

EQUIPO EXPERIMENTAL PARA EVALUACION  
DE PROPIEDADES DEL AIRE  
Y TRANSFERENCIA DE CALOR

Te  
UVA  
INEQUI  
0 %  
1989

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ciencias y Humanidades

EQUIPO EXPERIMENTAL PARA EVALUACION  
DE PROPIEDADES DEL AIRE  
Y TRANSFERENCIA DE CALOR

HENRY DANIEL CUKIER ALCAHE

Trabajo de graduación presentado para optar  
al grado académico de  
Licenciatura en Ingeniería Química

Guatemala

1989

Vo. Bo. :



(f)

Ingeniero Oscar Gil  
Asesor


Tribunal:



(f)


Ingeniero Oscar Gil

(f)



Ingeniero Eduardo Calderón

(f)



Ingeniero Arturo Estrada

Fecha de aprobación: 21 de julio de 1989

## RESUMEN

El presente trabajo muestra los resultados de la evaluación efectuada al equipo experimental instalado en el laboratorio de operaciones unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala. El diseño del equipo fue parte del trabajo de graduación, y la construcción se realizó en un taller local.

Entre las pruebas realizadas se determinó el efecto de la temperatura y el flujo en el coeficiente promedio de transferencia de calor, obteniéndose como resultado que éste no varía significativamente con la temperatura. A distinto flujo de aire se obtuvo una fluctuación del coeficiente entre 2.34 y 3.93 BTU/h-pie<sup>2</sup>-°F.

Se determinó la eficiencia de transferencia de calor, obteniéndose un máximo del 68%, y por medio de un balance de energía se calculó el porcentaje de pérdida de calor por convección y radiación, que osciló entre 21 y 40%. Durante la experimentación, los alumnos del laboratorio de operaciones unitarias 1 realizaron prácticas con este equipo.

## CONTENIDO

		Páginas
	RESUMEN	VII
I.	INTRODUCCION	1
II.	OBJETIVOS	3
III.	GENERALIDADES	4
	A. Ecuaciones básicas de los fluidos compresibles	4
	1. Balance de masa	4
	2. Balance global de energía	4
	3. Balance de energía mecánica	5
	B. Procesos de flujo compresible	6
	1. Expansión isentrópica	6
	2. Flujo adiabático a través de área constante	6
	3. Flujo isotérmico a través de área constante	7
	C. Medidores de flujo	8
	1. Medidor de orificio	8
	D. Transporte y bombeo de fluidos compresibles	11
	1. Ventiladores centrífugos	11
	E. Transferencia de calor por convección	14
	1. Ecuaciones básicas	15
	2. Transferencia de calor por convección forzada	15

IV.	DISEÑO	17
	A. Criterios y métodos para el diseño de equipo	17
	1. Diámetro de la tubería	17
	2. Flujo de aire	17
	3. Medidor de flujo	18
	4. Ventilador centrífugo	19
	5. Intercambiador de calor	22
	B. Características del equipo	23
	1. Ventilador centrífugo	23
	2. Control y medición del flujo de aire	24
	3. Presión y temperatura	24
	4. Control de la temperatura	25
	5. Aislamiento	26
	6. Dibujos del equipo	28
V.	RESULTADOS Y DISCUSION	32
	A. Pruebas del equipo	32
	1. Calibración del medidor de orificio	32
	2. Curva característica del ventilador	34
	B. Evaluación de $h_1$ promedio a distinto flujo	36
	C. Evaluación de $h_1$ promedio a distinta temperatura	41

	D.	Eficiencia de transferencia de calor a distinto flujo	45
	E.	Balances de energía	49
VI.		MANUAL DE OPERACION DEL EQUIPO	55
	A.	Puesta en marcha del equipo	55
	B.	Determinación del coeficiente de transferencia de calor a distinto flujo	55
	C.	Determinación del coeficiente de transferencia de calor a distinta temperatura	56
	D.	Eficiencia de transferencia de calor a distinto flujo	57
	E.	Pérdidas de calor por convección y radiación	58
VII.		CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	59
VIII.		BIBLIOGRAFIA	61
		APENDICES	
	A.	Propiedades del aire	63
	B.	Cálculo de muestra	64
	C.	Costos del equipo	70

## I. INTRODUCCION

En el laboratorio de operaciones unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala se realizan distintas prácticas que involucran el flujo de fluidos, utilizando líquidos solamente.

Hasta ahora no se contaba con equipo para trabajar con gases, a excepción de la columna de absorción gas-líquido, cuyo objetivo principal es el de realizar una transferencia de masa. Por esta razón surgió la idea de diseñar y construir un equipo experimental para la evaluación de propiedades del aire y transferencia de calor, el cual proporciona mayor versatilidad a las prácticas de laboratorio.-

El diseño local de equipo es muy importante, pues evita tener que importarlo además de generar tecnología propia que contribuye al desarrollo.

Como trabajo de graduación es una buena experiencia, pues no sólo se aplican los conocimientos adquiridos durante los años de estudio sino que también ayuda a la formación del criterio para diseñar equipo, el cual es muy importante para un ingeniero que empieza a trabajar profesionalmente.

El presente trabajo muestra los resultados obtenidos en el diseño del equipo y las pruebas experimentales a las que fue sometido.

Con base en esta experiencia se elaboró un manual de operación y una guía de prácticas para utilizarse en el laboratorio.

## II. OBJETIVOS

## -Generales

- a) Diseñar equipo a nivel de planta piloto para realizar pruebas experimentales con un fluido compresible.
- b) Aplicar los conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Química para el diseño de equipo.

## -Específicos

- a) Determinar el efecto de la temperatura y el flujo de aire sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor.
- b) Evaluar la eficiencia del intercambiador de calor a distintas condiciones de operación.
- c) Establecer por medio de un balance de energía, las pérdidas de calor por convección y radiación en el sistema.
- d) Diseñar prácticas para laboratorio.

## -Otros

- a) Realizar balances de masa y energía en el sistema.

## III. GENERALIDADES

A. Ecuaciones básicas de los fluidos compresibles

1. Balance de masa. Bajo condiciones estables, la masa de fluido que entra es igual a la que sale, por lo que no existe acumulación. Tomando como referencia dos puntos a y b, el balance de masa es el siguiente:

$$\rho_a v_a s_a = \rho_b v_b s_b = \text{constante} \quad [1]$$

donde

$\rho$  es la densidad del fluido en  $\text{lb}_m/\text{pie}^3$

$v$  la velocidad en  $\text{pie}/\text{s}$

$s$  el área seccional en  $\text{pie}^2$

2. Balance de energía global. El balance de energía global, omitiendo los efectos de la energía potencial y el trabajo de eje, es el siguiente:

$$\frac{Q}{m} = (H_b - H_a) + \frac{v_b^2}{2g_c} - \frac{v_a^2}{2g_c} \quad [2]$$

donde

$Q$  es el calor total en  $\text{BTU}/\text{h}$

$H$  la entalpía del fluido en  $\text{BTU}/\text{lb}_m$

$g_c$  factor de proporcionalidad,  $32.174 \text{ pie} \cdot \text{lb}_m / \text{lb}_f \cdot \text{s}^2$

3. Balance de energía mecánica. La ecuación de Bernoulli es una forma especial de un balance de energía mecánica. Cada término en la ecuación representa un efecto de la energía mecánica basado en una masa unitaria de fluido:

$$\frac{p_a}{\rho_a} + \frac{gz_a}{g_c} + \frac{v_a^2}{2g_c} = \frac{p_b}{\rho_b} + \frac{gz_b}{g_c} + \frac{v_b^2}{2g_c} \quad [3]$$

donde Z es altura en pies.

Las ecuaciones anteriores pueden aplicarse tanto a fluidos compresibles como incompresibles. En el caso de los fluidos compresibles, los cambios de densidad son considerables y es por esto que debe tomarse en cuenta los efectos de compresibilidad y algunas consideraciones termodinámicas.

Para poder aplicar las ecuaciones anteriores a los fluidos compresibles, se asumen las siguientes condiciones:

- El flujo es estable y en una dimensión.
- Los gradientes de velocidad a través del área seccional son despreciables.
- El trabajo de eje es cero y la energía potencial es despreciable.
- El fluido es un gas ideal con calor específico constante.

## B. Procesos de flujo compresible

Un fluido compresible que circula a través de un conducto, puede experimentar uno de los siguientes procesos:

1. Expansión isentrópica. En este proceso, el área seccional del conducto varía, y por ello se denomina de área variable. Este es un proceso adiabático y la temperatura de estancamiento no cambia a lo largo del conducto.

Temperatura de estancamiento se define como la temperatura que obtiene un fluido al llegar al reposo adiabáticamente sin desarrollarse trabajo de eje.

La ecuación que define a la temperatura de estancamiento es la siguiente:

$$T_s = T + \frac{v^2}{2g_c J C_p} \quad [4]$$

donde

$C_p$  es el calor específico en  $\text{BTU}/\text{lb}_m\text{-}^\circ\text{F}$

$J$  es la equivalencia mecánica de calor,  $778.17 \text{ pie}\text{-}\text{lb}_f/\text{BTU}$

2. Flujo adiabático a través de Área constante. Este proceso es irreversible y la entropía del gas aumenta. Como es adiabático, la temperatura de estancamiento se

mantiene constante a través del conducto.

3. Flujo isotérmico a través de Área constante. En este caso hay una transferencia de calor a lo largo del conducto para mantener una temperatura constante.

Este proceso no es adiabático ni isentrópico, y la temperatura de estancamiento varía a lo largo del conducto, debido a que la temperatura del fluido se mantiene constante.

(McCabe et al, 1976)

5.15 - 5.19 Perry

C. Medidores de flujo

1. Medidor de Orificio. Este tipo de medidor consta de una placa circular con un agujero, la cual está montada entre dos "flanges", de modo que el agujero quede concéntrico con la tubería.

Este medidor consta de dos tomas de presión o piezómetros que están colocados antes y después de la placa.

La posición de los piezómetros es arbitraria, y el coeficiente del medidor dependerá de la forma en que estén colocados, como se muestra en la tabla 3.1:

Tabla 3.1

Tipos de piezómetros para el medidor de orificio  
(Perry et al, 1983)

Tipo de piezómetro	Distancia antes de la placa	Distancia después de la placa
Flange	1 pulgada	1 pulgada
Vena contracta	1D	0.3D ~ 0.8D
Tubería	2.5D	8D
Radial	1D	0.5D

D significa el diámetro interno de la tubería

El principio de operación del medidor de orificio es el

siguiente:

La reducción en el área de flujo creada por el orificio, ocasiona un aumento en la velocidad del fluido, disminuyendo así la presión manométrica.

Este cambio de presión se mide con un manómetro diferencial y utilizando la ecuación de Bernoulli para realizar el balance de energía mecánica, se obtiene la siguiente expresión para la velocidad del fluido:

$$v = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{\frac{2g_c(p_b - p_a)}{\rho}} \quad [5]$$

donde  $\beta$  es el cociente entre el diámetro de orificio ( $D_o$ ) y el diámetro de la tubería ( $D$ ) en pulgadas.

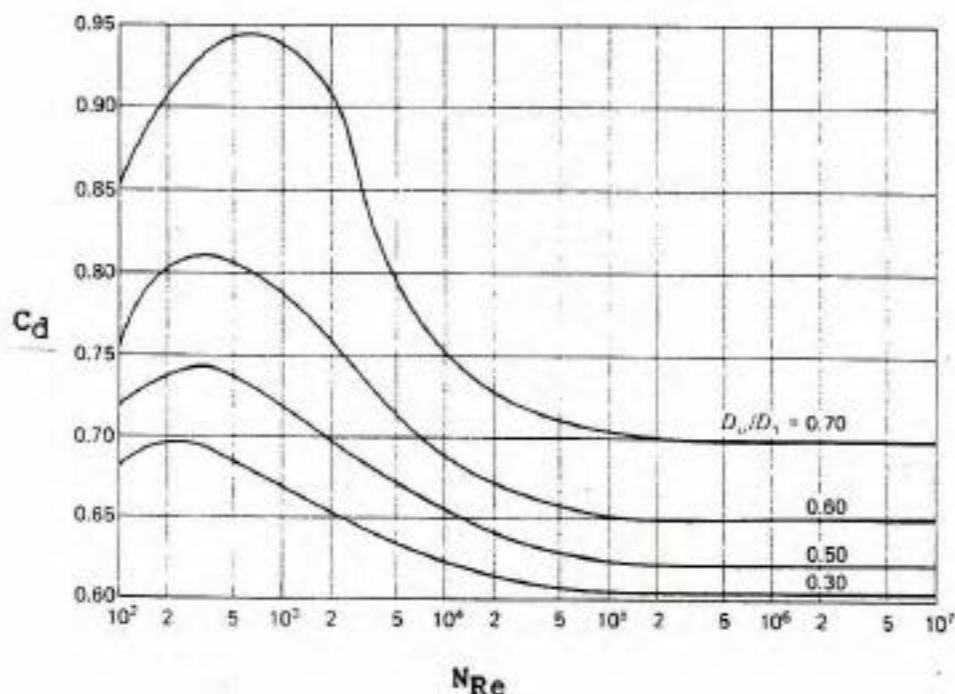
En la ecuación [5],  $C_d$  es el coeficiente de descarga del orificio, el cual se utiliza para corregir la contracción que experimenta el fluido al pasar por el orificio.

Este coeficiente se determina en forma experimental y varía considerablemente al cambiar  $\beta$  y el  $N_{Re}$ .

Para  $N_{Re} > 20000$  el valor de este coeficiente se mantiene constante.

La figura 3.1 muestra la variación de  $C_d$  respecto al número de Reynolds para distintos valores de  $\beta$ .

Figura 3.1 Valor del coeficiente de descarga para el medidor de orificio versus el número de Reynolds a distintos valores de  $\beta$ . (Daugherty *et al*, 1977)



La ecuación [5] se aplica a fluidos incompresibles. En el caso de los compresibles, al pasar el fluido por el orificio ocurre una expansión adiabática, por lo que se modifica de la siguiente manera:

$$m = \frac{C_d Y S_o}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{2g_c (p_b - p_a) \rho_a} \quad [6]$$

donde

$S_o$  es el área seccional del orificio en  $\text{pie}^2$

$m$  el flujo másico del fluido en  $\text{lb}_m/\text{h}$

$\rho_a$  densidad del fluido en la entrada en  $\text{lb}_m/\text{pie}^3$

El término  $Y$  en la ecuación anterior, es el factor que se utiliza para corregir el efecto de la expansión del aire.

Los valores de  $Y$  se encuentran tabulados en la literatura (Baumeister, 1967).

Para los fluidos incompresibles, el valor de  $Y$  es la unidad. (McCabe *et al.*, 1976)

#### D. Transporte y bombeo de fluidos compresibles

597 FOST

1. Ventiladores centrífugos. El principio de operación de estos ventiladores es exactamente el mismo que el de una bomba centrífuga. La presión máxima que pueden desarrollar los ventiladores centrífugos van desde 1 a 60 pulg. de  $H_2O$  y la eficiencia oscila entre el 40 y 70%.

Debido a que en el ventilador los cambios de densidad son pequeños, se pueden utilizar las ecuaciones para flujo incompresible. A diferencia de las bombas, en los ventiladores se toma en cuenta el efecto de la presión y temperatura sobre la densidad del gas que entra.

Los tipos de ventiladores centrífugos más comunes son los siguientes:

a. Aspas tipo radial. Este diseño funciona muy bien para muchas aplicaciones, como transporte neumático o extracción de gases de proceso. La

característica principal es la flexibilidad en su construcción, que le permite al ventilador alcanzar una presión estática alta a pequeñas capacidades.

Las aspas tienden a autolimpiarse y generalmente no se utiliza para ventilación.

b. Aspas curvadas hacia adelante. Este imparte mayor velocidad al aire que el de aspas curvadas hacia atrás, a la misma velocidad de rotación del eje. A pesar de que descarga aire a alta velocidad, trabaja a velocidades angulares más bajas que otros tipos, lo que lo hace ideal para equipo que requiere ejes largos. La figura 3.2 (a) muestra un esquema de este tipo de ventilador.

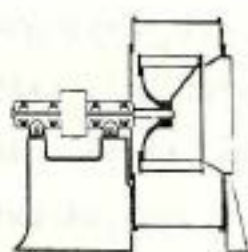
c. Aspas curvadas hacia atrás. Este tipo de aspas transforman la mayor parte de la energía en presión. Este tipo de ventilador opera a una velocidad intermedia y una ventaja que tiene es que cuando hay pequeñas variaciones en el volumen, las variaciones en la presión del aire también son pequeñas, por lo que es fácil controlarlo. La figura 3.2 (b) muestra este tipo de ventilador.

d. Ventiladores centrífugos tubulares. Estos

están encerrados en un ducto, de manera que el aire entra y sale axialmente. Este tipo de ventiladores es ideal para la ventilación de edificios y aire acondicionado. Ver figura 3.2 (c).

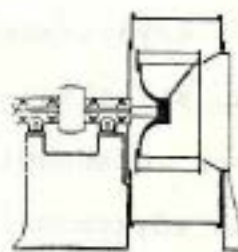
Figura 3.2 Tipos de ventiladores centrifugos.

(Perry et al, 1983)



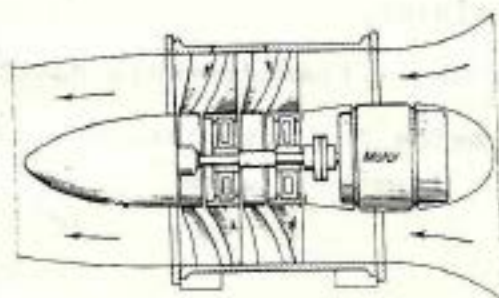
(a)

Aspas curvadas hacia adelante



(b)

Aspas curvadas hacia atrás



(c)

Ventilador centrifugo tubular

### E. Transferencia de calor por convección

La convección es un proceso de transporte de energía por la acción combinada de conducción de calor, almacenamiento de energía y movimiento de mezcla. La convección tiene gran importancia como mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas.-

La transferencia de calor por convección, desde una superficie cuya temperatura es superior a la del fluido que la rodea, se realiza en varias etapas. Primero, el calor fluirá por conducción desde la superficie hacia las partículas adyacentes de fluido. Esta energía servirá para incrementar la temperatura y la energía interna de esas partículas de fluido, las cuales se moverán hacia una región del fluido con temperatura más baja, donde se mezclarán y transferirán una parte de su energía a otras partículas de fluido.

La eficiencia de la transferencia de calor por convección depende básicamente del movimiento de mezclado del fluido.

1. Ecuaciones básicas. La rapidez de calor transferido por convección entre una superficie y un fluido puede calcularse por la ecuación:

$$Q = h_1 A ( T_2 - T_1 ) \quad [7]$$

donde

Q rapidez de calor transferido en BTU/h

A Área de transferencia de calor en pie<sup>2</sup>

T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub> temperatura del fluido al inicio y al final en °F

h<sub>1</sub> coeficiente promedio de transferencia de calor por convección en BTU/h-pie<sup>2</sup>-°F

2. Transferencia de calor por convección forzada.

La transferencia de calor en flujo turbulento dentro de tubos es un aspecto importante. Un flujo se considera turbulento cuando el número de Reynolds (N<sub>Re</sub>) es mayor que aproximadamente 2100.

La tasa de transferencia de calor es mayor para flujo turbulento que flujo laminar, por lo que la mayor parte del equipo se opera a un flujo turbulento.

La ecuación básica para determinar el valor de h<sub>1</sub> promedio para flujo turbulento es la siguiente:

$$\frac{h_1 D}{k} = 0.023 ( 1 + (D/L)^{0.7} ) (N_{Re})^{0.8} (N_{Pr})^{1/3} \quad [8]$$

donde

D diámetro de la tubería en pies

L largo de la tubería en pies

k conductividad térmica del fluido en BTU/h-pie-<sup>o</sup>F

N<sub>Re</sub> número de Reynolds,  $\rho DV/\mu$

N<sub>Pr</sub> número de Prandtl,  $C_p\mu/k$

El término  $1 + (D/L)^{0.7}$  puede despreciarse si  $L/D > 50$ .

Debido a que la temperatura del fluido cambia con la posición y las propiedades como densidad, viscosidad ( $\mu$ ) y la conductividad térmica son funciones de la temperatura, el valor de  $h_1$  varía de un punto a otro.

Para gases, el efecto de la temperatura es pequeño. El número de Prandtl y el  $C_p$  son casi independientes de la temperatura. El valor de la viscosidad aumenta lentamente con la temperatura, por lo que  $h_1$  aumenta muy poco a menos que el gradiente de temperatura sea muy grande.

Por ejemplo, para el aire, el valor de  $h_1$  aumenta aproximadamente un 6% para un gradiente de temperatura de 100 <sup>o</sup>F (McCabe et al, 1976).

## IV. DISEÑO

A. Criterios y métodos para el diseño del equipo

A continuación se presenta una descripción de los distintos métodos y criterios que se tomaron en cuenta para el diseño del equipo experimental.

Lo que se pretendió fue diseñar un equipo que fuera lo suficientemente versátil para poder utilizarlo en las prácticas del laboratorio de Operaciones Unitarias.

1. Diámetro de la tubería. Como primera condición del diseño, se decidió utilizar tubería galvanizada de 2 pulgadas, catálogo 30. Debido a que se iba a trabajar con un gas, es posible utilizar un diámetro mayor, pero esto significa más dificultad en el manejo y montaje de la tubería, pues su peso es mayor y requeriría de alguna estructura especial para colocarla.

2. Flujo de aire. Una regla empírica establece que la velocidad lineal de un gas dentro de una tubería debe estar en un intervalo de 50 a 100 pie/s (Crozier, 1983).

En este caso se escogió una velocidad lineal de 50 pie/s. La razón de esto es que el diámetro de la tubería no es muy grande, y entre más alta es la velocidad, la caída de

presión debido a la fricción es mayor y por eso es necesario minimizarla.

El flujo volumétrico de aire se puede calcular, pues ya se cuenta con el diámetro de la tubería y la velocidad lineal, entonces:

$$F = (50 \text{ pie/s})(0.0233 \text{ pie}^2)(60 \text{ s/min}) = 70 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Un parámetro importante es la caída de presión que experimentará el aire para este diámetro de tubería. Esto se encontró en la literatura mediante una gráfica en la que se relaciona la caída de presión con el flujo volumétrico y la velocidad lineal del fluido.

Para el aire, a las condiciones mencionadas anteriormente, se obtiene un valor para la caída de presión de 0.07 pulgadas de H<sub>2</sub>O/pie de tubería, el cual es aceptable. (Crozier, 1983).

3. Medidor de flujo. Para medir el flujo de aire se decidió utilizar un medidor de orificio.

Este es ampliamente utilizado y de construcción sencilla. Para gases limpios es el más indicado y en la literatura se cuenta con extensa información, por lo que es posible predecir su comportamiento.

Una de las desventajas que tiene este medidor es que la caída de presión a través de él es permanente.

Para dimensionar el tamaño del orificio, es necesario conocer el valor de  $\beta$  (cociente entre el diámetro del orificio y la tubería).

Los valores de  $\beta$  que comúnmente se utilizan van de 0.2 a 0.75. Para este caso se escogió un valor de 0.5, y con esto se calcula el diámetro del orificio ( $D_0$ ):

$$D_0 = (0.5)(2.067 \text{ pulgadas}) = 1.03 \text{ pulgadas}$$

Aproximándolo, el diámetro del orificio se toma como 1 pulgada.

Se pudo escoger un valor de  $\beta$  más grande para disminuir la caída de presión, pero en este caso como se tiene un flujo de aire pequeño, es necesaria una caída de presión mediana para poder leer con precisión en el manómetro diferencial del orificio.

4. Ventilador centrífugo. Para determinar la presión estática del ventilador, es necesario conocer la caída de presión a través de todo el equipo.

Como primera aproximación se puede estimar la caída de presión en el medidor de orificio despejando de la fórmula para velocidad:

$$P_2 - P_1 = \frac{v^2(1 - \beta^4)(\rho)}{2g_c}$$

El valor de la velocidad y  $\beta$  ya se conocen, entonces:

$$p = \frac{(50 \text{ pie/s})^2(1-0.0625)(0.074 \text{ lb/pie}^3)}{(2)(32.17 \text{ pie-lb/lb}_f\text{-s})} = 2.7 \text{ lb/pie}^2$$

$$= (2.7 \text{ lb/pie}^2)(0.192 \text{ pulg H}_2\text{O/lb/pie}^2) = 0.52 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

El coeficiente de descarga  $C_d$  no se conoce aún, pero se puede estimar un valor a partir de la figura 3.1. Para este caso se escoge un valor de  $C_d = 0.6$ . El valor de la caída de presión ya corregido es:

$$0.52 \text{ pulg H}_2\text{O}/0.6 = 0.87 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

por lo tanto, se asume que la caída de presión a través del medidor de orificio es de 1 pulgada de agua.

La próxima caída de presión ocurre en el intercambiador de calor, que son los conos donde está montada la resistencia eléctrica, y en este caso se asume un valor de 2 pulgadas de  $\text{H}_2\text{O}$ .

Entonces, se necesita que el ventilador desarrolle una presión superior a las 3 pulgadas de  $\text{H}_2\text{O}$  para un flujo de  $70 \text{ pie}^3/\text{min}$ .

Los ventiladores que se obtienen comercialmente no se ajustan a las condiciones anteriores, por lo que fue necesario diseñarlo y construirlo en un taller local.

El tipo de ventilador centrífugo que se necesita en este

caso es el de aspas curvadas hacia atrás ya que en esta clase de ventilador, la mayor parte de la energía se transforma en presión.-

La potencia necesaria del ventilador se calcula de la siguiente manera:

$$hp = 5.2 F p_s / (33000)(\text{eficiencia})$$

donde

F flujo volumétrico  $\text{pie}^3/\text{min}$

$p_s$  presión estática pulgadas de  $\text{H}_2\text{O}$

La presión estática necesaria es de 3 pulg.  $\text{H}_2\text{O}$ , este valor se multiplica por un factor de seguridad de 4, asumiendo una eficiencia de 25 % y para cubrir cualquier eventualidad, dada la finalidad del equipo. Por lo tanto, la presión estática calculada es:

$$p_s = (3 \text{ pulgadas de } \text{H}_2\text{O})(4) = 12 \text{ pulgadas de } \text{H}_2\text{O}$$

La eficiencia del ventilador se puede asumir como el 60%, entonces la potencia necesaria es:

$$hp = \frac{(5.2)(70 \text{ pie}^3/\text{min})(12 \text{ pulg. } \text{H}_2\text{O})}{(33000)(0.6)} = 0.22 \text{ hp}$$

El motor requerido para este ventilador es de 1/4 hp.

5. Intercambiador de calor. Para calentar el aire se decidió utilizar una resistencia eléctrica, ya que se dispone de la energía todo el tiempo. Si se utilizara otro medio de calentamiento, como vapor, se tendría el inconveniente de encender la caldera cada vez que se necesite utilizar el equipo.

El control de la temperatura era importante, por lo que se utilizó una resistencia de estufa eléctrica, que tiene la ventaja de utilizar un control de la temperatura por medio de un interruptor automático de encendido-apagado.

El calor que disipa la resistencia se puede calcular midiendo el voltaje y la corriente que le entran, de manera que se puede determinar la cantidad exacta de energía. Por lo tanto, la energía que disipa la resistencia es:

$$\text{BTU/h} = 3.41 \text{ VI}$$

donde

V voltaje de entrada volts

I corriente amperes

Para determinar el calor que debe disipar la resistencia, se calculó primero el calor que se le quiere transferir al aire mediante la siguiente ecuación:

$$Q = m C_p (T_2 - T_1)$$

donde el  $C_p$  del aire es constante,  $0.24 \text{ BTU/lb}_m\text{-}^\circ\text{F}$

y  $m$  es el flujo másico del aire en  $\text{lb/h}$ .

A un flujo de  $70 \text{ pie}^3/\text{min}$  y un gradiente de temperatura de  $135 \text{ }^\circ\text{F}$ , el calor a transferir al aire es:

$$m = (70 \text{ pie}^3/\text{min})(60 \text{ min/s})(0.074 \text{ lb/pie}^3) = 311 \text{ lb/h}$$

$$\Rightarrow Q = (311 \text{ lb/h})(0.24 \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F})(135 \text{ }^\circ\text{F}) = 10076 \text{ BTU/h}$$

La resistencia más grande que se encuentra en el mercado es de  $7166 \text{ BTU/h}$  ( $2100 \text{ W}$ ), por lo tanto se escogió ésta.

Esta resistencia está montada entre dos conos a  $60^\circ$ , contruidos de acero al carbono y unidos por un "flange".

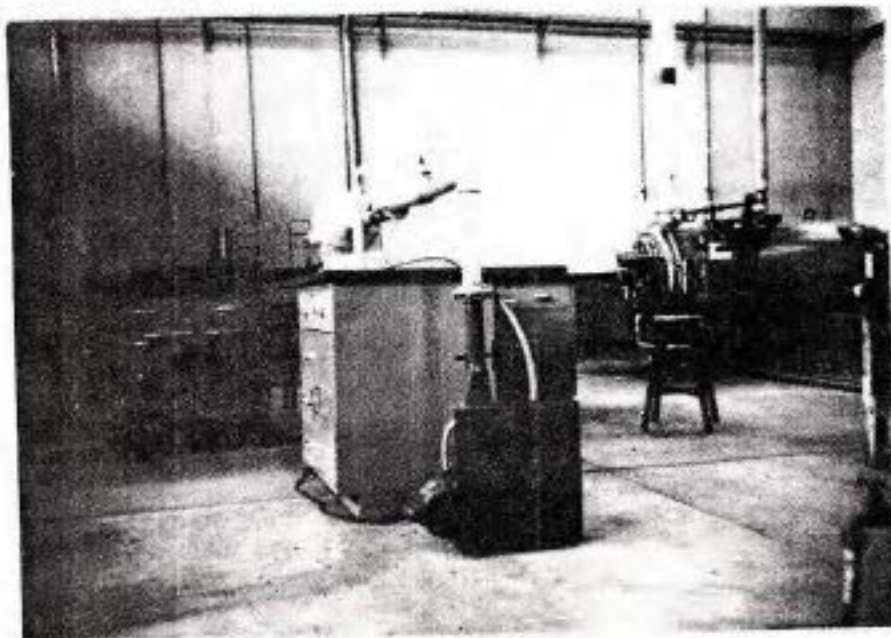
## B. Características técnicas del equipo

1. Ventilador centrífugo. Este ventilador está impulsado por un motor de  $1/4 \text{ hp}$  monofásico. La transmisión de fuerza es por medio de una faja montada en una polea, ya que se necesita que el rodete del ventilador gire a una velocidad mayor que la del eje del motor (ver figura 4.1).

Las aspas de este ventilador son curvadas hacia atrás.

Este ventilador está construido de acero al carbono.

Figura 4.1 Detalle de la instalación del equipo, mostrando en primer plano el ventilador centrífugo.



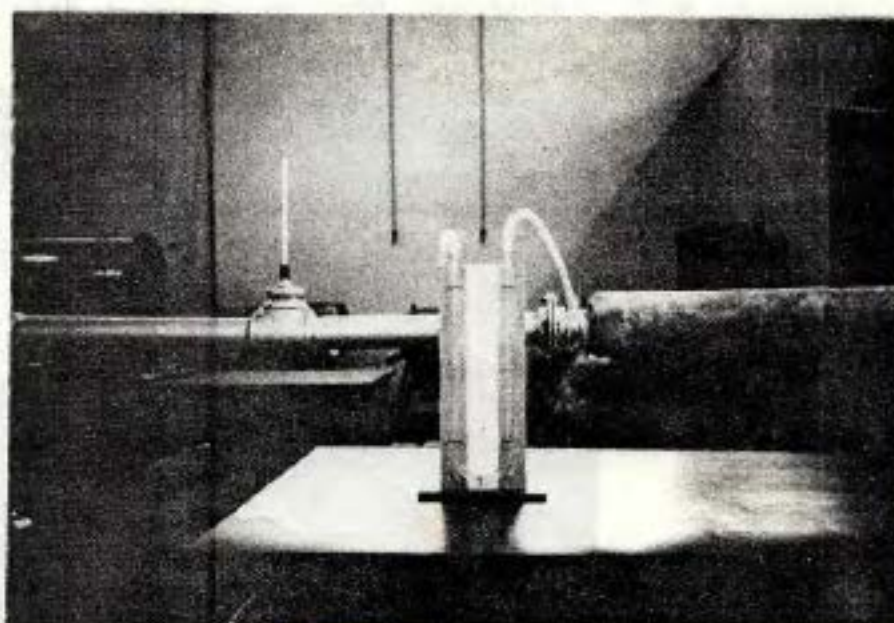
2. Control y medición del flujo del aire. Para controlar el flujo de aire, se utiliza la válvula de mariposa que está en la descarga del ventilador, y para el flujo, un medidor de orificio que consta de una plancha de acero al carbono, con un agujero circular de 1 pulgada de diámetro, la cual está montada entre dos "flanges". Este medidor está conectado a un manómetro diferencial (ver fig 4.2).

3. Presión y temperatura. La presión se mide únicamente para determinar el flujo en el medidor de orificio. Para ello se utiliza un manómetro diferencial

con una escala graduada en milímetros para obtener más precisión. El fluido manométrico que se utiliza es agua, pues los cambios de presión son muy pequeños y no se pueden medir con mercurio.

La temperatura se toma antes y después de pasar el aire por la resistencia eléctrica, con termómetros de mercurio.

Figura 4.2 Medidor de orificio conectado al manómetro diferencial.



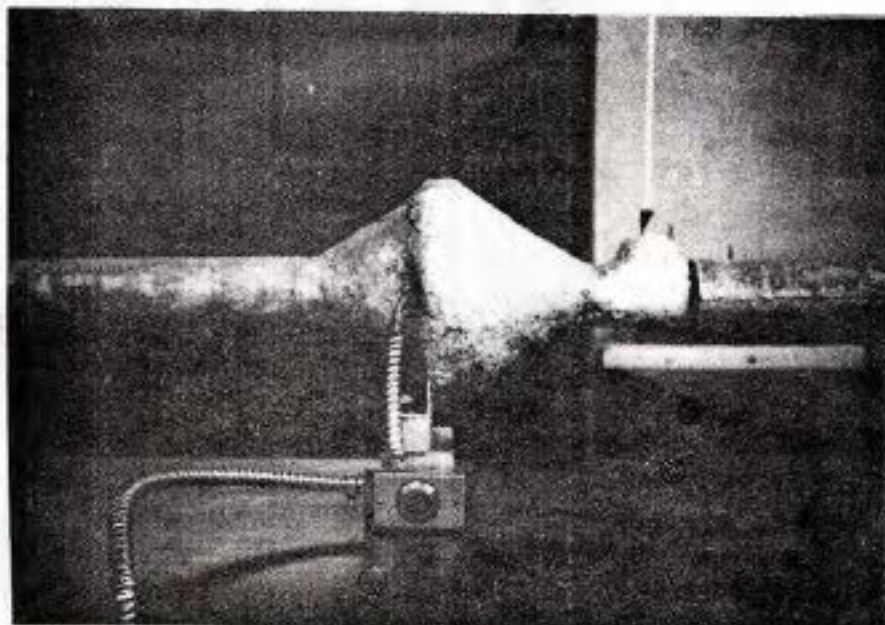
4. Control de la temperatura. El interruptor que tiene la resistencia eléctrica controla la temperatura por medio de un interruptor automático de encendido-apagado. Esto quiere decir que la corriente y el

voltaje se mantienen constantes, y dependiendo de la necesidad de calor, se conecta y desconecta periódicamente, en forma autocontrolada con base en un termostato.

El interruptor tiene una escala que va del 2 que es el mínimo, hasta HI que es el máximo. En la escala HI el interruptor siempre deja pasar corriente eléctrica.

La resistencia eléctrica disipa 7166 BTU/h (2100 W) y su resistencia en ohmios es de 29.5.

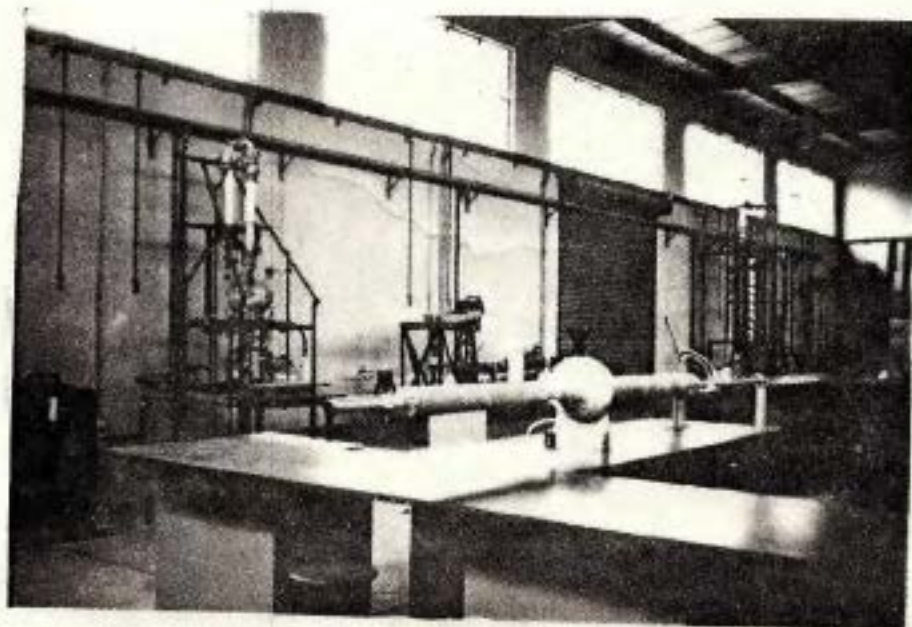
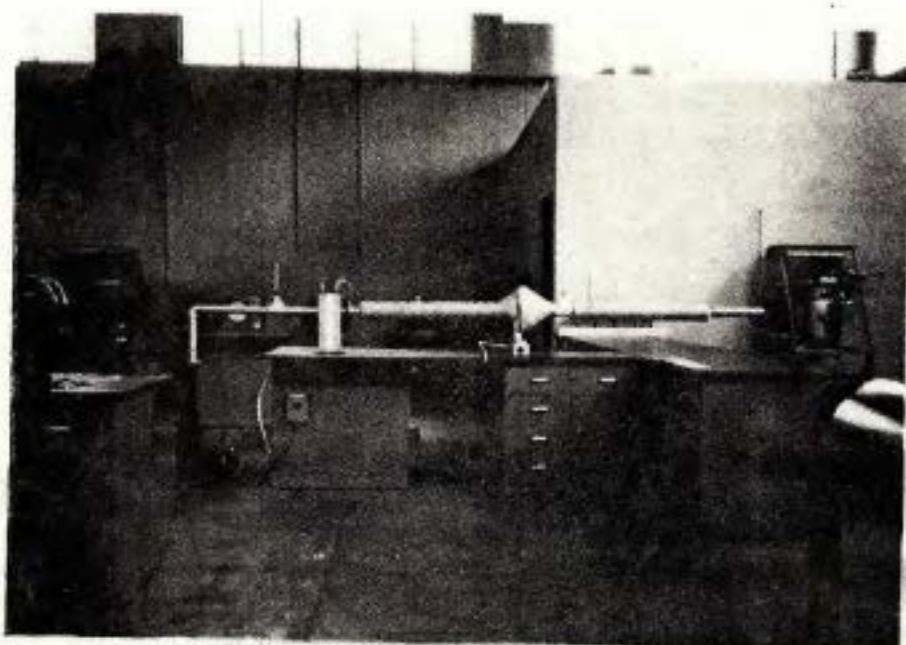
Figura 4.3 Intercambiador de calor e interruptor de la resistencia.



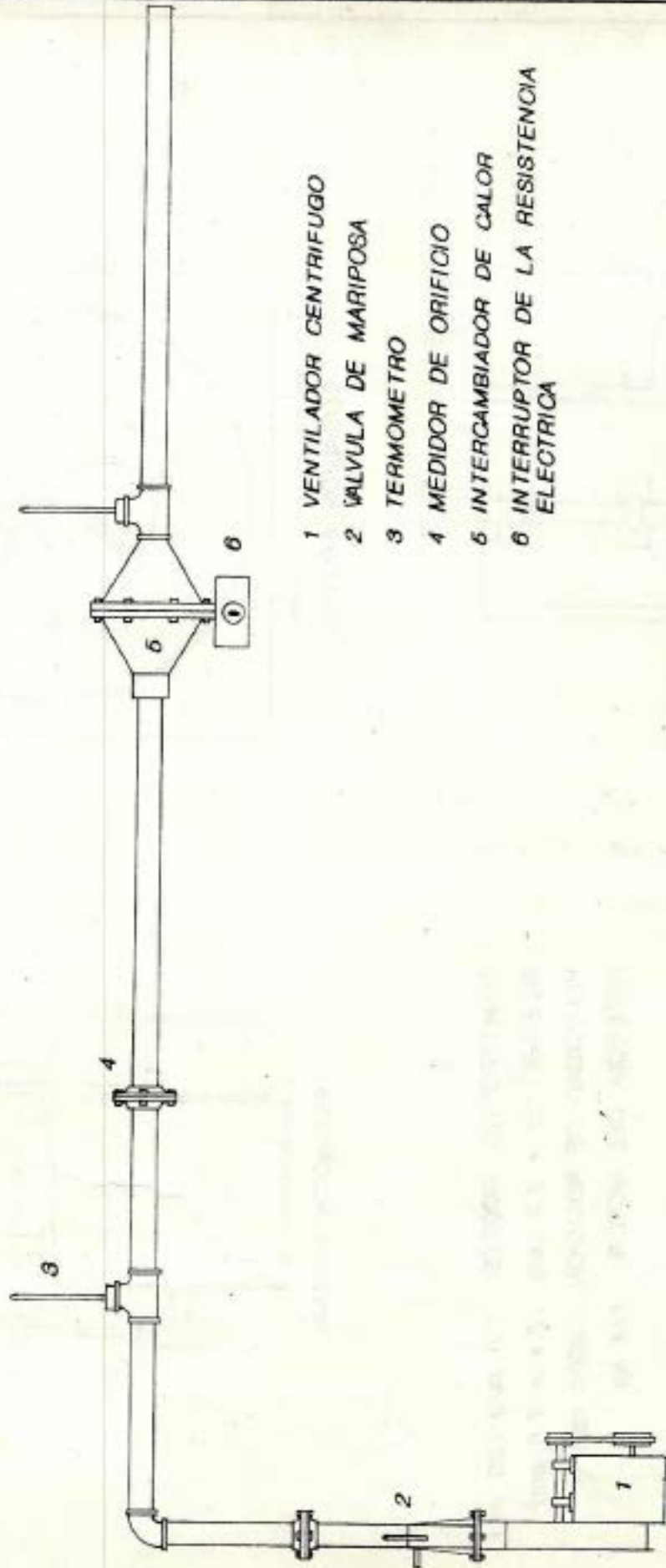
5. Aislamiento. La tubería está aislada con tubos preformados de fibra de vidrio, de 1 pulgada de espesor.

En los conos donde está montada la resistencia eléctrica, se utilizó un cemento que es mezcla de asbesto con fibra de vidrio, aplicando una capa de 1¼ pulgada de espesor.

Figura 4.4 Vista general del equipo experimental

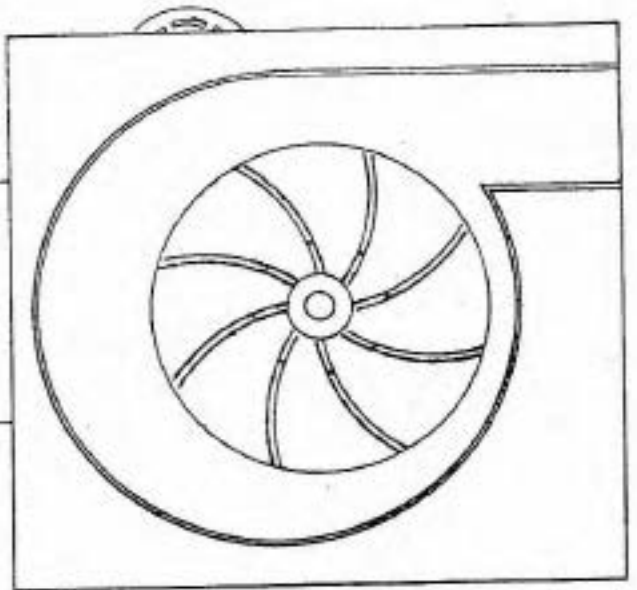


6. Dibujos del equipo: A continuación se presentan los diagramas descriptivos del equipo donde se muestran los detalles más importantes en su construcción.

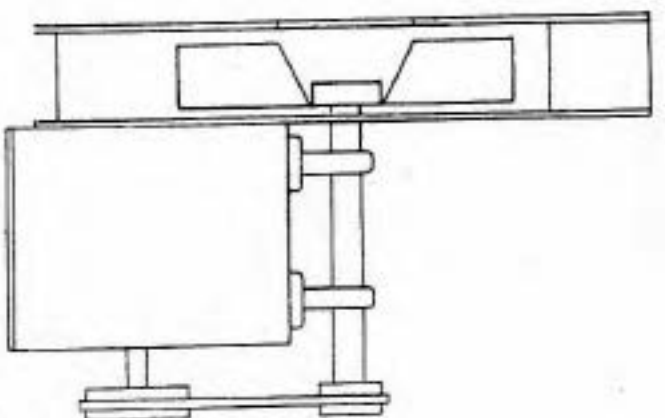


- 1 VENTILADOR CENTRIFUGO
- 2 VALVULA DE MARIPOSA
- 3 TERMOMETRO
- 4 MEDIDOR DE ORIFICIO
- 5 INTERCAMBIADOR DE CALOR
- 6 INTERRUPTOR DE LA RESISTENCIA ELECTRICA

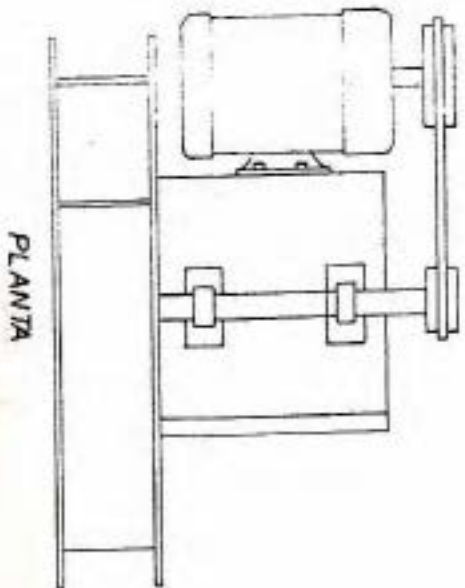
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
 TRABAJO DE GRADUACION  
 EQUIPO EXPERIMENTAL



ELEVACION FRONTAL



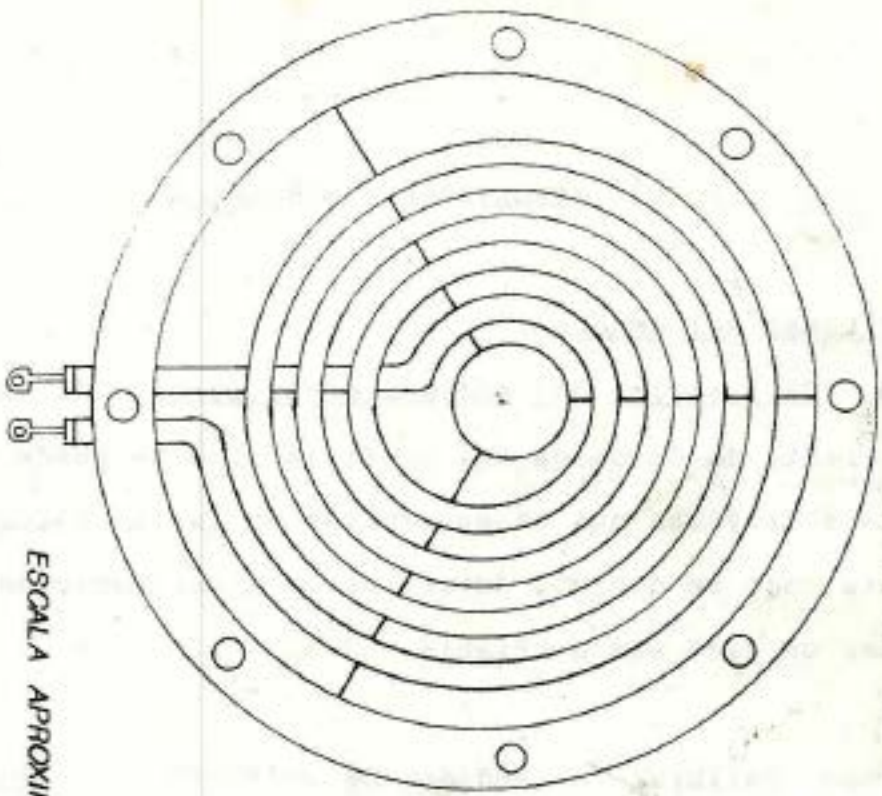
ELEVACION LATERAL



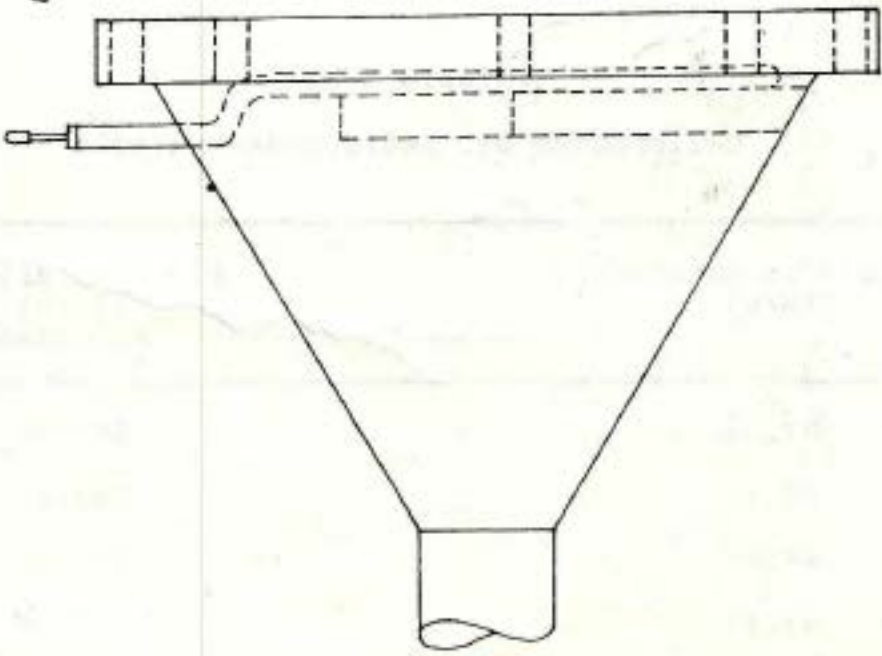
PLANTA

DIAMETRO DEL RODETE: 7.9 pulg (20 cm)  
 PALETAS: 1.3 x 2.9 pulg. (3.4 x 7.5 cm)  
 VELOCIDAD DE ROTACION: 3500 rpm  
 POTENCIA DEL MOTOR: 1/4 hp

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
TRABAJO DE GRADUACION
VENTILADOR CENTRIFUGO



ESCALA APROXIMADA 1:3



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
TRABAJO DE GRADUACION
RESISTENCIA ELECTRICA

## V. RESULTADOS Y DISCUSION

A. Pruebas del equipo

1. Calibración del medidor de orificio. El valor del coeficiente de descarga del orificio ( $C_d$ ) se puede predecir mediante gráficas que se encuentran en la literatura, pero en este caso se decidió determinarlo experimentalmente para obtener un dato más confiable.

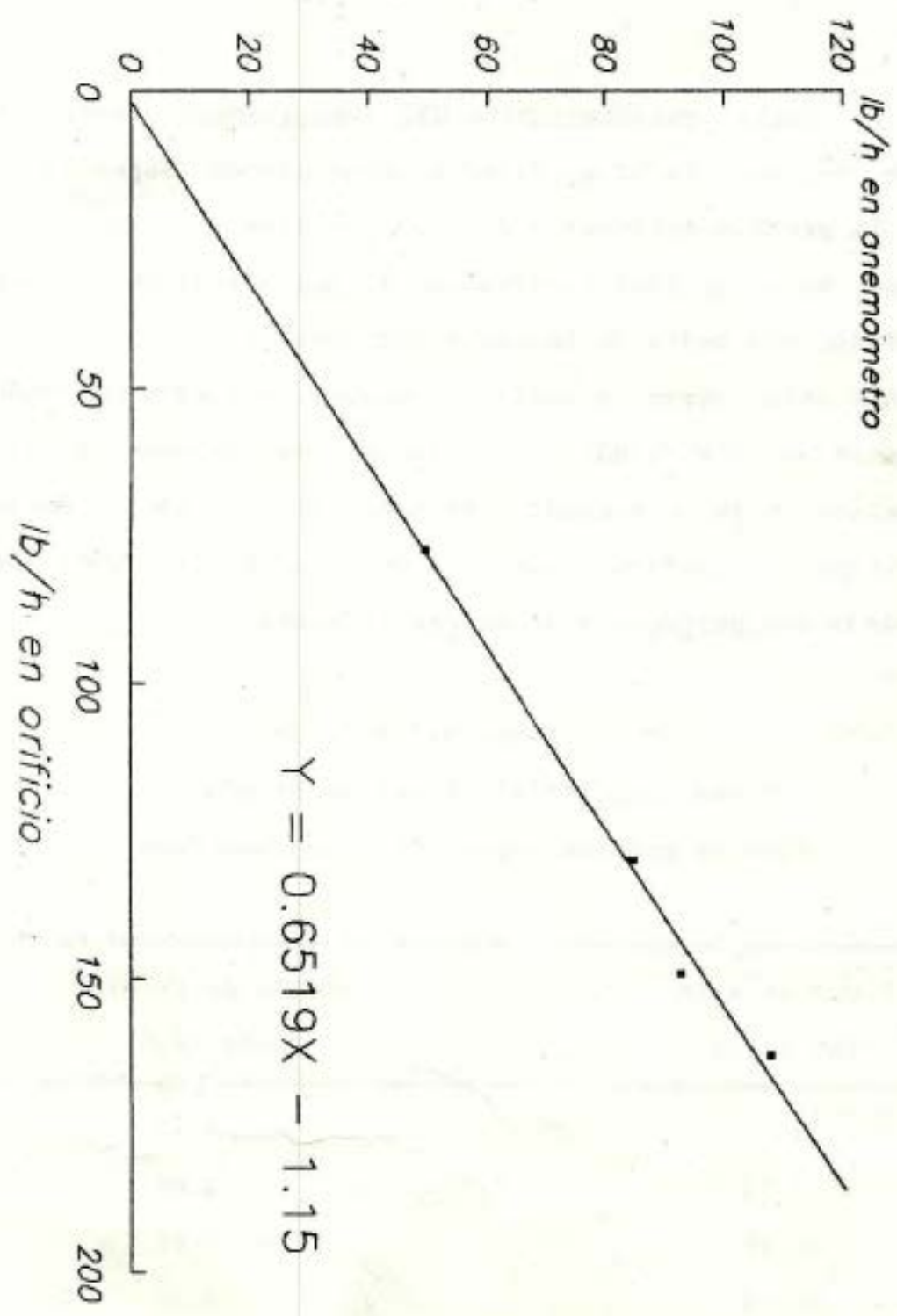
Para calibrar el medidor de orificio, se utilizó un anemómetro para tomar un flujo de aire de referencia, y así poder compararlo con el valor que medía el orificio.

Tabla 5.1  
Calibración del medidor de orificio

Flujo en anemómetro (lb/h)	Flujo en orificio (lb/h) (calculado)
107.54	162.94
92.45	149.12
84.56	130.10
49.47	77.29

Al graficar un flujo contra el otro, da una recta con pendiente 0.6519, que es el valor de  $C_d$ .

GRAFICA 5.1  
Calibracion del medidor de orificio



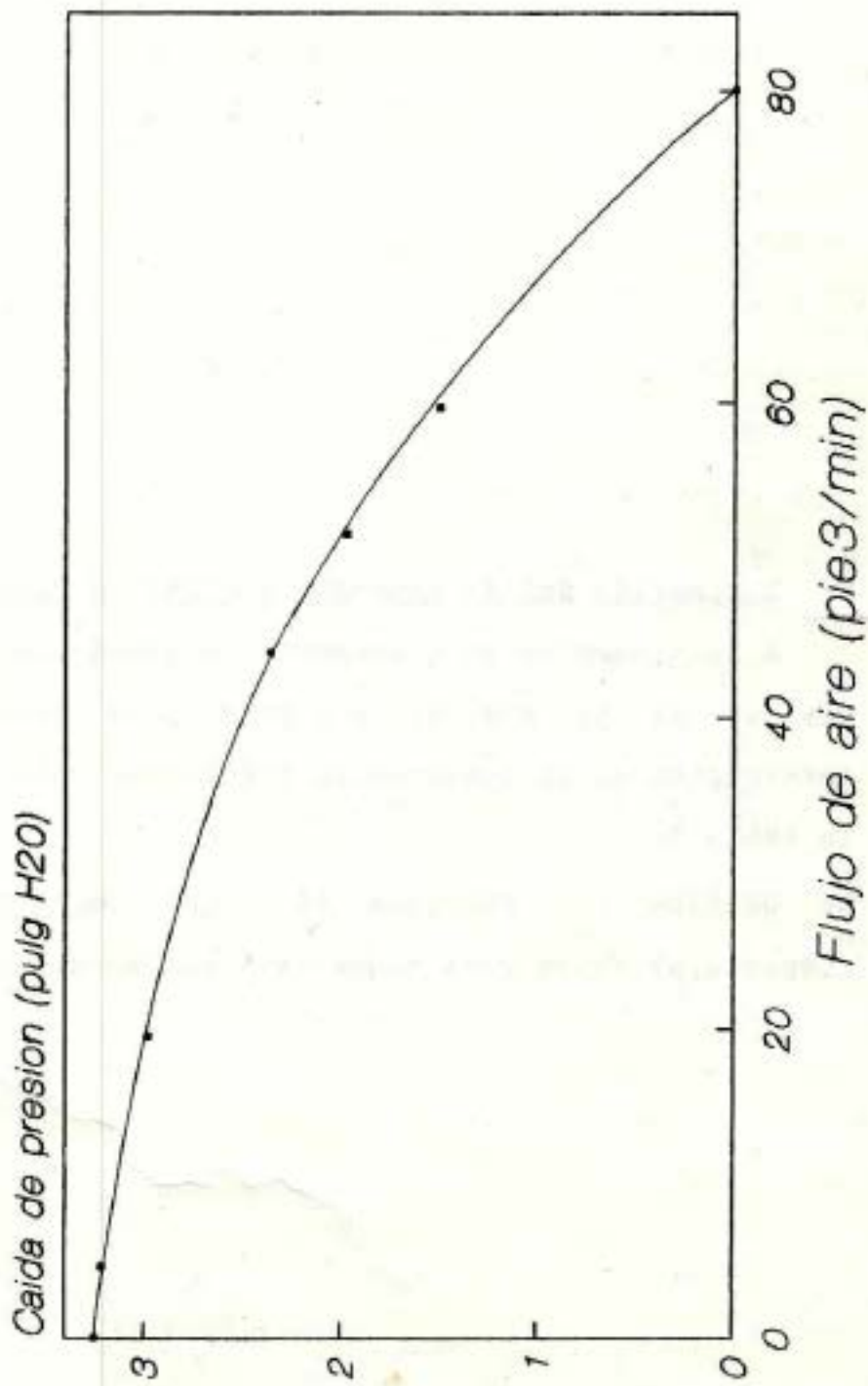
2. Curva característica del ventilador. Para el diseño del ventilador se fijaron condiciones específicas como la presión estática y el flujo de aire. Es por esto que se hace necesario evaluar el comportamiento del ventilador por medio de la curva característica. Mediante esta curva se puede establecer cómo está operando realmente el ventilador, y si lo hace de acuerdo a los parámetros de diseño establecidos. Los datos experimentales indican que el ventilador sí opera de acuerdo a los parámetros de diseño teóricos.

Tabla 5.2

Curva característica del Ventilador  
Caída de presión versus flujo volumétrico

Flujo de aire (pie <sup>3</sup> /min)	Caída de presión (pulg. H <sub>2</sub> O)
0	3.23
4.73	3.07
19.46	2.81
44.04	2.36
51.59	1.97
59.65	1.49

GRAFICA 5.2  
Curva característica del ventilador  
Caída de presión versus flujo



B. Evaluación del  $h_i$  promedio a distinto flujo

A continuación se presentan los resultados obtenidos al evaluar el  $h_i$  a distinto y flujo para cada escala del interruptor de la resistencia eléctrica, como se muestra en la tabla 5.3.

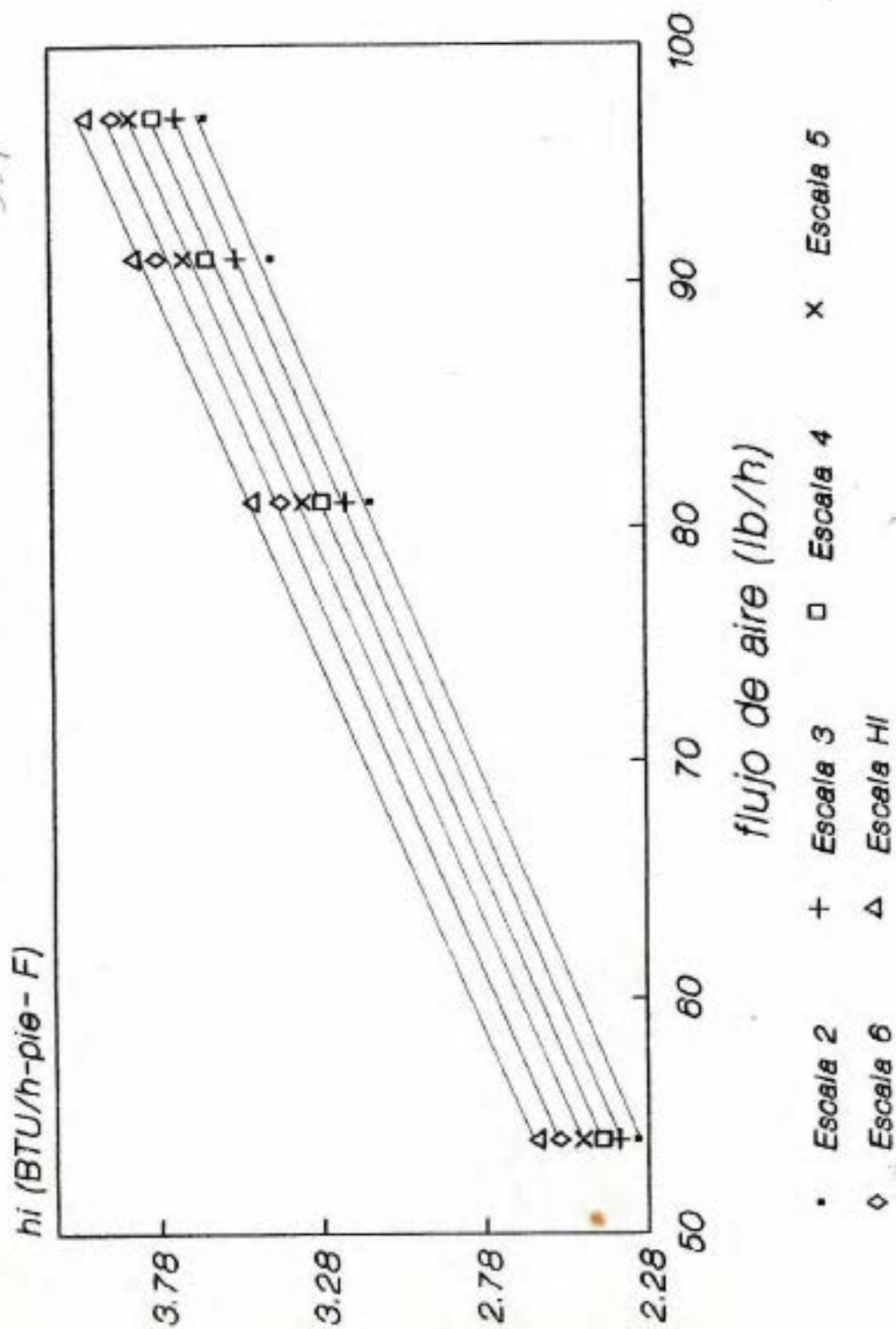
La gráfica 5.3 presenta el comportamiento de  $h_i$  con respecto al flujo para todas las escalas del interruptor.

Tabla 5.3

Valores de  $h_i$  promedio del aire a distinto flujo másico para cada escala del interruptor de la resistencia eléctrica

ESCALA	2				3			
Flujo (lb/h)	97	91	81	54	97	91	81	54
T1 (°F)	81	95	81	81	72	72	72	72
T2 (°F)	109	113	117	127	108	113	118	138
NRe $\times 10^4$	1.545	1.445	1.278	0.842	1.581	1.478	1.294	0.895
$\frac{h_i}{\text{BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$	3.75	3.56	3.24	2.34	3.85	3.66	3.3	2.38
ESCALA	4				5			
Flujo (lb/h)	97	91	81	54	97	91	81	54
T1 (°F)	74	74	74	74	80	80	80	80
T2 (°F)	131	138	149	172	163	172	185	223
NRe $\times 10^4$	1.55	1.449	1.264	0.92	1.494	1.41	1.244	0.853
$\frac{h_i}{\text{BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$	3.86	3.66	3.31	2.41	3.87	3.68	3.31	2.42
ESCALA	6				HI			
Flujo (lb/h)	97	91	81	54	97	91	81	54
T1 (°F)	74	74	74	74	77	77	77	77
T2 (°F)	172	180	198	246	230	250	273	327
NRe $\times 10^4$	1.513	1.428	1.228	0.79	1.457	1.366	1.169	0.749
$\frac{h_i}{\text{BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$	3.88	3.73	3.34	2.45	3.93	3.78	3.39	2.47

GRAFICA 5.3  
 $h_i$  promedio a distinto flujo



Los resultados anteriores muestran claramente que el coeficiente promedio de transferencia de calor para el aire es directamente proporcional al flujo, y por consiguiente al número de Reynolds.

Esto logra demostrar que entre más turbulento es el flujo, mayor será la transferencia de calor.

El  $h_1$  varía linealmente con el flujo de aire, como lo muestra la gráfica 5.3.

Puede notarse que la variación es similar para todas las escalas del interruptor de la resistencia eléctrica y que la diferencia del valor de  $h_1$  entre cada escala es pequeña.

El coeficiente promedio de transferencia de calor puede expresarse como una función del flujo de aire por medio de la ecuación de una recta en la forma siguiente:

$$h_1 = n (\text{flujo}) + b$$

donde  $n$  es la pendiente de la recta, para la que en este caso se obtuvo un valor promedio de 0.034, y  $b$  es el intercepto en el eje Y, que varía según la escala del interruptor.

La tabla 5.4 muestra los valores obtenidos al aplicar regresión lineal a los datos experimentales en cada escala.

Tabla 5.4  
Resultados de la aplicación de la regresión lineal  
a los datos experimentales

Escala	n	b	coeficiente de correlación (r)
2	0.0328	0.569	0.9999
3	0.0340	0.573	0.9999
4	0.0337	0.585	0.9999
5	0.0338	0.588	0.9998
6	0.0342	0.592	0.9993
HI	0.0345	0.609	0.9995

C. Evaluación de  $h_i$  promedio a distinta temperatura

Por medio del control en el interruptor de la resistencia eléctrica se hizo variar la temperatura del aire.

Las pruebas se realizaron a 4 flujos distintos, obteniendo los resultados que muestra la tabla 5.5.

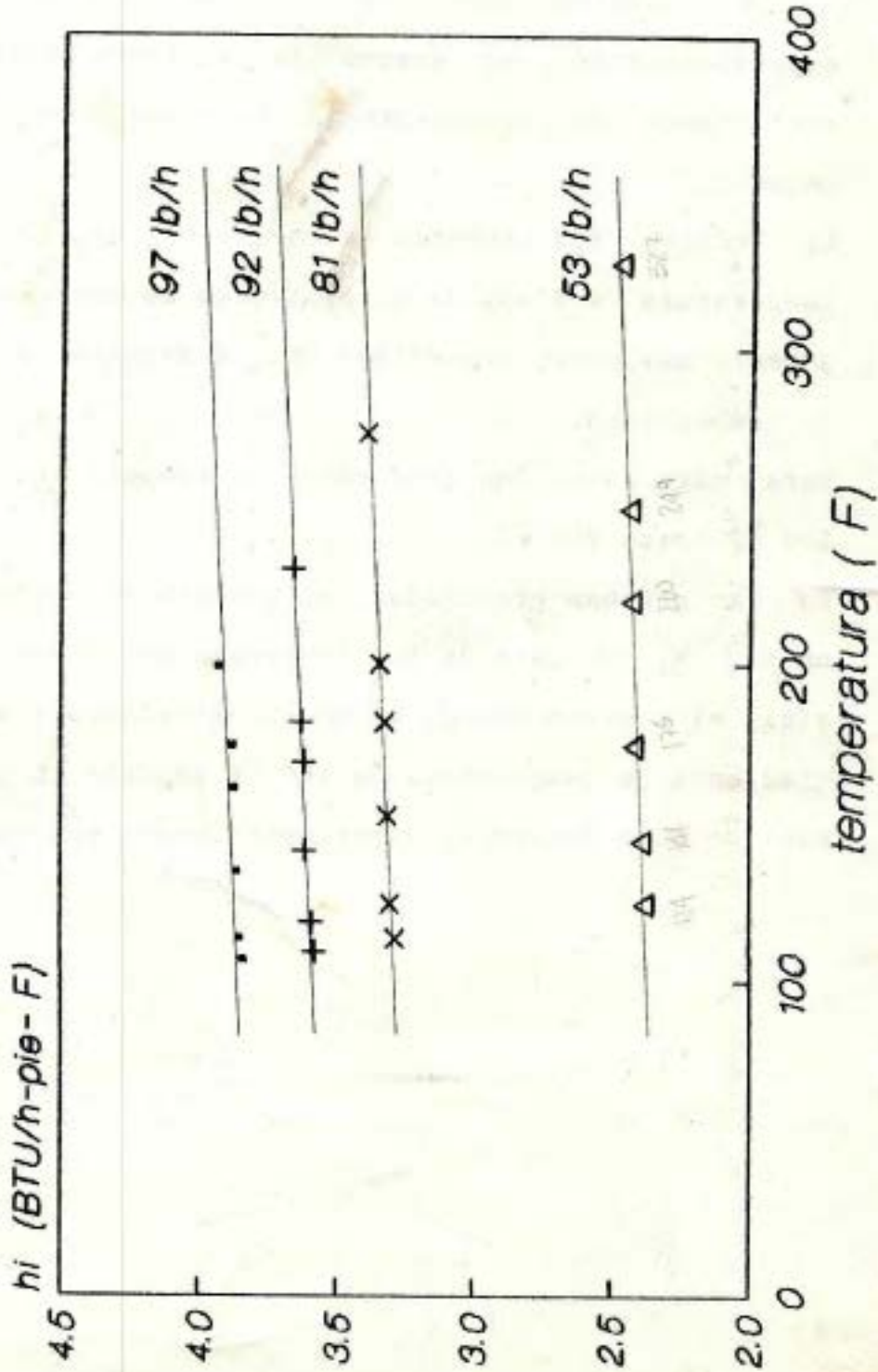
Tabla 5.5  
 Variación del  $h_i$  promedio del aire con la temperatura  
 a distinto flujo másico

97 lb/h		92 lb/h		81 lb/h		53 lb/h	
$T$ (°F)	$h_i$ (BTU/h-pi <sup>2</sup> -F)	$T$ (°F)	$h_i$ (BTU/h-pi <sup>2</sup> -F)	$T$ (°F)	$h_i$ (BTU/h-pi <sup>2</sup> -F)	$T$ (°F)	$h_i$ (BTU/h-pi <sup>2</sup> -F)
106	3.75	109	3.56	113	3.24	124	2.34
113	3.85	118	3.66	124	3.3	144	2.38
134	3.86	141	3.67	152	3.31	175	2.41
161	3.87	170	3.68	182	3.32	220	2.42
175	3.88	182	3.73	200	3.34	249	2.43
199	3.93	230	3.77	273	3.39	327	2.47

# GRAFICA 5.4

Variacion de  $h_i$  con la temperatura

5.2 de y...  
P... de



De acuerdo con los resultados obtenidos en la experimentación, el efecto de la temperatura sobre el coeficiente de transferencia de calor para el aire es pequeño.

La gráfica 5.4 muestra la variación de  $h_i$  a distinta temperatura y flujo de aire, y como se puede notar, el  $h_i$  aumenta muy poco, dependiendo de la magnitud del gradiente de temperatura.

Para este caso, los gradientes de temperatura van de los  $100^{\circ}\text{F}$  hasta  $200^{\circ}\text{F}$ .

En las pruebas realizadas, el aumento del  $h_i$  estuvo entre un 5 y 6%. Un dato de la literatura establece que para el aire, el aumento del  $h_i$  es de aproximadamente un 6% con un gradiente de temperatura de  $100^{\circ}\text{F}$  (McCabe et al., 1976), lo cual se pudo demostrar experimentalmente con este equipo.

D. Eficiencia de transferencia de calor a distinto flujo

Utilizando 4 flujos diferentes, se determinó la eficiencia del intercambiador de calor en distintas escalas del interruptor, a manera de encontrar las condiciones óptimas para la transferencia de calor. ⚡

Esta eficiencia se calculó con base en el calor transferido instantáneamente a la corriente de aire, mientras la resistencia eléctrica está conectada, sin tomar en cuenta el calor acumulado.

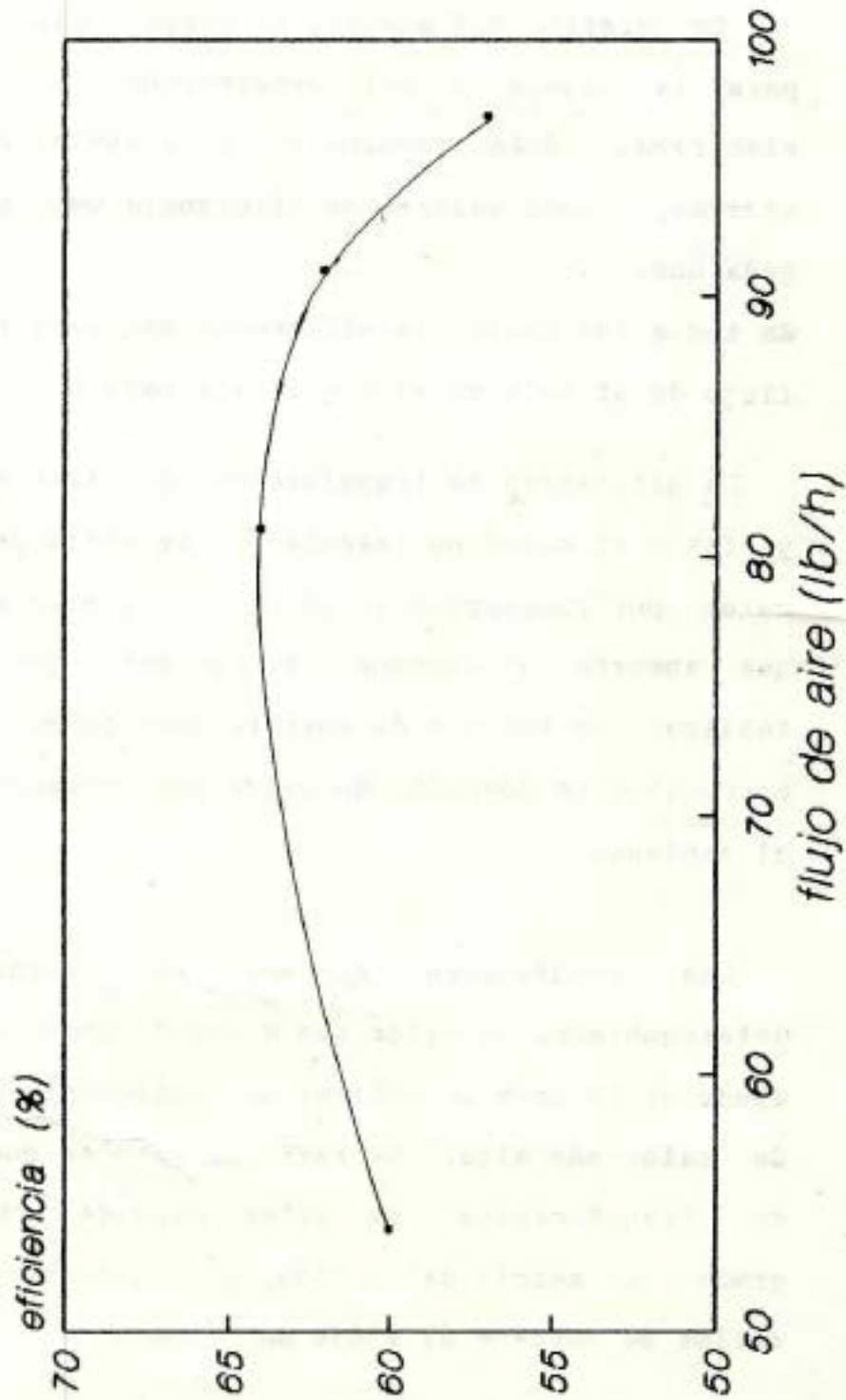
Los resultados se muestran en la tabla 5.6.

Tabla 5.6

Eficiencia de transferencia de calor a distinto flujo para cada escala del interruptor de la resistencia eléctrica

ESCALA	Flujo (lb/h)	calor alimentado (BTU/h)	calor utilizado (BTU/h)	eficiencia (%)
2	97	36.7	20.9	57
	91	43.7	20.9	58
	81	38.1	25.9	68
	53	43.7	27.6	63
3	97	52.2	29.7	57
	91	45.1	28.1	62
	81	50.8	32.7	64
	53	42.3	25.3	60
4	97	71.9	42.7	59
	91	57.8	35.3	61
	81	56.4	36.4	64
	53	56.8	35.3	62
5	97	63.5	31.0	49
	91	64.9	35.3	54
	81	81.8	53.0	65
	53	70.5	40.4	57
6	97	90.3	55.7	62
	91	98.7	64.6	65
	81	87.4	58.2	67
	53	63.5	42.1	66

GRAFICA 5.5  
Eficiencia de transferencia de calor  
ESCALA 3



La gráfica 5.5 muestra la curva típica de eficiencia para la escala 3 del interruptor de la resistencia eléctrica. Esta tendencia fue la misma para todas las escalas, dando valores de eficiencia muy parecidos entre cada una.

En todos los casos, la eficiencia más alta se obtiene a un flujo de 81 lb/h de aire y la más baja a 97 lb/h.

La eficiencia de transferencia de calor está entre el 50 y 68% y el calor no transferido se atribuye a pérdidas de calor por convección y radiación, y otra parte del calor que absorbe el sistema. Es por esto que fue necesario realizar un balance de energía para poder cuantificar el porcentaje en pérdidas de calor por convección y radiación al ambiente.

Las condiciones óptimas de operación para el intercambiador de calor son a los 81 lb/h, a pesar que a un flujo de 97 lb/h se obtiene un coeficiente de transferencia de calor más alto. La razón de esto es que la eficiencia de transferencia de calor depende básicamente del grado de mezcla del fluido, y en este caso, el mezclado óptimo se obtiene al flujo mencionado.

Con base en los resultados obtenidos experimentalmente, se

puede notar que la eficiencia depende solamente del flujo de aire y no del calor disipado por la resistencia eléctrica.

#### E. Balances de energía

Para este caso se realizaron pruebas a un flujo de aire de 97 lb/h y 81 lb/h.

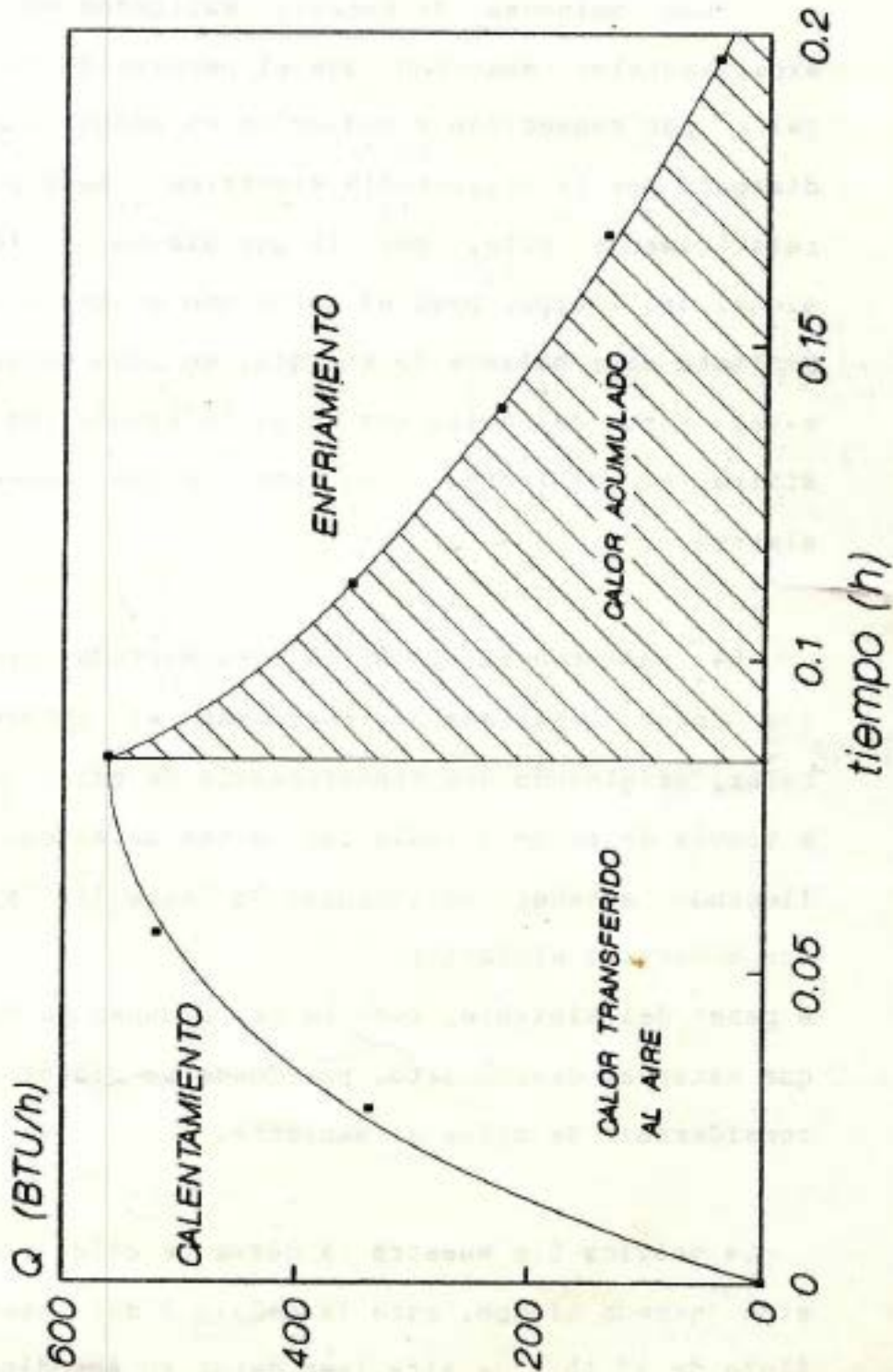
La tabla 5.7 muestra los resultados obtenidos para las distintas escalas del interruptor de la resistencia eléctrica.

Tabla 5.7

Porcentaje de pérdidas de calor por convección y radiación  
a distinta escala en el interruptor de la resistencia  
y flujo másico de aire

Flujo de aire (lb/h)	ESCALA	calor alimentado (BTU/h)	calor absorbido (BTU/h)	calor disipado (BTU/h)	eficiencia global (%)	pérdidas (%)
97	2	71.1	56.2	14.9	79	21
	3	183.3	139.3	44.0	76	24
	4	233.5	171.6	61.9	73	27
	5	328.0	239.4	88.6	73	27
	6	550.2	391.6	158.6	71	29
	HI	1992.7	1284.5	708.2	65	35
81	2	117.1	88.9	28.2	76	24
	3	152.3	112.7	39.6	74	26
	4	265.1	188.2	76.9	71	29
	5	424.2	296.9	127.3	70	30
	6	618.4	414.2	204.2	67	33
	HI	3300.2	1980.8	1319.4	60	40

GRAFICA 5.6  
Calor transferido versus tiempo  
ESCALA 2, 97 lb/h



Los balances de energía realizados en las pruebas experimentales muestran que el porcentaje de pérdida de calor por convección y radiación es proporcional al calor disipado por la resistencia eléctrica. Este porcentaje es relativamente alto, por lo que afecta a la eficiencia global del equipo, pues es calor que no se utiliza. Mediante este balance de energía, se pudo establecer que la mayor parte del calor que no se le transfiere al aire, se disipa al ambiente, y el resto queda acumulado en el sistema.

La resistencia eléctrica está montada directamente en los conos metálicos que conforman el intercambiador de calor, originando una transferencia de calor por conducción a través de éstos y todas las partes metálicas adyacentes, llegando a tener temperaturas de hasta  $180^{\circ}\text{F}$ , por lo que fue necesario aislarlas.

A pesar del aislante, todavía hay algunas partes metálicas que están al descubierto, por donde se pierde una cantidad considerable de calor al ambiente.

La gráfica 5.6 muestra la curva de calor transferido al aire versus tiempo, para la escala 2 del interruptor y un flujo de 97 lb/h de aire (ver datos en Apéndice B). Para todos los casos se obtuvieron curvas similares.

En esta gráfica, la curva ascendente corresponde al calor transferido directamente a la corriente de aire por medio de la resistencia eléctrica, y cuando ésta se desconecta, se transfiere únicamente el calor acumulado en el sistema, provocando un enfriamiento en la corriente de aire y dando como resultado una curva descendente.

El área bajo las dos curvas es todo el calor utilizable que absorbió el sistema, y con base en el calor alimentado se calcula la eficiencia global y las pérdidas de calor por convección y radiación.

Para aprovechar el calor acumulado al máximo, el equipo se puede operar de tal manera que la resistencia esté conectada por un espacio, hasta llegar a una temperatura especificada y luego desconectarse.

Mientras esté desconectada la resistencia, el calor acumulado se transfiere al aire hasta que llegue a una temperatura mínima, donde se vuelve a conectar, y el ciclo se repite.

De esta manera se trabaja en un intervalo de temperatura establecido y se aprovecha mejor la energía.

Este principio se utiliza en las escalas 2 a 6 del interruptor de la resistencia eléctrica, ya que ésta se conecta o desconecta según la necesidad de calor.

Esto también se aplica a otras clases de equipo, como por ejemplo, los regeneradores de las calderas de recuperación de calor.

El efecto del calor acumulado sobre la eficiencia global es menor, conforme aumenta el tiempo en que está conectada la resistencia eléctrica.

## VI. MANUAL DE OPERACION DEL EQUIPO

A. Puesta en marcha del equipo

Para poner en funcionamiento el equipo, deben seguirse los siguientes pasos:

1. Conectar la espiga del equipo al tomacorriente del laboratorio.
2. Verificar que el interruptor de la resistencia eléctrica esté desconectado.
3. Colocar el "flip-on" o interruptor de seguridad del equipo en la posición "ON".
4. Verificar el funcionamiento del manómetro diferencial que está conectado al medidor de orificio, moviendo la válvula de mariposa del ventilador.

*Procedimiento*

① B. Determinación del coeficiente de transferencia de calor a distinto flujo

1. Poner en marcha el equipo siguiendo los pasos del procedimiento A.
2. Ajustar el flujo de aire con la válvula de mariposa y leer la caída de presión en el manómetro.
3. Accionar el interruptor de la resistencia eléctrica y fijar el control en la escala deseada.

4. Esperar que la temperatura del aire suba hasta que se mantenga constante.
5. Cuando la temperatura sea constante, tomar el dato.
6. Cambiar el flujo de aire con la válvula de mariposa.
7. Repetir los pasos 3 a 6.

② C. Determinación del coeficiente de transferencia de calor a distinta temperatura

1. Ajustar el flujo de aire con la válvula de mariposa y leer la caída de presión en el manómetro.
2. Accionar el interruptor de la resistencia eléctrica y fijar el control en la escala deseada.
3. Esperar que la temperatura del aire suba hasta que se mantenga constante.
4. Cuando la temperatura sea constante, tomar el dato.
5. Cambiar de escala en el interruptor de la resistencia eléctrica
6. Repetir los pasos 3 a 5.
7. Al finalizar la práctica, si la temperatura del aire es mayor de los  $100^{\circ}\text{F}$ , desconectar la resistencia y dejar que se enfríe el aire hasta unos  $80^{\circ}\text{F}$  aproximadamente.
8. Desconectar el equipo colocando el "flip-on" en OFF.
9. Desconectar la espiga del tomacorriente.

③ D. Eficiencia de transferencia de calor a distinto flujo

1. Conectar el medidor de voltaje en los contactos de la resistencia eléctrica.
- ~~2.~~ Conectar el equipo siguiendo los pasos del procedimiento A.
3. Ajustar el flujo de aire con la válvula de mariposa.
4. Leer la caída de presión en el manómetro diferencial. del del aire cronómetro
5. Colocar el interruptor de la resistencia eléctrica en la escala deseada.
6. Esperar que la temperatura del aire suba hasta que se mantenga constante.
7. Cuando la temperatura sea constante, empezar a tomar el tiempo.
8. Durante el tiempo que dure la corrida, con otro cronómetro medir el tiempo cada vez que el interruptor de la resistencia esté conectado, y cuando se desconecta parar el cronómetro.
9. Al terminar la corrida, parar los dos cronómetros a la vez.
10. Sumar todos los tiempos de contacto del interruptor para obtener el tiempo total de contacto.
11. Modificar el flujo de aire con la válvula de mariposa.
12. Repetir los pasos 6 a 11, y al finalizar la práctica dejar enfriar la resistencia hasta que la

temperatura del aire sea de 80 °F aproximadamente.

13. Desconectar el equipo, según los pasos 8 y 9 del procedimiento C.

E. Pérdidas de calor por convección y radiación

1. Conectar el medidor de voltaje en los contactos de la resistencia eléctrica.
2. Conectar el equipo según el procedimiento A.
3. Ajustar el flujo de aire con la válvula de mariposa y leer la caída de presión en el manómetro.
4. Colocar el control de la resistencia eléctrica en la escala deseada.
5. Al mismo tiempo que se conectó la resistencia eléctrica, empezar a tomar el tiempo que dura la corrida con un cronómetro, y utilizando otro cronómetro medir el tiempo cada vez que se conecta el interruptor.
6. Ir tomando datos de tiempo versus temperatura del aire utilizando el cronómetro que toma el tiempo de duración de la corrida.
7. Cuando la temperatura sea constante, desconectar la resistencia eléctrica.
8. Seguir tomando los datos de tiempo versus temperatura del aire hasta que la temperatura esté lo más cerca de la temperatura ambiente, y desconectar el equipo.

## VII. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A. Conclusiones

Con base en los resultados obtenidos en la elaboración de este trabajo, se llegó a las siguientes conclusiones:

- 1) Se lograron los objetivos trazados al inicio del trabajo y se demostró que se cuenta con la capacidad para el diseño y construcción de equipo a nivel local.
- 2) A distinto flujo de aire, el coeficiente promedio de transferencia de calor osciló de 2.34 BTU/h-pie<sup>2</sup>-°F a 3.93 BTU/h-pie<sup>2</sup>-°F.
- 3) El efecto de la temperatura sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor es pequeño. En este caso tuvo una variación de un 5 a 6% con gradientes de temperatura de 100 a 200 °F.
- 4) La eficiencia de transferencia de calor estuvo entre 50 y 68%. Las condiciones óptimas de operación se obtienen a un flujo másico de aire de 81 lb/h.

- 5) El porcentaje de pérdidas de calor por convección y radiación es proporcional al calor disipado por la resistencia eléctrica.

Los valores obtenidos son relativamente altos y oscilan entre 21 y 40%, según la escala en el interruptor de la resistencia eléctrica.

- 6) El calor que se acumula en el sistema puede aprovecharse si se planea adecuadamente la operación del equipo, obteniendo así una mayor eficiencia.

#### B. Recomendaciones

El balance de energía realizado en el equipo mostró que el porcentaje en pérdidas de calor por convección y radiación es alto. Para disminuir este porcentaje sería recomendable aislar las partes del equipo que están al descubierto, y agregar otra capa de cemento en los conos donde está montada la resistencia eléctrica, aunque dado el propósito de la práctica, esto no es del todo necesario.

Para considerar al equipo completo se le podría conectar un medidor de voltaje, evitando así tener que estar conectando y desconectando un "multitester", y aislar los contactos de la resistencia eléctrica para evitar accidentes.

## VIII. BIBLIOGRAFIA

- Baumeister, T. Standard Handbook for Mechanical Engineers. 7 ed. New York, McGraw-Hill Book Company. 1745 pp.
- Binder, R.C. Fluid Mechanics. 3rd ed. New Jersey, 1956 Prentice Hall Inc. 550 pp.
- Brenkert, K. Elementary theoretical fluid mechanics. 1960 New York, John Wiley & Sons. 456 pp.
- Colburn, A.P. "Heat Transfer and pressure drop in empty, baffled and packed tubes". Industrial and Engineering Chemistry (New York); 23 (8): 910-913.
- Crozier, R.A. "Equivalence method solves incompressible fluid flow problems". Chemical Engineering (New York); 90 (22): 57-60.
- Himmelblau, D.M. Principios y cálculos básicos de la Ingeniería Química. Mexico, D.F., Compañía Editorial Continental S.A. 583 pp.
- Kreith, F. Principios de transferencia de calor. 1970 Mexico, D.F., Editorial Herrero Hermanos. 672 pp.
- McAdams, W.H. Heat Transmission. 3rd ed. New York, 1954 McGraw-Hill Book Company. 532 pp.
- McCabe, W.L.; J.C. Smith. Unit Operations of Chemical Engineering. 3rd ed. New York, McGraw-Hill Book Company. 1009 pp.
- Perry, R.H.; D.W. Green. Chemical Engineer's Handbook. 1984 6th ed. New York, McGraw-Hill Book Company. 2336 pp.
- Powell, R.W. An elementary text in hydraulics and fluid dynamics. New York, The McMillan Company. 287 pp.

- Streeter, V.L. Handbook of fluid dynamics. New York, 1982 McGraw-Hill Book Company. 972 pp.
- Vennard, J.K.; R.L. Street. Elementary fluid mechanics. 5th ed. New York, John Wiley & Sons. 763 pp.
- Welty, J.R. Transferencia de calor aplicada a la ingenieria. Mexico, D.F., Editorial Limusa. 545 pp.

APENDICE A

Propiedades del aire

Tabla A.1

$\times 10^{-5}$

T (°F)	$\rho$ (lbm/ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/ lbm °F)	$\mu \times 10^5$ (lbm/ pie seg)	$\nu \times 10^5$ (pie <sup>2</sup> / seg)	$k$ (Btu/ hr pie °F)	Pr	$\alpha$ (pie <sup>2</sup> /hr)	$\beta \times 10^5$ (1/°F)	$\frac{\alpha \beta^2}{\nu}$ (1/°F pie <sup>2</sup> )
Aire									
0	0.086	0.239	1.110	0.130	0.0133	0.73	0.646	2.18	$4.2 \times 10^4$
32	0.081	0.240	1.165	0.145	0.0140	0.72	0.720	2.03	3.16
100	0.071	0.240	1.285	0.180	0.0154	0.72	0.905	1.79	1.76
200	0.060	0.241	1.440	0.239	0.0174	0.72	1.20	1.52	0.850
300	0.052	0.243	1.610	0.306	0.0193	0.71	1.53	1.32	0.444
400	0.046	0.245	1.750	0.378	0.0212	0.689	1.88	1.16	0.258
500	0.0412	0.247	1.890	0.455	0.0231	0.683	2.27	1.04	0.159
600	0.0373	0.250	2.000	0.540	0.0250	0.685	2.68	0.943	0.106
700	0.0341	0.253	2.14	0.625	0.0268	0.690	3.10	0.862	$70.4 \times 10^4$
800	0.0314	0.256	2.25	0.717	0.0286	0.697	3.56	0.794	49.8
900	0.0291	0.259	2.36	0.815	0.0303	0.705	4.02	0.735	36.0
1000	0.0271	0.262	2.47	0.917	0.0319	0.713	4.50	0.685	26.5
1500	0.0202	0.276	3.00	1.47	0.0400	0.739	7.19	0.510	7.45
2000	0.0161	0.286	3.45	2.14	0.0471	0.753	10.2	0.406	2.94
2500	0.0133	0.292	3.69	2.80	0.051	0.763	13.1	0.338	1.41
3000	0.0114	0.297	3.86	3.39	0.054	0.765	16.0	0.289	0.815

Fuente: Kreith, F. Principios de transferencia de calor. Mexico, D.F., Editorial Herrero Hermanos. 672 pp

## APENDICE B

## Cálculo de muestra

1. Flujo en el medidor de orificio.

Si el manómetro diferencial marca 16.6 cmH<sub>2</sub>O y 24.9 cmH<sub>2</sub>O, entonces el flujo se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta P = 24.9 - 16.6 = 8.3 \text{ cmH}_2\text{O}$$

$$(8.3 \text{ cmH}_2\text{O})(2.05 \text{ lb/pie}^2/\text{cmH}_2\text{O}) = 17 \text{ lb/pie}^2$$

para el medidor de orificio el flujo másico es:

$$m = \frac{0.6519}{\sqrt{1-\beta^4}} Y S_0 \sqrt{2g_c \Delta P \rho_a}$$

y en este caso:

$$S_0 = 5.45 \times 10^{-3} \text{ pie}^2$$

$$\rightarrow Y = 0.85$$

$$\rightarrow \beta = 0.5$$

$$\rho_a = 0.074 \text{ lb/pie}^3$$

$$g_c = 32.17 \text{ lb-pie/lb}_f\text{-s}^2$$

sustituyendo estos valores en la ecuación anterior, el flujo másico del aire es:

$$m = 0.0269 \text{ lb/s (3600s/h)} = 97 \text{ lb/h}$$

2. Coefficiente promedio de transferencia de calor.

Para un flujo másico de aire de 97 lb/h, se tiene que:

Temperatura de entrada del aire: 81 °F

Temperatura de salida del aire: 109 °F

$$\frac{97}{0.0717} = 1352.859 \frac{\text{lb}^3}{\text{h}}$$

$$\text{aire} \rightarrow 0.0233 \frac{\text{lb}^3}{\text{h}}$$

Las propiedades del aire se evalúan a la temperatura promedio del aire, o sea

$$T_{\text{prom}} = (81 + 109 \text{ °F})/2 = 95 \text{ °F}$$

a esta temperatura promedio, las propiedades del aire son:

$$\rho = 0.0717 \text{ lb/pie}^3 \quad (\text{Apéndice A})$$

$$\mu = 0.04594 \text{ lb/pie-h} \quad (\text{Apéndice A})$$

$$k = 0.0153 \text{ BTU/h-pie-}^\circ\text{F} \quad (\text{Apéndice A}) \rightarrow \text{conductividad térmica}$$

El  $h_i$  se calcula mediante la ecuación:

$$\frac{h_i D}{k} = 0.021 (N_{\text{Re}})^{0.8} (N_{\text{Pr}})^{1/3}$$

$$N_{\text{Pr}} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$N_{\text{Re}} = \frac{\rho DV}{\mu} = \frac{(0.0717 \text{ lb/pie}^3)(0.1722 \text{ pie})(5.81 \times 10^4 \text{ pie/h})}{0.04594 \text{ lb/pie-h}}$$

$$N_{\text{Re}} = 1.545 \times 10^4$$

$$N_{\text{Pr}} = 0.72 \quad (\text{Apéndice A})$$

Con estos datos, el valor de  $h_i$  es:

$$h_i = \frac{0.021(0.0153 \text{ BTU/h-pie-}^\circ\text{F})(1.545 \times 10^4)^{0.8}(0.72)^{1/3}}{0.1722 \text{ pie}}$$

$$h_i = 3.75 \text{ BTU/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

### 3. Eficiencia de transferencia de calor.

A un flujo másico de aire de 97 lb/h y en la escala 2 del interruptor de la resistencia eléctrica, se obtuvieron los siguientes datos:

tiempo de duración de la corrida: 156 segundos

tiempo total de contacto del interruptor: 26 segundos

gradiente de temperatura: 21 °F

El calor transferido al aire es:

$$Q = (97 \text{ lb/h})(0.24 \text{ BTU/lb-}^{\circ}\text{F})(21 \text{ }^{\circ}\text{F}) = 489 \text{ BTU/h}$$

$$(489 \text{ BTU/h})(156 \text{ s}/3600 \text{ s/h}) = 20.9 \text{ BTU}$$

Para calcular el calor alimentado por la resistencia eléctrica, se tiene los siguientes datos:

Voltaje de entrada: 209.5 voltios

Resistencia: 29.5 ohmios

corriente (I) = 209.5 voltios/29.5 ohmios = 7.1 amperios

El calor disipado por la resistencia es:

$$\text{BTU/h} = (3.41)(209.5 \text{ voltios})(7.1 \text{ amperios}) = 5074 \text{ BTU/h}$$

El calor alimentado durante el tiempo de contacto del interruptor es:

$$(5074 \text{ BTU/h})(26 \text{ s}/3600 \text{ s/h}) = 36.7 \text{ BTU}$$

La eficiencia de transferencia de calor se define como:

$$\text{eficiencia} = \frac{\text{calor transferido} \times 100}{\text{calor alimentado}}$$

En este caso, la eficiencia de transferencia de calor es:

$$\text{eficiencia} = \frac{20.9 \text{ BTU}}{36.7 \text{ BTU}} \times 100 = 57 \%$$

#### 4. Balance de energía.

En la escala 2 del interruptor de la resistencia eléctrica y a un flujo másico de aire de 97 lb/h, los datos de calor transferido al aire versus temperatura son:

Tabla B.1

tiempo (h)	Q (BTU/h)
0.028	335.23
0.056	519.04
0.084	560.94
0.112	351.42
0.140	225.71
0.168	183.81
0.196	41.900

El calor total que se alimentó al sistema es el área bajo la curva de Q versus tiempo.

Utilizando el método del trapecio para integrar numéricamente:

$$Q_{\text{tot}} = \frac{0.028 [ 335.23 + 3681.84 + 41.9 ]}{2} = 56.2 \text{ BTU}$$

Este calor debe ser igual al calor total que disipó la resistencia eléctrica, en caso contrario, la diferencia son las pérdidas de calor por convección y radiación.

Para calcular el calor total disipado por la resistencia:

tiempo total de contacto del interruptor: 51 segundos

El calor total que se alimentó con la resistencia eléctrica es:

$$(5074 \text{ BTU/h})(51 \text{ s}/3600 \text{ s/h}) = 71.1 \text{ BTU}$$

La eficiencia global del equipo se define como:

$$\text{eficiencia global} = \frac{\text{calor absorbido}}{\text{calor alimentado}} \times 100$$

Para este caso, la eficiencia global del equipo es:

$$\text{eficiencia global} = \frac{56.2}{71.1} \times 100 = 79\%$$

El calor que se pierde por convección y radiación es:

porcentaje de calor perdido =  $100\% - \text{eficiencia global}$

por lo tanto:

porcentaje de pérdida =  $100 - 79\% = 21\%$

APENDICE C

Costos del equipo

Los costos del equipo conforman lo que es la construcción incluyendo materiales, y los gastos de compras de accesorios para su instalación.

El presupuesto en detalle es el siguiente:

INGRESOS

-Financiamiento de la Universidad del Valle de Guatemala	Q 1283.14
<b>TOTAL INGRESOS</b>	<b>Q 1283.14</b>

EGRESOS

-Construcción del equipo, sin incluir la resistencia	Q 920.00
-Resistencia eléctrica con su interruptor	Q 92.00
-Materiales eléctricos	Q 240.14
-Aislante de fibra de vidrio (tubos preformados)	Q 31.00
<b>TOTAL EGRESOS</b>	<b>Q 1283.14</b>

