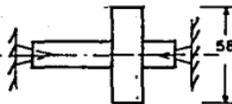
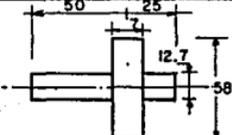
ACOTACIONES mm

CROQUIS	OPERACIONES	SUJECION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	1) CORTAR ACERO 1018 ROLADO EN FRIJO DE 63.5 mm ϕ POR 19.03 mm.	SEGUETA MECANICA, PRENSA	SEGUETA	FLEXOMETRO
	2) REFRENTAR CARA A DESBASTE Y AFINADO	TORNO HORIZONTAL, MANDRIL UNIVERSAL DE TRES MORDAZAS	BURIL ACERO RAPI-DO	VERNIER
	3) REFRENTAR Y BARRE- NAR CENTRO EN CARA B DESBASTE Y AFINADO	IDEM 2, BROQUERO	IDEM 2, BROQUERO DE CENTROS No. 3	IDEM 2
FACULTAD DE INGENIERIA		NOMBRES:	No. DE CUENTA	
DIVISION DE INGENIERIA	D. I. - M. - E.	FRANCISCO MUNOZ GOMEZ	7816063-7	
MECANICA Y ELECTRICA		PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS	8181624-0	
		ELEUTERIO FLORES JIMENEZ	7819270-2	FECHA:

RUTA DE TRABAJO

CROQUIS	OPERACIONES	SUJECION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	<p>4) BARRENAR A 12.70 mm BARRENO DE 6.35 mm BARRENO DE 12.70 mm</p>	IDEM 3	BROCA DE 6.35 mm BROCA DE 12.70 mm	IDEM 2
	<p>5) INTRODUCIR EJE DE 12.70 mm Ø POR 75mm DEL MISMO MATERIAL</p>	TORNILLO DE BANCO	MARTILLO	IDEM 2
	6) SOLDAR AMBAS PIEZAS	IDEM 5	SOLDADORA ELECTRICA, ELECTRODOS, CARDA.	IDEM 2
	<p>7) REFRENTAR CARA A DESBASTE Y AFINADO</p>	IDEM 2, ENTRE PUNTOS Y PERRO DE ARRASTRE	IDEM 2	IDEM 2
	<p>8) REFRENTAR CARA B DESBASTE Y AFINADO</p>	IDEM 7	IDEM 2	IDEM 2
FACULTAD DE INGENIERIA DIVISION DE INGENIERIA D. I. N. E. MECANICA Y ELECTRICA	NOMBRES: FRANCISCO MUNOZ GOMEZ PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS ELEUTERIO FLORES JIMENEZ	No. DE CUENTA 7816063-7 8161624-0 7819270-2	FECHA:	

RUTA DE TRABAJO

CROQUIS	OPERACIONES	GUJEACION	HERRAMIENTAS	INSTRUMENTOS DE MEDICION Y VERIFICACION
	9) CILINDRAR A 58 mm DESBASTE Y AFINADO	IDEM 7	IDEM 2	IDEM 2
	10) DESBARBAR Y VERIFICAR MEDIDAS	IDEM 5	LIMA PLANA MUSA GRADO 400	IDEM 2
FACULTAD DE INGENIERIA DIVISION DE INGENIERIA D. I. - M. - E. MECANICA Y ELECTRICA		NOMBRES: FRANCISCO MUÑOZ GÓMEZ PORFIRIO VILLANUEVA VARGAS ELEUTERIO FLORES JIMÉNEZ	No. DE CUENTA 7816043-7 8161624-0 7819270-2	FECHA: