

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN PROTOCOLO PARA EL DIAGNOSTICO DE UNIDADES DE MANEJO DE AIRE (UCV)

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres

Rodríguez R. Luis M.

Martínez M. José M.

Para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Caracas 2014

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN PROTOCOLO PARA EL DIAGNOSTICO DE UNIDADES DE MANEJO DE AIRE (UCV)

Tutor académico: Prof. Rodolfo Grullón

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres

Rodríguez R. Luis M.

Martínez M. José M.

Para optar al título de Ingeniero Mecánico



Facultad de Ingeniería
INGENIERIA MECÁNICA
Universidad Central de Venezuela
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA

Caracas, 02 de junio de 2014

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el (los) bachiller (es):

Martínez M. José M y Rodríguez R. Luis M.

Titulado: "*Diseño de un Protocolo para el Diagnostico de Unidades de Manejo de Aire*"

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. *Johane Bracamonte*
Jurado




Prof. *Julio Segura*
Jurado


Prof. *Rodolfo Grullón*
Tutor

"50 años de la creación de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, de la Escuela de Ingeniería Mecánica y del Instituto de Materiales y Modelos Estructurales"

DEDICATORIA

A mi mamá y a mi papá y a todas las personas que me apoyaron en la realización de este proyecto.

José Manuel Martínez Mejía

A mi familia, amigos y a todas aquella personas que de una u otra forma han influido en mi formación profesional y personal.

Luis Manuel Rodríguez Román

AGRADECIMIENTO

Gracias a la universidad central de Venezuela por s la oportunidad de formar parte de esta gran casa d estudios y formarnos tanto en lo profesional como en lo personal. A nuestro tutor académico Rodolfo Grullón por ser quien nos motivó a realizar este trabajo y por su paciencia y dedicación a lo largo de su ejecución.

Gracias a empresa FRIOVEN por ayudarnos en la ejecución de nuestro proyecto y colaborar con el préstamo de una unidad de manejo de aire, un *chiller* y sus instalaciones. Ya que sin este apoyo no se hubiera realizado el presente trabajo. Gracias a los técnicos de esta compañía por nos ayudarnos en la instalación del banco de prueba y por su gentileza, especialmente a Carlos. Además de hacer un especial reconocimiento al señor Rafael Hernández por brindarnos su apoyo desde el principio y sin esperar nada a cambio, gracias por las visitas en la empresa los cuales nos orientaron bastante en el planteamiento de nuestro trabajo.

Para finalizar, queremos agradecer a la empresa GUATI DUCTOS por la colaboración de un ducto, la pieza de transición y el estrangulador de flujo. Todos estos componentes utilizados en la configuración de prueba de nuestro trabajo especial de grado. Gracias señor Gerano Guerra por su ayuda y generosidad, ya que sin esto no hubiéramos podido culminarlo.

MARTINEZ M. JOSÉ M., RODRIGUEZ R. LUIS M.

**DISEÑO DE UN PROTOCOLO PARA EL DIAGNOSTICO DE
UNIDADES DE MANEJO DE AIRE**

**Tutor académico Prof. Rodolfo Grullón. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de
Ingeniería. Escuela de Mecánica. 2014, 127 páginas.**

**Palabras Clave: Unidad de manejo de aire, Diagnostico, Capacidad, Pruebas,
Serpentín, Ventilador, Sonido**

RESUMEN

El presente trabajo tuvo como objetivo el diseño de un protocolo para el diagnóstico de unidades de manejo de aire. Tomando en consideración los componentes más importantes de éstas, los cuales son el serpentín, el ventilador y el motor. Además, de considerar el nivel de ruido producido por el equipo. A través del protocolo se pueden determinar las especificaciones técnicas del equipo a evaluar con el fin de compararlas con la hoja técnica del fabricante y corroborar o invalidar éstas. Algunas de las especificaciones son: la capacidad de enfriamiento del serpentín, la caída de presión del aire cuando pasa a través de éste, la presión estática que es capaz de vencer el equipo, entre otras.

Se implementó el protocolo diseñado, en una unidad de manejo de aire modelo THU60ED de 5 toneladas de refrigeración (60.000 Btu/hr) proporcionado por la empresa fabricante FRIOVEN. Se realizaron varias pruebas dando como resultado que el equipo cumple satisfactoriamente las características expuestas en su catálogo.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
RESUMEN	vi
ÍNDICE GENERAL	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xii
ÍNDICES Y SUBÍNDICES	xv
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	2
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.1 Antecedentes	2
1.2 Justificación e importancia	3
1.3 Limitaciones	4
1.4 Objetivos de la investigación	5
1.4.1 Objetivo general	5
1.4.2 Objetivos Especificos	5
CAPÍTULO II	6
MARCO TEÓRICO	6
2.1 La Refrigeración	6
2.2 Fundamentos termodinámicos	6
2.3 Ciclos de refrigeración	7
2.3.1 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	8
2.3.2 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor	9
2.4 Unidad de Manejo de Aire	11
2.5 Serpentín para enfriamiento y des humidificación	12
2.6 Refrigerante	13

2.7 Instrumentos de control	14
2.7.1 Rango	14
2.7.2 Alcance.....	14
2.7.3 Error	15
2.7.4 Incertidumbre de la medida	15
2.7.7 Exactitud	15
2.7.6 Precisión.....	16
2.7.8 Resolución	16
2.9 Medición de presión.....	16
2.9.1 Medidores de equilibrio de presión y fuerza.....	18
2.9.2 Elementos elásticos de medida directa	21
2.10 Medición de temperatura	23
2.10.1 Termómetro de bulbo y capilar	24
2.10.2 Termómetro de resistencia.....	24
2.10.3 Termistores	25
2.10.4 Termopares	26
2.11 Medción de caudal	26
2.11.1 Medición del caudal volumétrico	27
2.11.2 Medición de caudal másico	29
2.12 Ruido.....	31
CAPÍTULO III	32
MARCO METODOLÓGICO	32
3.1 Nivel de la investigación.....	32
3.2 Diseño de la investigación	33
3.3 Población y muestra	33
3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	34
3.5 Búsqueda bibliográfica	34
3.6 Contacto con fabricantes	35
3.7 Diseño de Formularios y selección de intrumentos	36
3.8 Implementación de formularios en pruebas físicas	41
3.9 Validación de los resultados	49
3.10 Culminación del protocolo.....	49
CAPITULO IV	50

RESULTADOS Y ANALISIS DE RESULTADOS	50
4.1 Resultados	50
4.2 Calculos tipo	54
4.3 Analisis de resultado	84
CAPITULO V	88
CONCLUSIONES.....	88
RECOMENDACIONES.....	89
ANEXOS	106
BIBLIOGRAFÍA.....	90
ANEXOS DE TABLAS.....	93
ANEXOS DE FIGURAS.....	108

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.- Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	8
FIGURA 2.- Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor	10
FIGURA 3.- Configuración típica de unidades de manejo de aire	12
FIGURA 4.- Diferentes formas de medición de presión	17
FIGURA 5.- Manómetro tipo U y manómetro tipo cubeta	19
FIGURA 6.- Manómetro tipo U con diferentes líquidos.....	20
FIGURA 7.- Barómetro	21
FIGURA 8.- Esquema del tubo de Bourdon.....	22
FIGURA 9.- Diagrama de un manómetro basado en el tubo de Bourdon tipo c.	22
FIGURA 10.- Tubo de Pitot	28
FIGURA 11.- Configuración de prueba del lado del aire con rectificadores de flujo tipo estrella	37
FIGURA 12.- Configuración de prueba utilizada para el lado del aire.....	38
FIGURA 13.- Aparato de medición para propiedades del agua	39
FIGURA 14.- Aparato de medición para propiedades del agua utilizando en la prueba	39
FIGURA 15.- Especificaciones del tubo de Pitot.....	41
FIGURA 16.- Unidad de manejo de aire modelo THU60ED.....	43
FIGURA 17.- Pieza de transición.....	44
FIGURA 18.- Rectificador de flujo tipo estrella para ductos de sección transversal circular..	44
FIGURA 19.- Estrangulador de flujo	45
FIGURA 20.- Conjunto de imágenes de la ubicación de los instrumentos.....	46
FIGURA 21.- Aberturas del estrangulador de flujo utilizadas para la determinación de la curva del ventilador	48

FIGURA 22.- Curva del ventilador en unidades internacionales	79
FIGURA 23.- Curva del ventilador en unidades inglesas	80
FIGURA 24.- Curva del ventilador en unidades internacionales (Con el <i>chiller</i> en funcionamiento).....	81
FIGURA 25.- Curva del ventilador en unidades inglesas (Con el <i>chiller</i> en funcionamiento)	82
FIGURA 26.- Curva del ventilador en condiciones estándar (unidades internacionales)	84
FIGURA 27.- Configuración de prueba para el lado del aire con rectificador de flujo tipo estrella	109
FIGURA 28.- Aparato de medición para propiedades del agua o solución	110
FIGURA 29.- Posiciones del tubo de Pitot para ductos de sección transversal circular	111
FIGURA 30.- Enfriador de agua de 10 toneladas (<i>chiller</i>)	112
FIGURA 31.- Rectificador de flujo	112
FIGURA 32.- Montaje para las pruebas.....	113
FIGURA 33.- Serpentín y ventilador de la unidad de manejo de aire	113
FIGURA 34.- Serpentín	114
FIGURA 35.- Manómetro de columna de agua	114
FIGURA 36.- Forma de medición utilizadas en las pruebas	115

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.- Datos técnicos de la UMA THU60ED	42
TABLA 2.- Dimensiones de la UMA THU60ED en milímetros.....	43
TABLA 3.- Promedios de datos obtenidos en la prueba para la capacidad del lado del aire del miércoles 02/04/2014.....	50
TABLA 4.- Datos promediados de prueba del lado del agua día miércoles 02/04/2014	50
TABLA 5.- Promedios de datos obtenidos en la prueba para la capacidad del lado del aire del viernes 04/04/2014.....	51
TABLA 6.- Datos promediados de prueba del lado del agua día viernes 04/04/2014	51
TABLA 7.1.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 1)	51
TABLA 7.2.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 2)	51
TABLA 7.3.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 3)	51
TABLA 7.4.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 4)	51
TABLA 7.5.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 5)	52
TABLA 7.6.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 6)	52
TABLA 8.1.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 1 con <i>chiller</i>)	52
TABLA 8.2.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 2 con <i>chiller</i>)	52

TABLA 8.3.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 3 con <i>chiller</i>)	52
TABLA 8.4.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 4 con <i>chiller</i>)	53
TABLA 8.5.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 5 con <i>chiller</i>)	53
TABLA 8.6.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 6 con <i>chiller</i>)	53
TABLA 9.- Promedios de datos obtenidos en la prueba para la capacidad de del lado del aire del lunes 07/04/2014.....	53
TABLA 10.- Datos promediados de prueba del lado del agua día lunes 07/04/2014.....	53
TABLA 11.- Resultados de prueba de sonido	54
TABLA 12.- Tabla de conversión de unidades.....	54
TABLA 13.- Presión atmosférica aproximada a diferentes alturas	55
TABLA 14.- Estados en los planos 0, 2.....	62
TABLA 15.1.- Resultados de los cálculos de capacidad del día miércoles 02/04/2014	66
TABLA 15.2.- Resultados de los cálculos de capacidad del día viernes 04/04/2014	66
TABLA 15.3.- Resultados de los cálculos de capacidad del día lunes 07/04/2014	66
TABLA 16.- Datos promediados de prueba del lado del agua día lunes 07/04/2014.....	66
TABLA 17.- Resultados de la prueba del agua los 3 días.....	68
TABLA 18.- Promedios de la prueba para capacidad del ventilador.....	68
TABLA 19.1.- Resultados de capacidad del ventilador en unidades internacionales	79
TABLA 19.2.- Resultados de capacidad del ventilador en unidades inglesas	80
TABLA 20.1.- Resultados de capacidad del ventilador con el <i>chiller</i> funcionando en unidades internacionales.....	81

TABLA 20.2.- Resultados de capacidad del ventilador con el <i>chiller</i> funcionando en unidades inglesas.....	82
TABLA 21.- Comparación de datos de unidad THU60ED obtenidos en las pruebas con los datos que ofrece el fabricante	85
TABLA 22.- Comparación de condiciones de prueba y condiciones del fabricante.....	85
TABLA 23.- Comparación de los gradientes de temperatura y caudal por tonelada.....	86
TABLA 24.- Datos de prueba de capacidad del lado del aire día miércoles 02/04/2014.....	94
TABLA 25.- Datos de prueba de capacidad del lado del aire día viernes 04/04/2014.....	95
TABLA 26.1.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 1)	96
TABLA 26.2.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 2)	97
TABLA 26.3.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 3)	97
TABLA 26.4.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 4)	98
TABLA 26.5.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014(Determinación 5)	98
TABLA 26.6.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 6)	99
TABLA 27.1.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 1 con <i>chiller</i>).....	100
TABLA 27.2.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 2 con <i>chiller</i>).....	101
TABLA 27.3.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 3 con <i>chiller</i>).....	102

TABLA 27.4.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 4 con <i>chiller</i>).....	102
TABLA 27.5.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 5 con <i>chiller</i>).....	103
TABLA 27.6.- Datos de prueba para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014 (Determinación 6 con <i>chiller</i>).....	104
TABLA 28.- Datos de prueba d capacidad del lado del aire día lunes 07/04/2014.....	104
TABLA 29.- Datos de prueba en el agua día miércoles 02/04/2014	106
TABLA 30.- Datos de prueba en el agua día viernes 04/04/2014	106
TABLA 31.- Datos de prueba en el agua día lunes 07/04/2014	106

ÍNDICES Y SUBÍNDICES

SÍMBOLO	DESCRIPCION	SI
A	Área de la sección transversal	m^2
A_f	Área de cara del serpentín	m^2
C_p	Calor específico del aire a presión constante	$kJ/(kg^\circ C)$
C_v	Calor específico a volumen constante	$kJ/(kg^\circ C)$
C_{pg}	Calor específico a presión constante de la solución acuosa de glicol	$kJ/(kg^\circ C)$
C_{pw}	Calor específico a presión constante del agua	$kJ/(kg^\circ C)$
D	Diámetro y diámetro equivalente	m
D_H	Diámetro hidráulico	m
D_i	Diámetro interno del tubo	mm
D_o	Diámetro externo del tubo	mm
e	Base logarítmica natural (2.718...)	-----
FP	Factor de potencia	-----
f	Coeficiente de fricción	-----
H	Potencia de entrada del ventilador	W
H_o	Potencia de salida del ventilador	w
H_s	Altura de la cara del serpentín	mm
h	Entalpía	$kJ/(kg \cdot k)$
h_{ax}	Entalpía de aire seco	$kJ/(kg \cdot k)$
h_{vx}	Entalpía del vapor de agua saturado	$kJ/(kg \cdot k)$
h_l	Entalpía del líquido	$kJ/(kg \cdot k)$
h_{fg}	Perdidas de carga a través del serpentín de solución acuosa de glicol	$m H_2O$
h_{fw}	Perdidas de carga a través del serpentín de agua.	$m H_2O$
K_p	Factor de compresibilidad	-----
L	Longitud	m
L_o	Entrada de energía al motor	W
L_c	Aletas planas, longitud externa del cuello. Para aletas cuyo cuello toca a aletas adyacentes	mm
L_d	Profundidad de la aleta de placa en dirección del flujo de aire	mm
L_e	Longitud equivalente del rectificador	m
L_f	longitud de la aleta de placa perpendicular a la dirección de los tubos expuestos al flujo del aire	mm
L_s	Longitud de la cara del serpentín	mm
$L_{x,x'}$	Longitud del ducto entre los planos x y x'	m
l_n	Logaritmo natural	----
M_w	Masa de agua recolectada en el tiempo Z_w usando el medidor de cantidad de líquido	kg
M_g	Masa de solución acuosa de glicol recolectada en el tiempo	kg

	Z_g usando el medidor de cantidad de liquido	
N	Velocidad de rotación	Rpm
N_c	Número de circuito de tubos en el serpentín	----
N_f	Numero de aletas en la longitud del tubo aleteado	----
N_h	Numero de huecos para tubos por aleta de placa continua	----
N_p	Número de pasos de tubo por circuito	----
N_t	Número de tubos en serpentín	----
n	Numero de lecturas	----
P_a	Presión parcial del aire en la mezcla aire-vapor	Pa
P_d	Presión dinámica del ventilador	Pa
P_g	Presión de saturación del agua a la temperatura de la mezcla	Pa
P_s	Presión estática del ventilador	Pa
P_t	Presión total del ventilador	Pa
P_{w1}	Presión del agua en la entrada del serpentín	Pa
P_{w2}	Presión del agua en la salida del serpentín	Pa
P_{dx}	Presión dinámica en el plano X	Pa
P_{sx}	Presión estática en el plano X	Pa
P_{tx}	Presión total en el plano X	Pa
p_b	Presión barométrica corregida	Pa
p_e	Presión de vapor saturado a t_{bh}	Pa
p_p	Presión de vapor parcial	Pa
Q	Caudal de aire del ventilador	m^3/s
Q_x	Caudal de aire en el plano X	m^3/s
Q_{wSTD}	Caudal volumétrico estándar del agua	m^3/s
Q_{gSTD}	Caudal volumétrico estándar de la solución acuosa de glicol	m^3/s
q	Capacidad de transferencia de calor	kW
q_t	Capacidad de enfriamiento promedio de la UMA	kW
q_{sa}	Capacidad de enfriamiento sensible del lado del aire	kW
q_{ta}	Capacidad total de enfriamiento del lado del aire	kW
q_{tz}	Capacidad de enfriamiento del medio enfriador	kW
R_a	Constante del aire	$J/(kg.k)$
R_e	Numero de Reynolds	----
S_f	Espacio entre tubos a través de la cara del serpentín	mm
S_r	Espacio entre tubos del serpentín en la dirección del aire	mm
t_w	Temperatura del agua	$^{\circ}C$
t_s	Temperatura de estancamiento	$^{\circ}C$
t_{adb}	Temperatura ambiental de bulbo seco en el condensador	$^{\circ}C$
t_{bh}	Temperatura de bulbo húmedo	$^{\circ}C$

t_{bs}	Temperatura de bulbo seco	$^{\circ}\text{C}$
V	velocidad	m/s
V_a	Velocidad de aire en la cara del serpentín a las condiciones de prueba.	m/s
V_{aS}	Velocidad de aire estándar en la cara del serpentín.	m/s
V_w	Volumen de agua recolectado durante el tiempo Z_w	m^3
v	Volumen específico	m^3/kg
W_x	Humedad relativa en la mezcla de aire vapor de agua en el plano de medición x	$\text{kgH}_2\text{O}/\text{kgAire}$
x	Función usada para determinar K_p	---
y	Espesor del elemento rectificador del flujo de aire	mm
Y_e	Espesor de la aleta en el borde exterior de aletas en espiral	mm
Y_f	Espesor de aletas para placas de aletas con espesor constante	mm
z	Función para determinarlas dimensiones de K_p	---
Z_w	Tiempo de recolección de agua	s
γ	Relación de los calores específicos	---
ΔP	Presión diferencial	Pa
η	Eficiencia del motor	---
η_s	Rendimiento estático del ventilador	---
η_t	Rendimiento total del ventilador	---
μ	Viscosidad dinámica del aire	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
ρ	Densidad	Kg/m^3
ρ_x	Densidad del aire en el plano X	Kg/m^3
ρ_w	Densidad del agua	Kg/m^3
ϕ_x	Humedad relativa en el plano x	---
ΔP_s	Caída de presión del aire a través del serpentín en condiciones estándar	Pa
ΔP_a	Caída de presión del aire a través del serpentín	Pa
$\dot{m}$	Flujo másico	kg/s
$\dot{m}_a$	Flujo másico de aire seco	kg/s
$\dot{m}_w$	Flujo másico de agua	kg/s

INTRODUCCIÓN

Actualmente las unidades de manejo de aire (UMA por sus siglas) fabricadas en el país tienen una desventaja en el mercado al competir con equipos importados que poseen capacidades similares.

Al buscar información sobre ensayos a los equipos de acondicionamiento de aire, a través de empresas destacadas en la fabricación de unidades de manejo de aire como FRIOVEN y CLIMAR, en el país se cuenta con cuartos calorimétrico de baja capacidad que no permiten el diagnóstico o certificaciones de unidades de gran capacidad como lo son las unidades de manejo de aire. Por esta razón las empresas poseen dificultades a la hora de realizar ensayos a sus equipos a través de mediciones físicas, con el fin de aplicar un sistema de gestión de calidad.

Las unidades de manejo de aire fabricadas en el país poseen un diseño muy similar a los prototipos americanos como lo son Carrier o la Trane, las diferencias se encuentran en la materia prima que se consigue en el país, lo cual conlleva a que los materiales no tienen las mismas especificaciones como por ejemplo en el diámetro de las tuberías del serpentín, o el espesor del aluminio utilizado para la aletas. Por lo que los fabricantes venezolanos tienden a sobredimensionar las unidades que fabrican, de esta forma se aseguran de cumplir ampliamente los requerimientos de sus clientes y las especificaciones expuestas en sus catálogos.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes

En el año **1972**, **Fajardo y Lucca** realizaron un trabajo especial en donde construyeron un banco de pruebas para ventiladores con el fin de determinar las curvas características o hacer la verificación en un punto de funcionamiento indicado.

En el año **1983**, **Santana y Naranjo** elaboraron un laboratorio de aire acondicionado y refrigeración con la finalidad de que el estudiante de ingeniería mecánica amplíe sus conocimientos desde el punto de vista técnico-práctico referente al aire acondicionado y refrigeración y poder dotar a la Universidad Central de Venezuela de un laboratorio de aire acondicionado y refrigeración.

Bellizzia (s.f.), diseñó y construyó un equipo para estudios de acondicionamiento de aire. El objetivo de este trabajo fue crear un equipo para el laboratorio del Departamento de Termodinámica de la Universidad Central de Venezuela, capaz de enfriar, calentar y humidificar una corriente de aire, que consta de cuatro secciones: ventilación, enfriamiento, calentamiento y humidificación. Las secciones fueron construidas de forma modular para permitir la variación en la secuencia de los procesos señalados. Como complemento también elaboró un programa a objeto de simular todas las operaciones que el equipo es capaz de realizar con su guía de uso, además de un manual de operación, fallas y mantenimiento para asegurar el buen funcionamiento.

En **2007**, **Bernechea y Hernández** realizaron un proyecto de normas para la certificación de equipos de refrigeración en Venezuela titulado “Serpentines, válvulas, ventiladores y unidades de enfriamiento de aire usados en refrigeración”.

Los autores determinaron el conjunto de pruebas requeridas para la certificación de cada equipo. Como resultado obtuvieron un proyecto de normas que contempla los requerimientos para la valoración y certificación de serpentines, válvulas, ventiladores y unidades de refrigeración para Venezuela que constituye el primer paso hacia el desarrollo de un sistema de certificación para el país, que incluya las normas, la metodología, los equipos de prueba y el lugar para la realización de las mismas.

En el año **2008**, **Gonzales** realizó un proyecto de diseño e implementación de protocolos para la verificación del cumplimiento de los requisitos del usuario y pruebas finales en sistema de aire acondicionado en donde se logró la estandarización de un proceso basado en la aplicación de un sistema de gestión de calidad que tiene como fundamento las normas ISO, enfocado al área de instalaciones mecánicas de aire acondicionado que trabaja con agua helada.

1.2 Justificación e importancia

El propósito del diseño de un protocolo es buscar una alternativa para diagnosticar el comportamiento y validar las especificaciones técnicas de unidades de manejo de aire, además de ser una necesidad por no contar en el país con un laboratorio equipado con un cuarto calorimétrico de alta capacidad para tales fines.

La idea de diseñar e implementar protocolos para unidades de manejo de aire que funcionan con agua helada y refrigerante, es documentar el proceso en el cual se define que se cumplen o no las expectativas del fabricante con respecto a un equipo en particular. Además de diagnosticar el comportamiento de la unidad a diferentes condiciones de trabajo.

Por último, para los fabricantes es importante realizar pruebas de sus equipos para asegurarse de que están satisfechos de sus productos e incluso superar sus expectativas en cuanto a las especificaciones de las capacidades y su funcionamiento, todo esto con el objetivo de en un futuro recurrir a una certificación, la cual es importante para competir en el mercado.

1.3 Limitaciones

En este proyecto de investigación no se contó con un cuarto calorimétrico donde hacer las mediciones necesarias para el diagnóstico por lo que realizaron las mismas en campo. La Cámara Venezolana de la Ventilación y Aire Acondicionado (VENACOR) se planteó un proyecto de construcción de un cuarto calorimétrico de alta capacidad para certificación, que desafortunadamente no pudo ejecutarse. De igual manera, en la Universidad Simón Bolívar se realizó un diseño de cuarto calorimétrico para análisis, prueba y certificación de aire acondicionado, pero el mismo no fue construido.

La ejecución del presente proyecto estuvo supeditada a la disposición de algunas empresas fabricantes para facilitar dentro de sus instalaciones, de un espacio donde efectuar las pruebas, así como los equipos a ser probados, y el ducto necesario para las pruebas a ejecutar.

El protocolo se centrará en las partes más importantes de la unidad de manejo de aire como lo son el motor, ventilador y el serpentín. No se tomará en cuenta la verificación del funcionamiento del enfriador de agua en caso de utilizar agua helada para enfriar el aire o del compresor si utiliza refrigerante

1.4 Objetivos de la investigación

Mediante la taxonomía de Bloom en donde se describen 5 niveles para el desarrollo de una investigación o aprendizaje, se logró concretar los siguientes objetivos para el proyecto a realizar

1.4.1 Objetivo general

Diseño de un protocolos para el diagnóstico de unidades de manejo de aire enfriadas por agua helada y por refrigerante volátil de hasta 180.000 Btu.

1.4.2 Objetivos específicos

- Conocer que son las unidades de manejo de aire.
- Clasificar los tipos existentes utilizados en el país.
- Seleccionar las partes a evaluar en la unidad de manejo de aire.
- Definir la formulación.
- Seleccionar la instrumentación.
- Sintetizar un formulario para diagnosticar unidades de manejo de aire.
- Ejecutar pruebas a unidades facilitadas por los fabricantes.
- Diseñar el protocolo para el diagnóstico de las unidades de manejo de aire.
- Comparar los resultados obtenidos con los datos técnicos del fabricante.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 La refrigeración

Incropera y De Witt (1999) subrayan la importancia de la transferencia de calor hoy en día y se dedican grandes esfuerzos en el aprendizaje de los efectos de la transferencia de calor, así como las técnicas necesarias para predecir su velocidad y en qué clase de problemas se aplica. Los fenómenos de transferencia de calor tienen un papel importante en muchos problemas industriales y ambientales, como por ejemplo, en la extracción de calor de motores de combustión interna y turbinas a gas, para la producción eléctrica en plantas térmicas como también las plantas nucleares, en la manipulación de ambiente interno para enfriar con aire acondicionado o calentar con calefacción según sea necesario, en infinidad de proceso de producción, entre muchas otras aplicaciones.

Para poder entender en su totalidad el funcionamiento del ciclo de refrigeración, es preciso entender los fenómenos implicados como la termodinámica y el transporte de energía en forma de calor. (ob.cit.).

2.2 Fundamentos termodinámicos

Cengel (2012) define a la termodinámica como la ciencia de la energía. Aunque todo el mundo tiene una idea de lo que es la energía, es difícil definirla de forma precisa, la energía se puede considerar como la capacidad para causar cambios. En la actualidad, el concepto se interpreta de manera amplia para incluir los conceptos de energía y

sus transformaciones, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las propiedades de la materia.

La más importante ley de la naturaleza es el principio de la conservación de la energía. Ésta expresa que durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra pero su cantidad total permanece constante. Esto quiere decir que, la energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma.

La primera ley de la termodinámica es simplemente una expresión del principio de conservación de la energía. La segunda ley de la termodinámica afirma que la energía tiene calidad así como cantidad y los procesos reales ocurren hacia donde disminuye la calidad de la energía.

2.3 Ciclos de refrigeración

La refrigeración es una de las principales áreas de la aplicación de la termodinámica, su importancia incide en una gran cantidad de procesos industriales y también gracias a ésta es posible regular la temperatura dentro de espacios en zonas tropicales con mucho calor y mucha humedad o en algunos países en la época de verano. Cengel (2012) puntualiza que la refrigeración es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una de temperatura superior. Los dispositivos que producen refrigeración se denominan refrigeradores según Cengel y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración.

2.3.1 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, se puede observar en el diagrama $T-s$ y $P-h$ en la figura 1. Éste es el más utilizado en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- Compresión isentrópica a través del compresor (1-2)
- Rechazo de calor a presión constante en un condensador (2-3)
- Estrangulamiento en un dispositivo de expansión (3-4)
- Absorción de calor a presión constante en un evaporador (4-1)

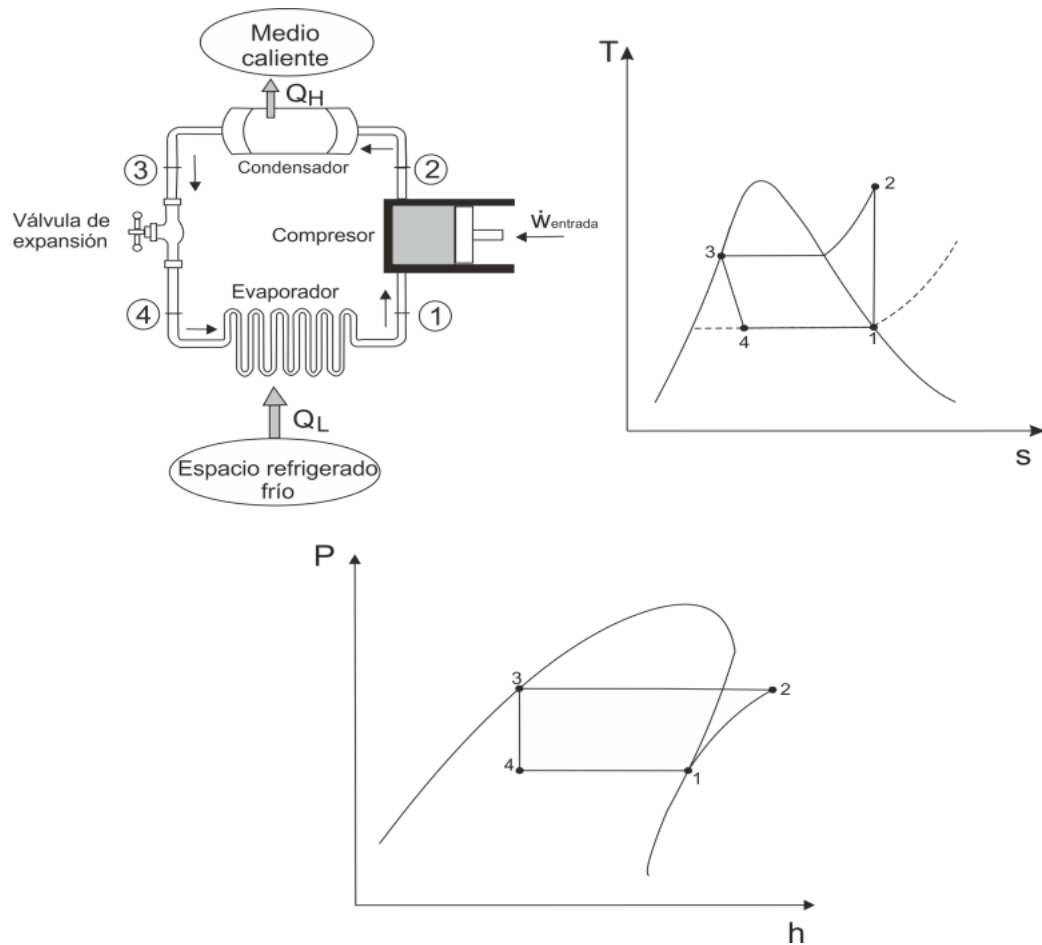


FIGURA 1.- Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

En un ciclo ideal de refrigeración, primero el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isen-trópicamente hasta la presión del condensador y aumentando su temperatura, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante, siendo este vapor sobrecalentado (estado 2). Después el refrigerante entra en el condensador y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar, descendiendo la temperatura del refrigerante por debajo de la temperatura del espacio refrigerado.

El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como una mezcla de vapor y líquido de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

2.3.2 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes del sistema de refrigeración. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido, que causa caídas de presión, y la transferencia de calor con los alrededores. El diagrama $T-s$ de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 2.

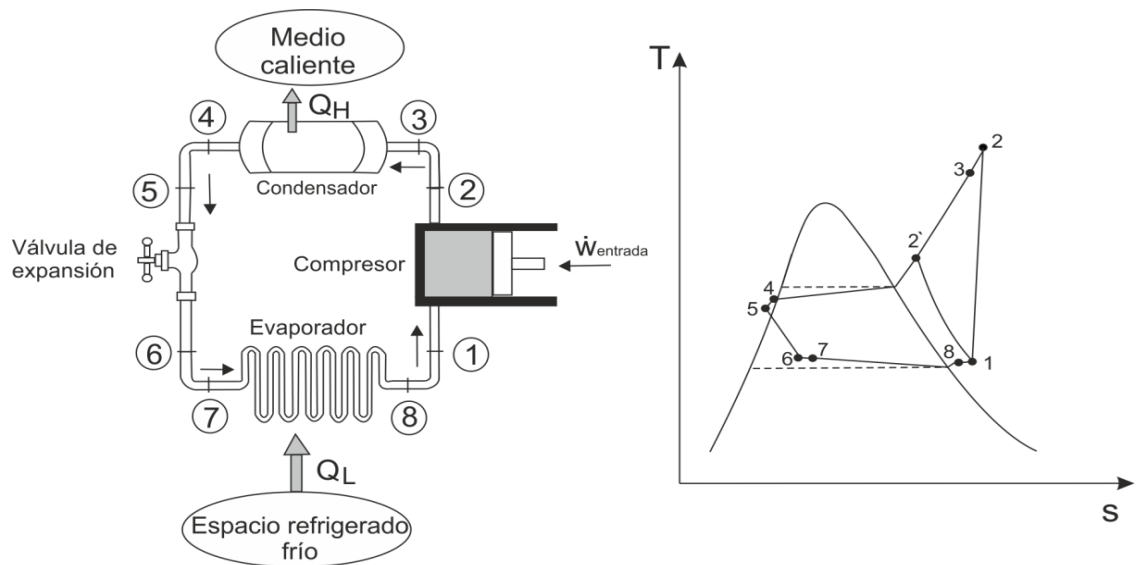


FIGURA 2.- Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

En el ciclo real, el refrigerante entra al compresor ligeramente sobrecalentado (estado 1). Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante sea completamente vapor cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto se origina una caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El proceso de compresión en el ciclo real se incluye los efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor. Para el caso ideal el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión del compresor, sin embargo, en la realidad no es posible que ocurra esto, debido a que es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador y así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Por otra parte es muy difícil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo, por lo tanto el refrigerante sale del condensador en estado subenfriado (estado 4) y entra a la válvula de expansión aún más subenfriado (estado 5). La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, con el fin de

que la caída de presión en la línea de conexión sea pequeña. Luego entra al evaporador con una entalpia inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado (proceso 7-8).

2.4 Unidad de Manejo de Aire

La unidad básica de manejo de aire consta de una unidad de tratamiento de aire (serpentín) y una unidad de distribución de aire (ventilador). En el manual de ASHRAE (*HVAC Systems and Equipment*, 2008. p. 4.3) detallan que una unidad de manejo de aire puede ser diseñada para suministrar volúmenes constantes o variables de aire con una distribución de velocidades bajas, medias o altas. Normalmente estos equipos se ubican afuera del área a acondicionar, y puede estar adyacente al equipo primario de refrigeración (*chiller*) o a una distancia considerable y puede utilizar como fluidos de trabajo, refrigerantes, agua fría, agua caliente o vapor según sea el caso de climatización para el que se utilice.

Las unidades de manejo de aire o UMA por sus iniciales están disponibles comercialmente en muchos tamaños, capacidades y configuraciones utilizando cualquier método deseado para enfriamiento. Estas unidades pueden ser utilizadas en pequeños y grandes edificios. En la figura 3 se muestra los típicos sistemas de unidades de manejo de aire que suministran aire climatizado para una zona en particular.

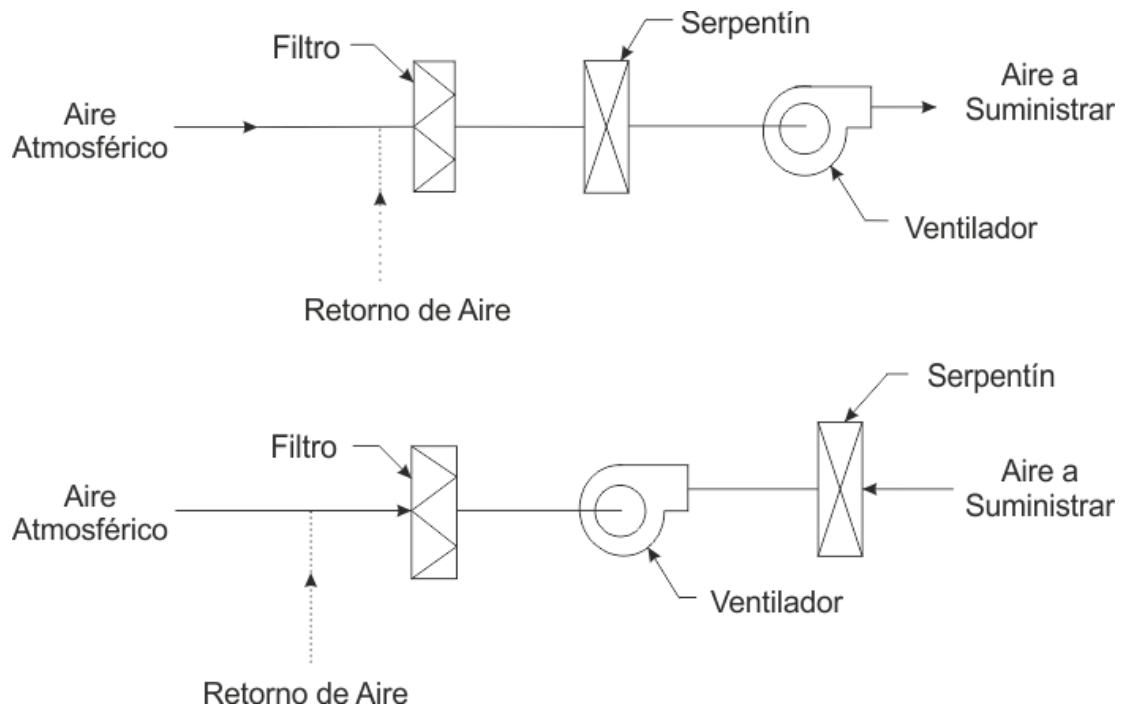


FIGURA 3.- Configuración típica de unidades de manejo de aire.

2.5 Serpentin para enfriamiento y des humidificación

Los serpentines enfriadores son aquellos que remueven el calor latente y calor sensible del flujo de aire. Según el manual ASHRAE (*HVAC Systems and Equipment*, 2008. p. 4.8) el medio enfriador puede ser tanto agua como otros refrigerantes de naturaleza orgánica o no, en el caso de que sea refrigerante, el serpentín funciona como una evaporador en el ciclo de refrigeración.

2.6 Refrigerante

Según Hundy, Trott y Welch (2008) los primeros sistemas mecánicos de refrigeración utilizaron aire como fluido de trabajo. La introducción de los ciclos de compresión de vapor permitió la elaboración de sistemas más compactos y efectivos. Al principio los únicos fluidos prácticos eran el dióxido de carbono y el amoníaco.

Una revolución vino con la invención del refrigerante clorofluorocarbono (CFC) R12 en los años treinta. Este refrigerante y otros miembros de la familia CFC parecían poseer todas las propiedades deseadas. En particular eran no tóxicos, no inflamables, con buenas propiedades termodinámicas y mezclables en cualquier proporción con aceites. Los refrigerantes CFCs R12, R11, R114 y R502 junto al hidrogenado (HCFC) R22 se convirtieron en los refrigerantes definitivos. Esto permitió la expansión de la refrigeración en las áreas comerciales y domésticas.

Posteriormente a la aparición y uso de los refrigerantes CFCs, comenzó el adelgazamiento progresivo de la denominada “capa de ozono”, una región de la atmosfera superior enriquecida en ozono, una forma de oxígeno (O_3) que interacciona con los rayos ultravioleta, filtrándolos y evitando sus efectos nocivos a la biosfera. Los investigadores se percataron de que el adelgazamiento en la capa de ozono era consecuencia directa de la emisión de hidrocarburos fluorados y clorados, que reaccionan con el ozono. La disminución en la concentración de ozono ocasiona que aumente la radiación ultravioleta que llega a la superficie de la tierra, con infinidad de efectos perjudiciales.

Luego de una serie de reuniones y negociaciones, se logró el acuerdo del Protocolo de Montreal sobre sustancias que dañan la capa de ozono en el año 1987. Los países firmantes acordaron reducir la producción de estos químicos para el año 1995. La industria de la refrigeración rápidamente hizo el cambio de utilización de los refrigerantes CFC a los HCFC. Luego de una revisión posterior del protocolo, se acordó de igual manera una fecha para la eliminación de los refrigerantes HCFC. Esto marcó el final del refrigerante R22.

Para remplazar los refrigerantes con contenido de cloro CFC y HCFC, las compañías desarrollaron un rango de refrigerantes hidrofluorocarbonos (HFC). Éstos tienen propiedades termodinámicas más pobres que los refrigerantes CFC, y no igualan el rendimiento de los químicos que reemplazan. El refrigerante R134a fue el primer HFC en estar disponible, y posee propiedades más parecidas al R12.

2.7 Instrumentos de control

Según Creus (1997) los instrumentos de medición empleados en la industria tienen su propia terminología, en la cual se definen las características propias de los diversos instrumentos utilizados.

La terminología empleada se ha unificado con el fin de que los fabricantes, los usuarios y los organismos o entidades que intervienen directamente en el campo de la instrumentación industrial empleen el mismo lenguaje.

2.8.1 Rango

El rango o también llamado campo de medida se define como el conjunto de valores de la variable medida que están dentro de los límites superior e inferior de la capacidad de medida o de transmisión del instrumento.

2.8.2 Alcance

Es la diferencia algebraica entre el límite superior e inferior del campo de medida del instrumento

2.8.3 Error

Es la diferencia algebraica entre el valor leído o transmitido por el instrumento y el valor real de la variable medida.

2.8.4 Incertidumbre de la medida

La incertidumbre en la medición viene del error que existe al realizar la medida de una magnitud, lo cual hace que se tenga una incertidumbre sobre el verdadero valor de la medida. La incertidumbre es la dispersión de los valores que pueden ser atribuidos razonablemente al verdadero valor de la magnitud medida.

2.8.5 Exactitud

Es la cualidad de un instrumento de medición que le permite dar lecturas próximas al verdadero valor.

2.8.6 Precisión

La precisión es la tolerancia de la medida o de transmisión del instrumento, también se puede definir como el intervalo donde es admisible que se sitúe la magnitud de la medición. Además define los límites de los errores cometidos cuando el instrumento se emplea en condiciones normales de servicio durante un período de tiempo determinado.

La precisión se puede expresar de varias maneras:

- a) Tanto por ciento del alcance.
- b) Directamente, en unidades de la variable medida.
- c) Tanto por ciento de la lectura efectuada.
- d) Tanto por ciento del valor máximo del campo de medida.
- e) Tanto por ciento de la longitud de la escala.

2.8.7 Resolución

Es la menor diferencia de valor que el instrumento puede distinguir al ir variando continuamente la medida en todo el campo. Es también el grado con que el instrumento puede discriminar valores equivalentes de una cantidad

2.8 Medición de presión

Para Harold Soisson (s.f.) las mediciones de presiones son de las más importantes que se hacen en la industria y la cantidad de instrumentos que la mide puede ser mucho mayor que la utilizada en cualquier otro tipo de variable. Además las mediciones de presión pueden ser desde valores muy bajos que se consideran un vacío, hasta miles de toneladas por unidad de área.

La presión es una fuerza que se ejerce sobre un área determinada y se mide en unidades de fuerza por unidad de área. Esta fuerza se puede aplicar a un punto en una superficie o distribuirse sobre ésta. Cada vez que se ejerce, se produce una deflexión, una distorsión o un cambio de volumen o dimensión.

Creus (1997) establece que la presión se mide ya sea como un valor absoluto que es la fuerza total ejercida, o como valor diferencial, que es la diferencia algebraica entre

el valor absoluto y el valor que se obtiene de considerar la atmósfera circundante en el tiempo y el lugar de la medición.

A continuación se explicarán las diferentes formas de medición de presión apoyadas en la Figura 4.

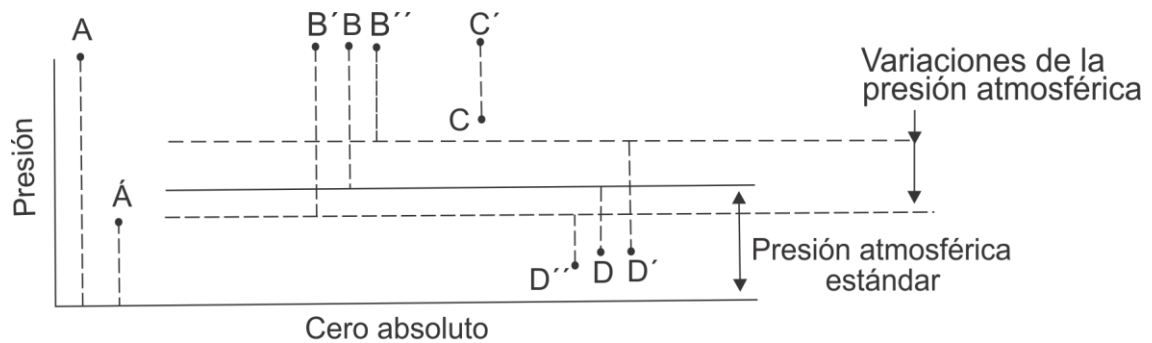


FIGURA 4.- Diferentes formas de medición de presión

La presión absoluta se mide con la relación al cero absoluto de presión (punto A y Á).

La presión atmosférica es la presión ejercida por la atmosférica terrestre medida mediante un barómetro. A nivel del mar, esta presión es próxima a 760 mm Hg absolutos ($29,9$ pulgadas Hg) o $14,7 \text{ psia}$ (libras por pulgada cuadrada absolutas) y estos valores definen la presión ejercida por la atmósfera estándar.

La presión relativa es la determinada por un elemento que mide la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica del lugar donde se efectúa la medición (punto B de la Figura 3). Hay que señalar que al aumentar o disminuir la presión atmosférica, disminuye o aumenta respectivamente la presión leída (puntos B' o B''), si bien ello es despreciable al medir presiones elevadas.

La presión diferencial es la diferencia entre dos presiones, puntos C y C'.

La presión de vacío es la diferencia entre la presión atmosférica y aquella medida por debajo de la atmosférica (puntos D, D' y D''). Viene expresado en milímetros de columna de mercurio (mm Hg) y milímetros de columna de agua ($\text{mm H}_2\text{O}$). Cabe

destacar que las variaciones de la presión atmosférica influyen considerablemente en las lecturas del vacío.

Según Harold Soisson (s.f.) en las aplicaciones industriales, la presión se mide normalmente mediante medidores o registradores indicadores. Estos instrumentos pueden tener un funcionamiento mecánico, electromecánico, eléctrico o electrónico.

Los instrumentos mecánicos se pueden clasificar en dos grupos. El primero incluye aquellos en que la medición de presión se efectúa balanceando una fuerza desconocida con otra conocida. El segundo grupo incluye a los que emplean una deformación cuantitativa de una membrana elástica para determinar la presión.

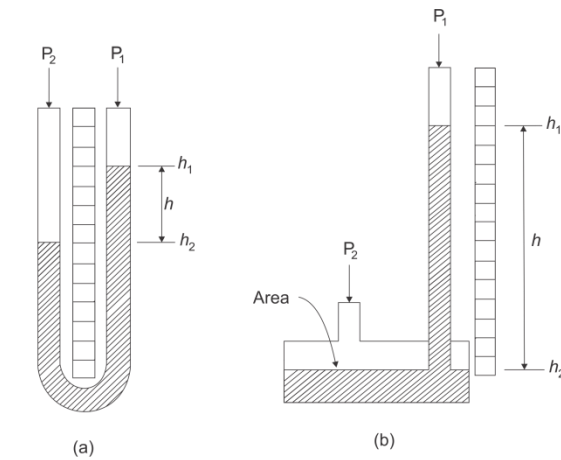
2.9.1 Medidores de equilibrio de presión y fuerza

Mediante el equilibrio de una fuerza o presión desconocida con otra conocida se pueden realizar mediciones de presión con medidores de columna líquida, de diafragma flexible y de pistón (ob.cit.).

2.9.1.1 Medidores de columna líquida

El medidor de columna líquida que se usa con mayor frecuencia en la industria puede ser el tipo U o de cubeta, como los manómetros que se muestran en la Figura 4. El tipo U está hecho de vidrio o de alguna otra clase de tubo transparente con una perforación interna de un diámetro de un cuarto de pulgada o más y un espesor de pared adecuado que soporte la presión de diseño de dicho manómetro. El tipo de cubeta es similar al tipo U, sin embargo, uno de los brazos de la U se substituye con

una cubeta o pozo. En la Figura 5 se muestran estos medidores conectados para medir la presión a un sistema.



Manómetros. a) Manómetro de tubo en U. b) Manómetro de cubeta.

FIGURA 5. Manómetro tipo U y manómetro tipo cubeta

Los manómetros requieren dos lecturas para obtener la altura de líquido desplazado, que representa la presión. En forma de ecuación, esto se expresa en la forma siguiente en la Ecuación 1.

$$P = kd(h_1 - h_2) \quad (\text{Ecuación 1})$$

Donde:

- d Densidad del liquido
- k Constante de proporcionalidad para efectuar corrección para unidades y factores
- h_1 Altura del líquido del brazo conectado a p_1
- h_2 Altura del líquido del brazo conectado a p_2
- P Presión del sistema

En cada caso, la densidad del líquido determina la altura de la columna que representa la presión. Esto se ilustra en la Figura 6b, en donde tres líquidos de diferentes densidades se exponen a la misma presión.

El manómetro de la Figura 6a está lleno de agua. El tubo en U que se muestra en la Figura 6b, está lleno de aceite, y el de la Figura 6c está lleno de mercurio. Mediante una simple observación, es evidente que la altura b es mayor a la altura a, y que la altura c es mucho menor que la a (ob.cit.).

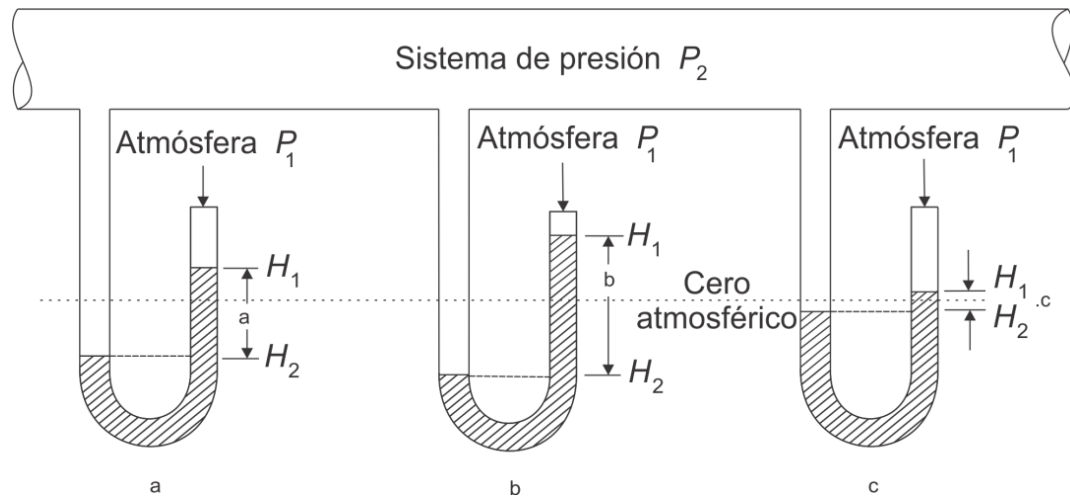


FIGURA 6. Manómetro tipo U con diferentes líquidos

2.9.1.2 Barómetro

El barómetro es un tipo especial de manómetro de cubeta. Como se puede observar en la Figura 7, el tubo vertical de medición se sella en el extremo y se vacía tanto como sea posible. Después, el extremo abierto se inserta en una cubeta llena de mercurio líquido y la presión ejercida en la superficie del mercurio, dentro de dicha cubeta obliga a este a elevarse por el tubo vacío. Esto representa la presión absoluta de la atmósfera en el momento y el lugar de la medición. El estándar es de 760 mm Hg o 29.93 plg Hg , para una atmósfera (atm), bajo las condiciones de temperatura

estándar al nivel del mar y varía de acuerdo con distintas altitudes y temperaturas ambiente (ob.cit.).

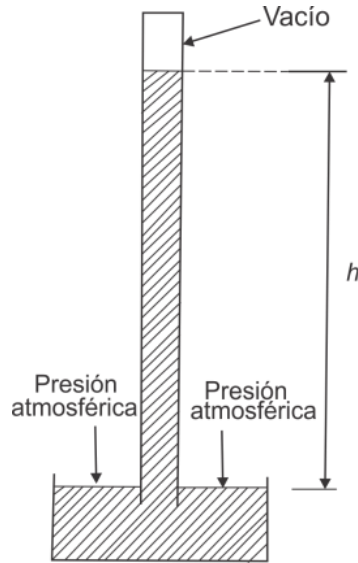


FIGURA 7. Barómetro

2.9.2 Elementos elásticos de medida directa

Para Battikha (2007) los elementos primarios elásticos de medición directa más empleados son: el tubo Bourdon, el elemento en espiral, el helicoidal, el diafragma y el fuelle.

2.9.2.1 Tubo de Bourdon

Es un tubo de sección elíptica que forma un anillo casi completo, cerrado por un extremo. Al aumentar la presión en el interior del tubo, este tiende a enderezarse y el

movimiento es transmitido a la aguja indicadora, por un sector dentado y un piñón. El material empleado normalmente en el tubo Bourdon es de acero inoxidable o aleación de cobre.

La Figura 8 y 9 muestran el esquema del tubo de Bourdon y un diagrama detallado de las partes de un manómetro basado en el tubo de Bourdon tipo C.

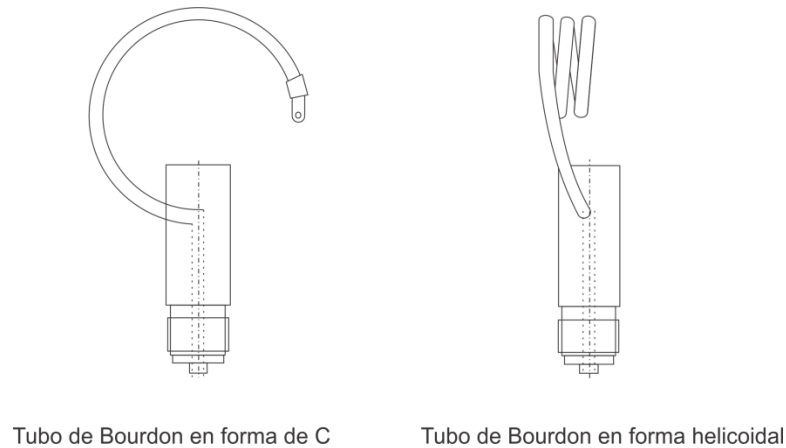


FIGURA 8. Esquema del tubo de Bourdon

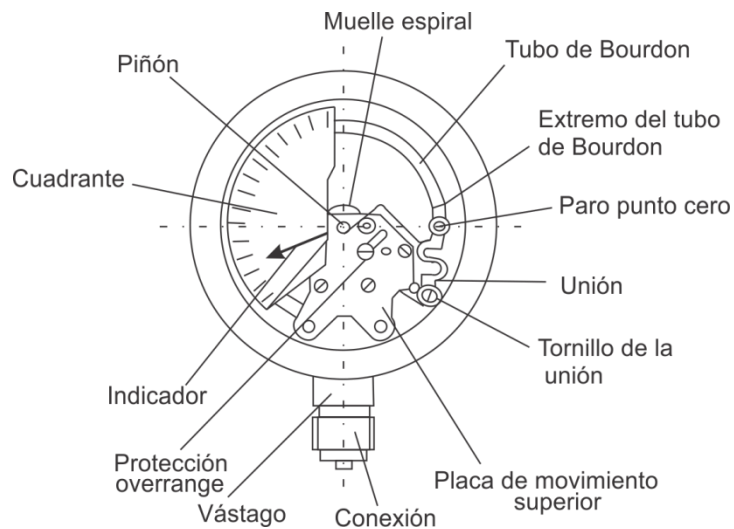


FIGURA 9. Diagrama de un manómetro basado en el tubo de Bourdon tipo C.

2.9 Medición de temperatura

Según Cengel (2009) la temperatura con respecto a la sensación fisiológica se expresa como medida de frío o calor, sin embargo no es posible asignar valores numéricos a la temperatura basándose únicamente en sensaciones.

Creus (1997) nos dice que la medida de temperatura constituye una de las mediciones más comunes y más importantes que se efectúan en los procesos industriales. Las limitaciones del sistema de medida quedan definidas en cada tipo de aplicación por la precisión, por la velocidad de captación de la temperatura, por la distancia entre el elemento de medida y el aparato receptor y por el tipo de instrumento indicador, registrador o controlador necesario; es esencial una comprensión clara de todos los distintos métodos de medida con sus ventajas y desventajas propias para lograr una selección óptima del sistema adecuado.

Los instrumentos de temperatura utilizan diversos fenómenos que son influidos por las temperaturas entre los cuales figuran:

- (a) Variación en volumen o en estado de los cuerpos (sólidos, líquidos o gases).
- (b) Variación de resistencia de un conductor (sondas de resistencia).
- (c) Variación de resistencia de un semiconductor (termistores).
- (d) F.e.m. creada en la unión de dos metales distintos (termopares).
- (e) Intensidad de radiación emitida por un cuerpo (pirómetros de radiación).
- (f) Otros fenómenos utilizados en laboratorios (velocidad del sonido en un gas, frecuencia de resonancia en un cristal...).

Por lo que se emplean los siguientes dispositivos para las mediciones de temperatura: Termómetro de vidrio, termómetro bimetalico, elementos primarios de bulbo y capilar rellenos de líquido, gas o vapor, termopares, pirómetro de radiación, termómetro de resistencia, termómetros ultrasónicos, termómetros de cristal de cuarzo.

2.10.1 Termómetro de bulbo y capilar

Los termómetros tipo bulbo consisten esencialmente en un bulbo conectado por un capilar a una espiral. Cuando la temperatura del bulbo cambia, el gas o el líquido en el bulbo se expande y la espiral tiende a desenrollarse moviendo la aguja sobre la escala para indicar la elevación de la temperatura en el bulbo.

2.10.2 Termómetro de resistencia

El elemento consiste usualmente en un arrollamiento de hilo muy fino del conductor adecuado, bobinado entre capas de material aislante y protegido con un revestimiento de vidrio o cerámica. El material que forma el conductor se caracteriza por el llamado coeficiente de la temperatura de resistencia que expresa a una temperatura especificada, la variación de la resistencia en ohmios del conductor por cada grado que cambia la temperatura.

La relación de estos factores se demuestra en la Ecuación 2 mostrada a continuación:

$$R_t = R_0(1 + \alpha t) \quad \text{(Ecuación 2)}$$

En donde:

R_0 Resistencia en ohmios a 0°C.

R_t Resistencia en ohmios a la temperatura a la que se encuentra $t(^{\circ}\text{C})$.

α Coeficiente de temperatura de la resistencia.

Los materiales que forman el conductor de la resistencia deben poseer las siguientes características:

- (a) Alto coeficiente de temperatura de la resistencia, ya que de este modo el instrumento de medida será muy sensible.
- (b) Alta resistividad, ya que cuando mayor sea la resistencia a una temperatura dada, mayor será la variación por grado (mayor sensibilidad).
- (c) Relación lineal resistencia-temperatura.
- (d) Rigidez y ductilidad, lo que permite realizar los procesos de fabricación de estirado y arrollamiento del conductor en las bobinas de la sonda, al fin de obtener tamaños pequeños (rapidez de respuesta).
- (e) Estabilidad de las características durante la vida útil del material

2.10.3 Termistores

Los termistores son semiconductores electrónicos con un coeficiente de temperatura de resistencia negativo de valor elevado, por lo que presentan unas variaciones rápidas y extremadamente grandes para cambios relativamente pequeños en la temperatura. Los termistores se fabrican con óxido de níquel, manganeso, hierro, cobalto, cobre, magnesio, titanio y otros metales, y están encapsulados.

La relación entre la resistencia del termistor y la temperatura viene dada la expresión:

$$R_t = R_0 e^{\beta \left(\frac{1}{T_t} - \frac{1}{T_0} \right)} \quad (\text{Ecuación 3})$$

En donde:

- R_t Resistencia en ohmios a la temperatura absoluta T_t .
- R_0 Resistencia en ohmios a la temperatura absoluta T_0 .
- β Constante dentro de un intervalo moderado de temperaturas.

2.10.4 Termopares

El termopar se basa en el efecto descubierto por Seebeck en 1812, de la circulación de una corriente en un circuito formado por dos metales diferentes cuyas uniones (unión de medida o caliente y unión de referencia o fría) se mantienen a distintas temperaturas. Esta circulación de corriente obedece a dos efectos termoeléctricos combinados, el efecto Peltier que provoca la liberación o absorción de calor en la unión de dos metales distintos cuando una corriente circula a través de la unión y el efecto Thomson que consiste en la liberación o absorción de calor cuando una corriente circula a través de un metal homogéneo en el que existe un gradiente de temperaturas.

En la medición de las temperaturas elevadas que se encuentran en la fabricación de acero en función se emplean cartuchos con termopares R o S que se enchufan a una lanza. El operario sumerge ésta en acero y aunque el cartucho se funde en unos segundos, da tiempo de que un circuito especial fije la máxima temperatura alcanzada.

El termopar tipo E puede utilizarse en vacío o en atmosfera inerte o medianamente óxido-reductora.

El termopar tipo T tiene una elevada resistencia a la corrosión por humedad atmosférica o condensación y puede utilizarse en atmósferas oxidantes y reductoras.

El termopar tipo J es adecuado en atmósferas con escaso oxígeno libre.

El termopar tipo K posee una amplia variedad de aplicaciones, está disponible a un bajo costo y en una variedad de sondas. Tienen un rango de temperatura de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+1372\text{ }^{\circ}\text{C}$ y posee buena resistencia a la oxidación.

2.10 Medición de caudal

Existen varios métodos para medir caudal según su tipo, ya sea para medición de caudal volumétrico o másico.

2.11.1 Medición del caudal volumétrico

El caudal volumétrico se define como el volumen del fluido que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo. Para Creus (1997) los medidores volumétricos determinan el caudal, bien sea directamente o indirectamente por deducción, a través de instrumentos de presión diferencial, área variable, velocidad, fuerza, tensión inducida y torbellino.

Hay que señalar que la medida del caudal volumétrico en la industria se efectúa principalmente con elementos que dan lugar a una presión diferencial al paso del fluido, La fórmula de caudal obtenida con los elementos de presión diferencial se basa en la aplicación del teorema de Bernoulli. Uno de los instrumentos más utilizados en el área de ventilación es el tubo de Pitot.

2.11.1.1 Tubo de Pitot

El tubo de Pitot es un instrumento de medición indirecto del caudal volumétrico. Mide la diferencia entre la presión total y la presión estática, es decir la presión dinámica, la cual es proporcional al cuadrado de la velocidad (Figura 10). La ecuación correspondiente es:

$$\frac{P_t}{\rho} = \frac{P_s}{\rho} + \frac{V_1^2}{2}$$

(Ecuación 4)

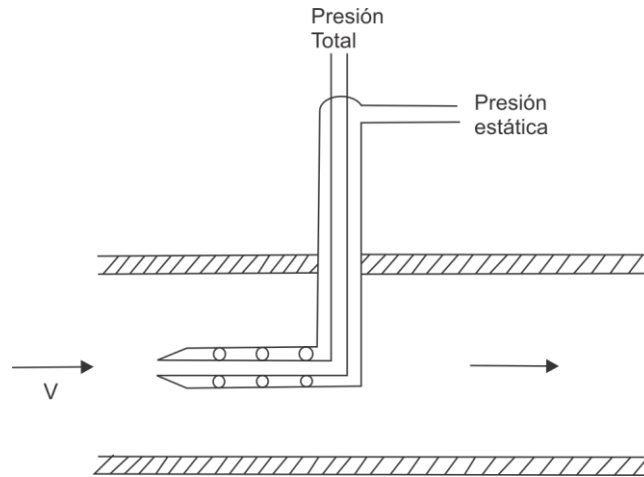


FIGURA 10. Tubo de Pitot

En la que

P_t Presión de impacto o total absoluta en el punto fluido acumula su velocidad

P_s Presión estática absoluta en el fluido

ρ Densidad del fluido

V Velocidad del fluido en el eje del impacto

De aquí se deduce:

$$V = \sqrt{\frac{2(P_t - P_s)}{\rho}}$$

(Ecuación 5)

Finalmente el caudal volumétrico es calculado:

$$Q = A V$$

(Ecuación 6)

Donde

- Q El caudal del volumétrico
- A El área transversal del ducto o tubería
- V Velocidad del fluido en el eje del impacto

El tubo de Pitot es sensible a las variaciones en la distribución de la velocidad en la sección transversal del ducto o de la tubería, por esta razón es que su empleo es principalmente para flujos laminares y disponiéndolo en un tramo recto, la máxima exactitud en la medida se consigue efectuando varias medidas en puntos determinados y promediando las raíces cuadradas de las presiones medidas (ob.cit.).

2.11.2 Medición de caudal másico

El caudal másico se define como la cantidad de masa que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo. La determinación del caudal másico puede efectuarse directamente aprovechando las características medibles de la masa del flujo, o bien a partir de una medida de caudal volumétrico compensándolo para las variaciones de densidad del flujo.

2.11.2.1 Medición directa del caudal másico

El caudal másico en la industria se determina normalmente con medidores volumétricos de caudal, compensándolo según la presión, la temperatura o la densidad, sin embargo, en ocasiones interesa aprovechar características medibles de la masa. En este caso existen tres sistemas básicos, los instrumentos térmicos, los de momento angular y los de Coriolis.

2.11.2.2 Determinación del caudal másico a través de la compensación de densidad en medidores volumétricos

El flujo másico a través del área de la sección transversal de un tubo o un ducto se obtiene mediante la compensación de la densidad en el caudal volumétrico.

$$\dot{m} = \rho Q \quad (\text{Ecuación 7})$$

Dónde:

$\dot{m}$ Flujo másico
 Q Caudal volumétrico
 ρ Densidad del fluido

Al sustituir las ecuaciones 5 y 6 en 7, obtenemos:

$$\dot{m} = \rho A \sqrt{\frac{2(P_t - P_s)}{\rho}} \quad (\text{Ecuación 8})$$

2.11 Ruido

Hundy, Trott y Welch (2008) explican que muchos componentes utilizados en sistemas de refrigeración son fuentes importantes de sonido y están ubicados la mayoría de las veces en edificios ocupados y oficinas. El sonido no deseado es contaminación y conocer el potencial de contaminación acústica de los equipos es vital tanto como en el ambiente interno como en el externo. Todo fabricante debe publicar los niveles de sonido de su producto, y dichos niveles deben ser escudriñados y comparados a la hora de la compra de los mismos. Al comparar los niveles de ruido es esencial marcar que se cumplan los requisitos básicos.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Nivel de la investigación

Según Arias (2006) el nivel de la investigación “se refiere al grado de profundidad con que se aborda un fenómeno u objeto de estudio”. El trabajo especial de grado titulado “Diseño de un protocolo para el diagnóstico de unidades de manejo de aire” según su nivel se clasifica como una investigación descriptiva, porque cumple con la definición de Arias como “la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento. Los resultados de este tipo de investigación se ubican en un nivel intermedio en cuanto a la profundidad de los conocimientos se refiere”. Además de cumplir con la definición de Sabino (1992) que dice “Las investigaciones descriptivas utilizan criterios sistemáticos que permiten poner de manifiesto la estructura o el comportamiento de los fenómenos en estudio, proporcionando de ese modo información sistemática y comparable con la de otras fuentes”. Por otra parte, también deben clasificarse como investigaciones descriptivas los diagnósticos que realizan consultores y planificadores: ellos parten de una descripción organizada y lo más completa posible de una cierta situación, lo que luego les permite, en otra fase distinta del trabajo, trazar proyecciones u ofrecer recomendaciones específicas.

3.2 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es definido por Arias como “la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado. En atención al diseño, la investigación se clasifica en: documental, de campo y experimental”.

Este trabajo especial de grado, no se pudo realizar utilizando una sola estrategia, por esta razón es que nuestro trabajo se utilizó tanto el diseño documental como el de campo.

El trabajo especial de grado es documental, porque para diseñar los protocolos previamente se debió investigar y recolectar información en libros y manuales de ingeniería, luego se procedió a realizar los protocolos. Por otra parte, la investigación que se realizó en el presente trabajo especial de grado, encaja en una investigación de campo del tipo experimental, cuando se implementó el protocolo en la unidad de manejo de aire, cumpliendo con la definición de Sabino (2006) “En los diseños de campo los datos de interés se recogen en forma directa de la realidad, mediante el trabajo concreto del investigador y su equipo. Estos datos, obtenidos directamente de la experiencia empírica, son llamados primarios, denominación que alude al hecho de que son datos de primera mano, originales, producto de la investigación en curso sin intermediación de ninguna naturaleza”.

3.3 Población y muestra

El protocolo para el diagnóstico de unidades de manejo de aire enfriadas por agua helada y refrigerante, fue diseñado para equipos en general de cualquier capacidad. Éste fue implementado en una unidad de manejo de aire horizontal de la empresa FRIOVEN, modelo THU60ED, con una capacidad de 60.000 BTU/H.

3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

La técnica de investigación utilizada para el diseño del protocolo es el análisis documental, Sin embargo para la implementación de estos, se utilizaron técnicas de observación y medición de las variables de interés, a través de instrumentos de medición como manómetros, termómetro, medidores de presión, humedad entre otros. El protocolo que se diseñó para el diagnóstico de unidades de manejo de aire también es considerado un instrumento el cual se utilizó para registrar o almacenar información.

Para la recolección de datos se realizaron los cálculos por el sistema internacional (segundo, kilo gramo, metro), de igual forma se especificará en la formulación del protocolo como son los cálculos utilizando el método inglés (pulgadas- libra).

3.5 Búsqueda bibliográfica

El primer paso que se realizó fue una extensiva búsqueda bibliográfica, al principio fue enfocada a la definición de lo que son las unidades de manejo de aire y la identificación de sus partes. Gracias a un material suministrado por el tutor académico como lo fueron los manuales de la ASHRAE se logró recopilar la información necesaria para el entendimiento del proyecto.

Luego se enfocó la búsqueda de material bibliográfico, a las normas existentes que se relacionan con las pruebas a realizar a los equipos para la certificación y control de calidad, esto nos llevó a las más comunes que son los estándares AHRI (*Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute*) y los estándares ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*). El estándar AHRI conseguido relacionado a nuestro proyecto es: 410-2001 Serpentes

de enfriamiento y calentamiento con circulación forzada. El estándar ASHRAE utilizado fue el 33-2000 para Métodos de prueba para serpentines enfriadores y calentadores con circulación forzada.

Se llevó a cabo una búsqueda de normas venezolanas relacionadas con unidades de manejo de aire y equipos de aire acondicionado donde se consiguió la norma COVENIN 3538:1999 con título “Acondicionadores de aire, métodos de ensayo de capacidad de enfriamiento, consumo de energía y eficiencia energética” que está enfocado solo a las unidades de enfriamiento de aire tipo *Split* y con una revisión de la misma se logró encontrar una similitud con los estándares ASHRAE. Cabe acotar que esta norma no contempla a las unidades de manejo de aire, y dispone que para las pruebas a los equipos tipo *Split* es necesario el uso de un cuarto calorimétrico.

También se realizó la búsqueda de aquellas normas que estudien el comportamiento del ventilador donde se consiguió la organización AMCA (*Air Movement and Control Association*) con la norma AMCA 210-2007 con el título “Métodos de laboratorio para pruebas de rendimiento en ventiladores”.

3.6 Contacto con fabricantes

Para realizar este proyecto, se contactó con una empresa nacional fabricante de unidades de manejo de aire, con el fin de que participara en el proyecto colaborando con el préstamo de una de sus unidades de manejo de aire para realizar las pruebas. Para esto, primero se estableció un contacto telefónico y se hicieron varias visitas a la fábrica donde se pudo observar el proceso de fabricación de las unidades, aprender sobre su funcionamiento, componentes, y pudimos acceder a una descripción de las especificaciones técnicas de diseño.

A través del contacto con los fabricantes pudimos constatar que las empresas no pueden verificar las capacidades de sus equipos a través de mediciones físicas, con el fin de aplicar un sistema de gestión de calidad. Debido a que no cuentan con un procedimiento formal para este fin, por esta razón el propósito de esta tesis fue diseñar un protocolo para el diagnóstico de unidades de manejo de aire buscando una forma para diagnosticarlas y hacerles un control de calidad. Aunado a lo mencionado, gracias al contacto se constató la inexistencia de una norma venezolana que rija la construcción de estas unidades y asegure su óptimo funcionamiento. A pesar de que los procedimientos seguidos por las empresas les permite elaborar equipos que funcionan bien y que realizan aproximadamente el trabajo que dice realizar su hoja técnica, no se cuenta con una certificación de que éste sea el caso.

3.7 Diseño de Formularios y selección de instrumentos

Luego de la recopilación bibliográfica de los estándares, se realizó la traducción de los mismos ya que estos están en inglés y no existen copias traducidas. Se identificaron las partes de las unidades de manejo de aire que son de mayor importancia y que necesitan un funcionamiento óptimo para determinar el buen desempeño de las mismas. Los elementos a considerar en el protocolo son: El serpentín, el ventilador, el motor eléctrico y el ruido generado por el equipo. No se considera la fabricación de los compresores o los enfriadores de agua debido a que el protocolo diseñado se centra en el buen funcionamiento de la UMA y su diagnóstico, es supuesto que los sistemas de enfriamiento de agua o compresión y expansión de gas tienen un funcionamiento óptimo, además, las empresas compran los sistemas de compresión a terceros y estos vienen certificados.

La interpretación de las normas utilizadas, las visitas a las fábricas y los catálogos de los equipos a evaluar nos permitieron conocer cuáles son las variables de interés para

realizar la verificación del funcionamiento de las unidades de manejo de aire. Luego se procedió a localizar a través de las normas y libros de instrumentación, los métodos de medición y los instrumentos necesarios para poder obtener una medición confiable de las variables de interés. Por otra parte para poder realizar algunas mediciones se procedió a utilizar algunas configuraciones recomendadas por las normas para colocar la instrumentación y así realizar las mediciones. Un ejemplo de esto es el ducto que se colocó en la salida de la UMA con unas dimensiones especificadas en el protocolo según su diámetro, con el fin de proporcionar un plano de medición para así determinar el caudal y la presión estática y dinámica en la salida del equipo, esto se puede observar en las figuras 11 y 12. Otro ejemplo es la configuración utilizada en el protocolo para realizar mediciones en el serpentín que funcionan con agua, en el cual se especifica dónde colocar la instrumentación para la medición de presión, temperatura, caída de presión y flujo másico del agua que también puede ser observado en la figura 13 y 14.

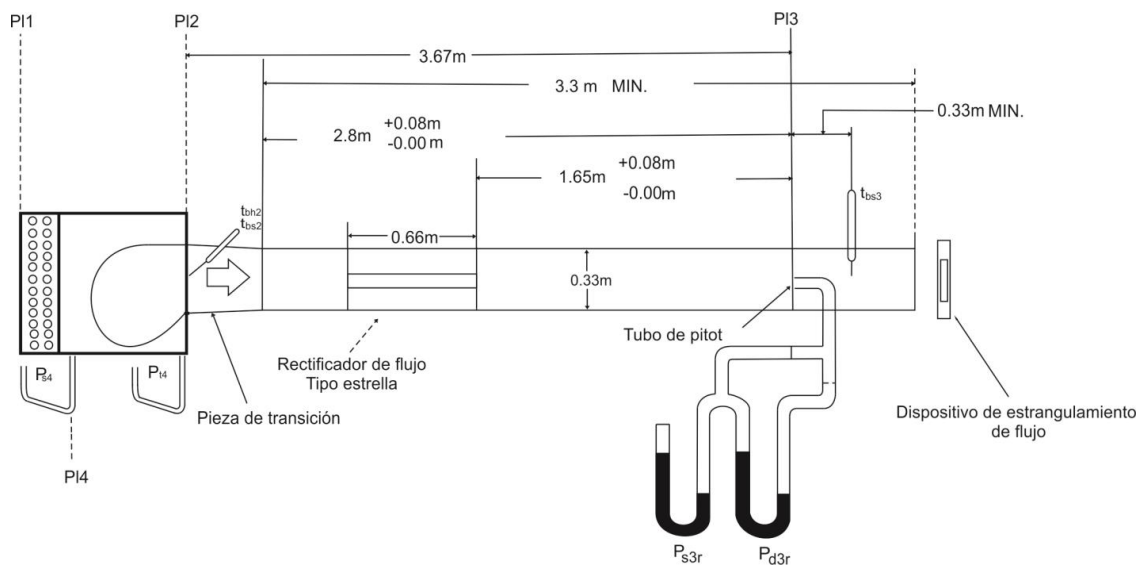


FIGURA 11.- Configuración de prueba para el lado del aire con rectificador de flujo tipo estrella



FIGURA 12.- Configuración de prueba utilizada para el lado del aire

Con la revisión de las normas mencionadas, ayuda del tutor académico y libros se diseñaron los procedimientos para la conducción de las pruebas y los cálculos a realizar. Estos cálculos parten de las mediciones realizadas y a través de ellos se obtienen otros datos de interés como lo son la capacidad de enfriamiento de la UMA, la caída de presión del aire cuando atraviesa el serpentín, la altura que puede vencer el ventilador entre otros. Por otra parte se elaboraron las hojas de registro de datos partiendo de la información recolectada como las variables de interés y las hojas de registro de datos utilizadas en las normas.

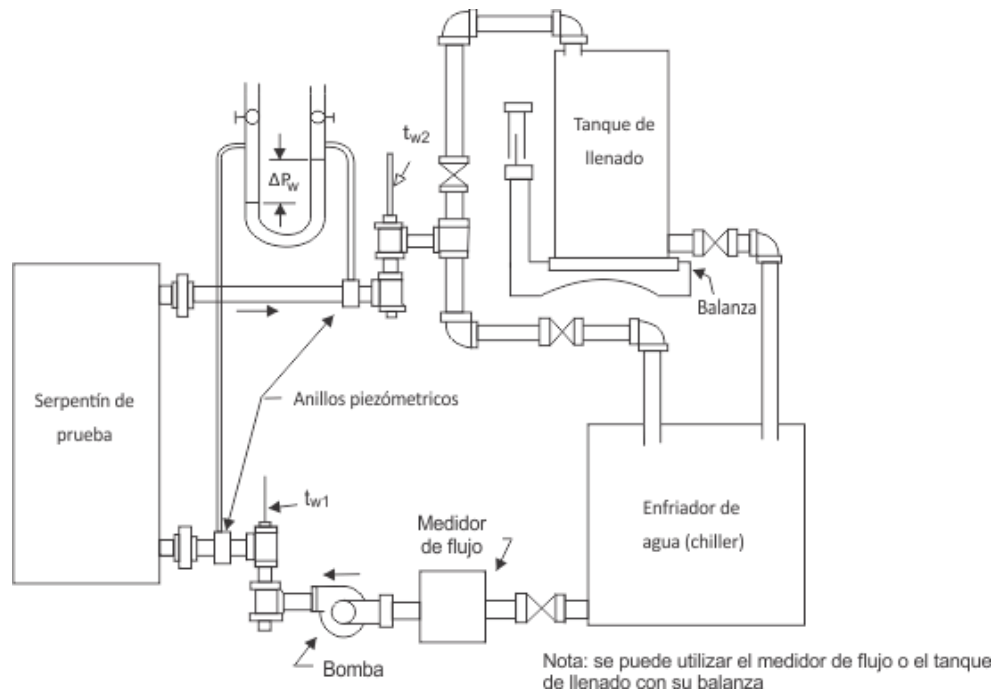


FIGURA 13.- Aparato de medición para propiedades del agua

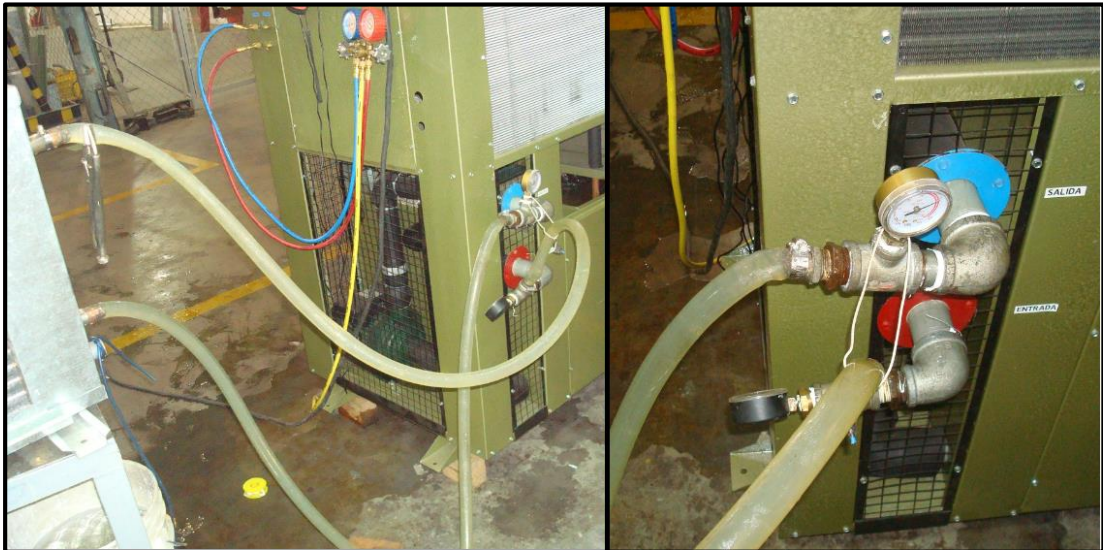


FIGURA 14.- Aparato de medición para propiedades del agua utilizado en la prueba

Los instrumentos a utilizar para la conducción de las pruebas fueron seleccionados de las normas revisadas, en la lista se encuentran los siguientes:

Prueba lado del aire

- Agua destilada:

El agua destilada es utilizada para mojar el bulbo húmedo, y para el manómetro de columna de agua.

- Temperatura:

Para la medición de la temperatura de bulbo húmedo y seco del aire se utilizó un termómetro digital DM6802B que tiene una precisión de $[\pm 0,75\%]$ de la lectura dada.

Se utilizaron dos termopares con bulbo húmedo y dos termopares de bulbo seco, todos son tipo K y con una temperatura máxima de 250°C .

- Presión:

-Tubo de Pitot: Se utiliza un tubo de Pitot marca Dwyer que cumple con las normas ASHRAE de especificaciones técnicas que se pueden observar en la figura 15.

- Voltímetro:

-Un voltímetro digital con una precisión del 1% de la lectura medida, para la determinación de la potencia del motor

- Tacómetro:

- Se utilizó un tacómetro de marca Amprobe modelo OT-220 con una incertidumbre de 0.5% del valor medido

Prueba de lado del agua

- Temperatura:

-Para la medición de la temperatura del agua se utilizó el mismo termómetro digital con una precisión de $[\pm 0,75\%]$ de la lectura dada.

Se utilizó un termopar tipo K.

- Presión del agua:

-Un manómetro de agua tipo bourdon.

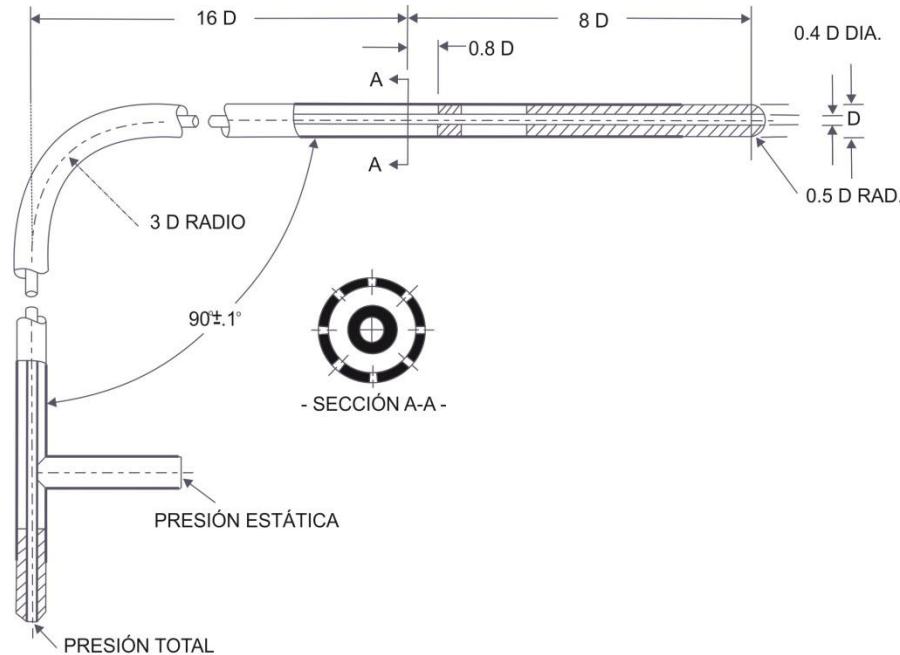


FIGURA 15.- Especificaciones del tubo de Pitot

3.8 Implementación de formularios en pruebas físicas

Al contactar con la empresa fabricante de aires acondicionado, FRIOVEN, pusieron a la disposición la unidad de manejo de aire THU60ED de 5 toneladas o 60000 Btu para hacer las pruebas físicas del lado del aire y las pruebas físicas del lado del agua, las características técnicas de la unidad de manejo de aire se pueden ver en la tabla 1. Las dimensiones se pueden observar en la figura 16 y en la tabla 2. El fabricante nos doto de la unidad de manejo de aire a probar como también del *chiller* y los espacios en la fábrica para las pruebas. También hicieron el contacto para la fabricación del ducto necesario para la prueba según la configuración planteada en el protocolo.

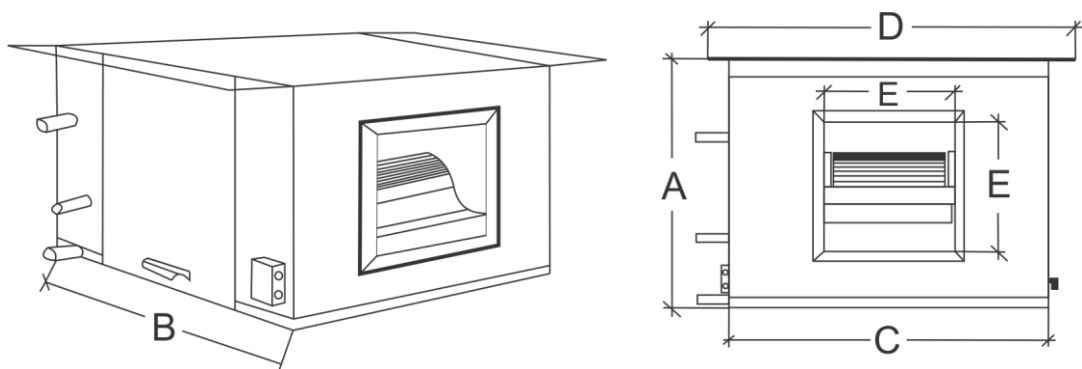


FIGURA 16.- Unidad de manejo de aire modelo THU60ED

TABLA 1.- Datos tecnicos de la UMA THU60ED			
Modelo		THU60ED	
Sistema		Ingles	Internacional
Capacidad		60.000 BTU/Hr	17.584 kW
Consumo electrico(A)		5.4	5.4
Serpent{in evaporador	Area de cara	$4.17 ft^2$	$0.3874 m^2$
	Nuemero de filas	4	4
	Aletas por pulgadas	13	13
Ventilador centrifugo	Cantidad	1	1
	Diametro	10 pulg	0.254 m
	Longitud	10 pulg	0.254m
	Flujo de aire	2000 PCM	
	Presion estatica ()	1 pulg H_2O	249.08 Pa
Motor del ventilador	cantidad	1	1
	Potencia (HP)	3/4	559.08 W
	Velocidad (RPM)	1075	1075
	Voltaje(V)/No Fases/Frecuencia (Hz)	220/1~/60	220/1~/60
	Consumo electrico (A)	5.4	5.4
Conexiones	Entrada y salida de Agua	1/2pulg	0.0127 m
	Drenaje	3/4 pulg	0.0191 m

TABLA 2.- Dimensiones de UMA THU60ED en milímetros.				
A	B	C	D	E
530	750	955	1055	355

El ducto utilizado tiene la configuración establecida en el protocolo con una longitud de 3,60 metros, un diámetro de 0,33 metros, al inicio tiene una pieza de transición y está dotado de un estrangulador de flujo al final del ducto y un rectificador de flujo tipo estrella ubicado a 1,65 metros del plano de medición 3. Todas estas medidas establecidas en el protocolo se pueden observar en la figura 11 y figura 12.

La pieza de transición ubicada para unir la descarga de la unidad al ducto cumple con los requerimientos que se pueden observar en la figura 17, extraída del protocolo, con la finalidad de unir la descarga con el ducto siendo estos de formas y tamaños diferentes.

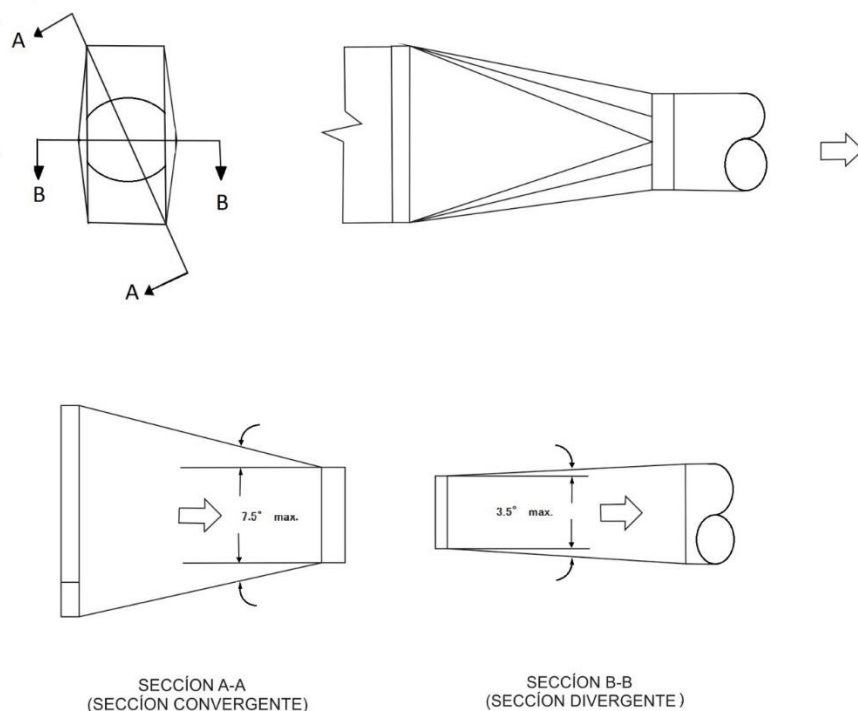


FIGURA 17.- Pieza de transición

El rectificador de flujo, se realizó siguiendo lo establecido por el protocolo como se muestra en la figura 18.

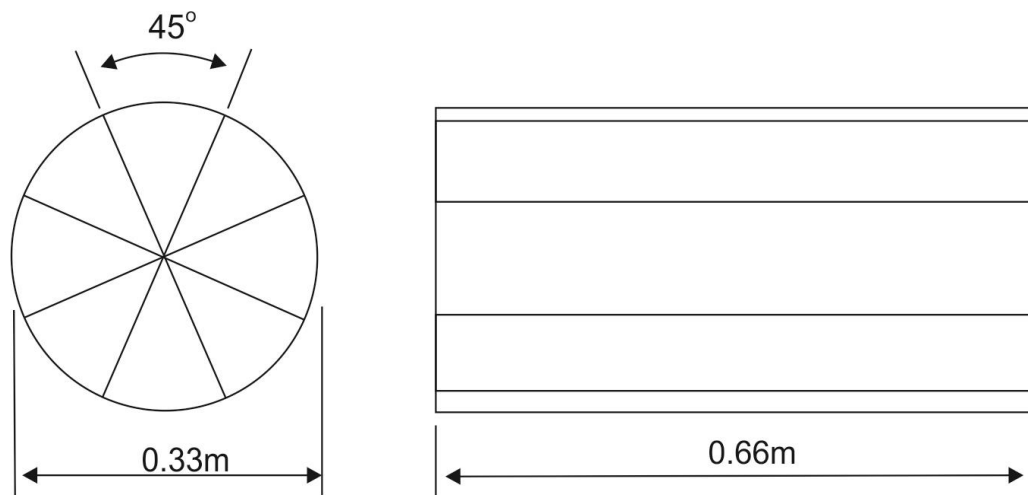


FIGURA 18.- Rectificador de flujo tipo estrella para ductos de sección trasversal circular

El estrangulador de flujo utilizado se puede observar en la figura 19, construido por la empresa que diseño el ducto.



FIGURA 19.- Estrangulador de flujo

Al tener todos los equipos necesarios, como también los instrumentos a utilizar y el espacio donde hacer la prueba, se hizo la unión del ducto a la unidad de manejo de

aire, y el *chiller* a las tuberías de entrada y salida de agua de la unidad para el enfriamiento del serpentín como se ven en la figura 12 y figura 14 previamente vistas. Se pone en funcionamiento el conjunto de *chiller*-UMA por primera vez para cerciorarse del buen funcionamiento y de la instalación adecuada. Se procedió a anotar las especificaciones físicas del serpentín de la unidad de manejo de aire según el formulario 1 del protocolo diseñado, esto incluye el tipo de serpentín y su configuración, espesores de paredes, espacios entre tubos, entre otras cosas. Se identificaron en el ducto los sitios en donde se ubicaron los instrumentos necesarios para las mediciones a realizar y se hicieron perforaciones para la ubicación interna de estos instrumentos como los son el tubo de Pitot y los termopares. Estas zonas de medición se observan en la figura 20.



FIGURA 20.- Conjunto imágenes de la ubicación de los instrumentos

Se dividió el formato del formulario para los datos a ser registrados en las pruebas del lado del aire en el formulario número 2 del protocolo diseñado, uno para las pruebas que se realizan a la unidad de manejo de aire con objetivo de medir las capacidades de enfriamiento, y el otro específicamente para la pruebas realizadas con el objetivo de medir la capacidad del ventilador de la unidad de manejo de aire. Esto se hace debido al bajo número de instrumentos de medición que se poseen, ya que las pruebas se realizaron en un tiempo determinado, además de que estos no registran los

resultados de manera digital para ser almacenados en un computador, hay que anotar los datos en los formularios de registro de manera manual y el tiempo que tomaría hacer las mediciones en un solo formulario seria mayor que el tiempo del que se deseó emplear en la prueba, de igual manera se disponía de solo dos personas realizando las pruebas, uno tomando los datos y el otro registrando los datos en los formularios expuestos en el protocolo.

El día miércoles 02/04/2014 se realizó la primera prueba de capacidad de enfriamiento de la unidad de manejo de aire, se puso en funcionamiento el conjunto *chiller*-UMA y se espera un tiempo de una hora para llegar a un estado estacionario, en donde la temperatura de entrada del agua a la unidad de manejo de aire es de aproximadamente 8 grados, con una variación de 5 decimales máximo en el tiempo en el que se realizaron las pruebas, se empieza por los datos de la prueba del aire para la capacidad del serpentín, en donde se tomaron 5 registros de datos en un periodo de tiempo de una hora, en cada registro se tomaba en cuenta las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco en la atmosfera, luego las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco en el plano de medición 2 y en el plano de medición 3, se mide la temperatura de bulbo seco, luego se tomaron 8 datos de presión total y presión estática en el plano de medición 3 gracias al tubo de Pitot y el manómetro de columna de agua. Por último se realizaron 2 tomas de presión en una zona de estancamiento dentro de la UMA, siendo esta una esquina, para la medición de presión total y la segunda toma en la cara izquierda de la unidad a una distancia de 12 pulgadas del serpentín. La prueba del lado del agua se realizó al mismo tiempo que la prueba del lado del aire para así tener las mismas condiciones. Este ensayo consistió en realizar las mediciones mostrada en la figura 13 la cual consta en medir el flujo másico del agua y medir la temperatura y la presión a la entrada y a la salida de la UMA, esto con el fin de determinar la capacidad de transferencia de calor del lado del aire. Tomando en cuenta que las capacidades medidas en el medio del aire y en el medio enfriador (agua) deben coincidir con un error de $\pm 5\%$ y el promedio de las dos mediciones debe ser utilizado como la capacidad de la unidad de manejo de aire como es indicado en el protocolo. En el periodo de duración de la prueba se

realizaron 5 registros, es importante tener en cuenta que en el protocolo esta detallado que el número mínimo de registros es de 4 y el tiempo mínimo para la prueba es de 30 minutos. Estas pruebas para la capacidad del serpentín se realizaron también el día viernes 04/04/2014 y el día lunes 07/04/2014, en todos los casos se realizó la prueba a partir de las 12 del mediodía, en donde se registra poca variación en la temperatura ambiental.

La prueba para el ventilador se realizaron el día viernes, una prueba con el *chiller* conectado y otra sin el *chiller*, para esto se siguió la configuración de colocación del tubo de Pitot como lo especifica la figura 11, en donde se fue cerrando el área de paso del estrangulador de flujo a la salida del ducto de ventilación, obteniendo de esta forma 6 aberturas, para la determinación desde completamente abierto hasta completamente cerrado como se puede observar en la figura 21 de los anexos, para cada abertura específica se tomaron 24 datos de presión total y 24 datos de presión estática, como también fueron tomados tres valores de velocidad del ventilador en RPM, del voltaje y los amperios consumidos por el motor eléctrico del ventilador, y una sola medición de temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco en el ambiente, los bulbo seco en los planos 2, 3 y 4 de medición y 3 valores de presión total en el plano 4 y presión estática en el plano 2.

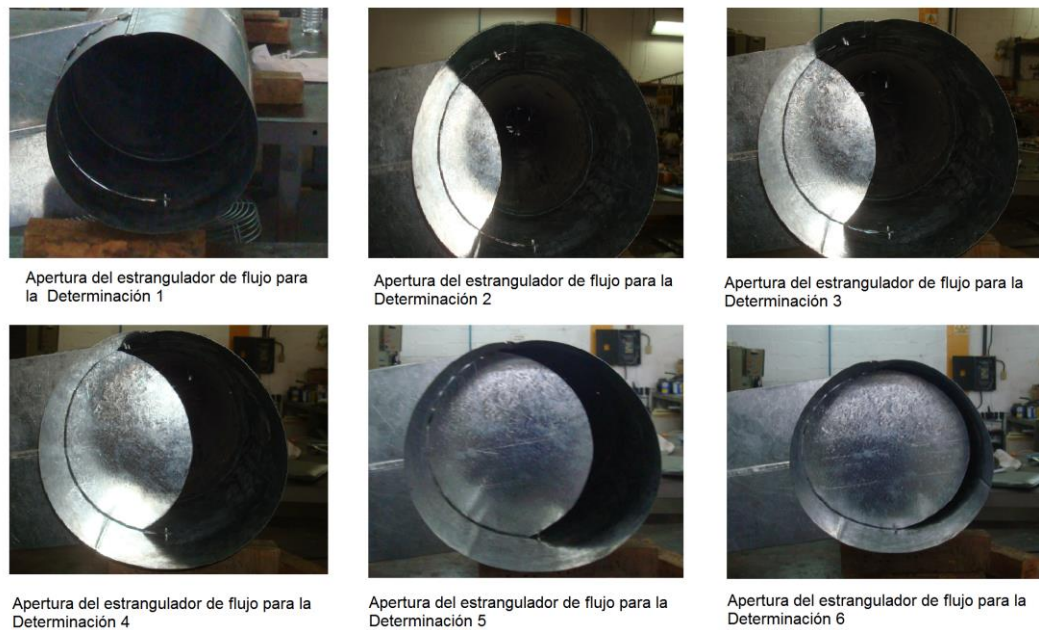


FIGURA 21.- Aberturas del estrangulador de flujo utilizadas para la determinación de la curva del ventilador

Al terminar las pruebas del ventilador se procedió a realizar las prueba de sonido, la cual se realizó en la planta de FRIOVEN, se hizo una prueba de ambiente, esto sucedió mientras el personal estaba almorzando y estaba toda la planta sin operar y a continuación se enciende la UMA y se realiza la prueba de sonido de la misma.

3.9 Validación de los resultados.

Luego de haber obtenido los resultados a través de las pruebas físicas de la unidad de manejo de aire se procedió a realizar los cálculos para cada prueba según el protocolo diseñado. Se utilizaron como herramienta de apoyo para ejecutar los cálculos el programa EXCEL 2013 y MATHCAD 15, se eligieron estos programas debido que

los cálculos a realizar no eran muy complejos, además de ser muy repetitivos y por lo tanto se concluyó que estos eran competentes.

Por otro lado, se necesitaron para los cálculos, propiedades del aire y del agua, obtenidos mediante las tablas termodinámicas del Van Wylen. Se utilizó el software McQuiston para determinar las propiedades psicométricas del aire como la humedad absoluta y relativa a través de la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo.

Una vez obtenidos los resultados de las pruebas a través de los cálculos se precedió a compararlos con las especificaciones técnicas proporcionadas por el fabricante.

3.10 Culminación del protocolo

Luego de la validación de los resultados, se procedió a concretar el protocolo, añadiendo las definiciones de los términos utilizados. Se definió el objetivo, el propósito y el alcance, se incorporó la sección de los instrumentos recomendados y los métodos de prueba más adecuados obtenidos de la investigación previa para completar la sección de los métodos de prueba. Finalmente, a través de la experiencia obtenida se añadieron las condiciones y los detalles para mejorar la conducción de la prueba tanto del aire como del medio enfriador.

Los formularios fueron rediseñados luego de las pruebas físicas y las configuraciones de pruebas también.

CAPITULO IV

RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 Resultados.

En las pruebas físicas realizadas a la unidad THU60ED del fabricante FRIOVEN se obtuvieron varias tablas de resultados.

El día miércoles 02/04/2014 se realizó la prueba de capacidad de enfriamiento de la UMA proporcionada por la empresa de 60000 *Btu* en donde se obtuvieron los datos promediados apreciables en la tabla 3 para las pruebas en el aire y en la tabla 4 para las pruebas en el agua.

TABLA 3.- Promedios de datos obtenidos en la prueba para la capacidad del lado del aire del miércoles 02/04/2014									
t_{hs0}	t_{bh0}	t_{hs2}	t_{bh2}	t_{hs3}	t_{bh3}	P_{s4r}	P_{t4r}	P_{t3r}	P_{s3r}
°C	°C	°C	°C	°C	°C	P_a	P_a	P_a	P_a
27,10	21,02	15,38	13,84	14,94	13,96	-135,32	-31,38	82,86	4,09

TABLA 4.-Datos promediados de prueba del lado del agua día miércoles 02/04/2014				
t_{w1}	P_{w1}	t_{w2}	P_{w2}	m_w
°C	<i>psia</i>	°C	<i>psia</i>	<i>kg/s</i>
8,66	25	11,12	14	2,26

El día viernes 04/04/2014 se repitieron las pruebas de capacidad de enfriamiento de la UMA y se realizaron las pruebas del ventilador, una determinación sin el *chiller* en funcionamiento, y la otra con el *chiller* prendido y conectado a la unidad. Los resultados promediados se pueden apreciar respectivamente en la tabla 5, la tabla 6, la tabla 7 y la tabla 8.

TABLA 5.- Promedios de datos obtenidos en la prueba para la capacidad del lado del aire del viernes 04/04/2014									
t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bh2}	t_{bs3}	t_{bh3}	P_{s4r}	P_{t4r}	P_{t3r}	P_{s3r}
°C	°C	°C	°C	°C	°C	P_a	P_a	P_a	P_a
27,10	19,91	14,48	12,88	15,05	13,07	-141,49	-32,22	79,32	4,90

TABLA 6.-Datos promediados de prueba del lado del agua día viernes 04/04/2014				
t_{w1}	P_{w1}	t_{w2}	P_{w2}	m_w
°C	$psia$	°C	$psia$	kg/s
8,05	25	11,62	14	1,45

TABLA 7.1.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 1 sin el <i>chiller</i> conectado.											
N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
rpm	Amp	$Volt$	Pa	Pa	°C	°C	°C	°C	°C	Pa	Pa
1020	3,81	223,0	85,38	19,61	22,4	17,9	24,1	23,9	24,1	22,88	264,77

TABLA 7.2.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 2 sin el <i>chiller</i> conectado.											
N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
rpm	Amp	$Volt$	Pa	Pa	°C	°C	°C	°C	°C	Pa	Pa
1092	3,36	225,3	154,45	92,34	23,8	19,1	24,7	25,3	24,3	22,88	490,31

TABLA 7.3.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 3 sin el <i>chiller</i> conectado.											
N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
rpm	Amp	$Volt$	Pa	Pa	°C	°C	°C	°C	°C	Pa	Pa
1070	2,98	224,6	176,10	130,34	24,7	19,3	25,0	25,7	24,8	26,15	519,73

TABLA 7.4.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 4 sin el <i>chiller</i> conectado.											
N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}

<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1111,3	2,63	224,0	223,91	195,31	24,6	19,6	24,8	25,5	24,8	16,34	686,44

TABLA 7.5.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 5 sin el <i>chiller</i> conectado.											
<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1163	2,28	224,6	276,62	265,18	24,6	19,8	25,3	25,6	25,0	9,80	774,70

TABLA 7.6.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 6 sin el <i>chiller</i> conectado.											
<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1163	2,05	225,3	346,49	343,22	24,1	19,5	24,8	26,4	25,6	6,53	1039,47

TABLA 8.1.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 1 con el <i>chiller</i> conectado.											
<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1054	3,65	224,6	82,94	19,61	26,9	19,2	15,4	15,4	14,7	22,88	264,67

TABLA 8.2.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 2 con el <i>chiller</i> conectado.											
<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1087	3,35	224,3	134,83	75,18	27,2	19,0	14,8	13,8	13,9	19,61	470,70

TABLA 8.3.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 3 con el <i>chiller</i> conectado.											
<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1129	2,95	224,3	167,11	124,62	26,5	19,0	13,8	13,7	12,8	22,88	480,51

TABLA 8.4.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 4 con el <i>chiller</i> conectado.											
N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1048	2,60	224,0	226,77	201,03	26,7	19,4	12,6	12,3	12,6	19,61	647,22

TABLA 8.5.- Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 5 con el <i>chiller</i> conectado.											
N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1092	2,34	223,0	293,37	273,76	27,0	18,6	10,6	11,3	11,3	11,44	755,09

TABLA 8.6.-Datos de prueba promediados para la capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014											
Determinación 6 con el <i>chiller</i> conectado.											
N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>Pa</i>	<i>Pa</i>
1037	2,13	224,0	369,37	364,87	28,1	19,1	10,7	10,6	12,4	9,80	1049,28

El día lunes 07/04/2014 se repitió la prueba de capacidad enfriamiento de la UMA y se realizó la prueba de sonido de la misma. Los resultados se aprecian respectivamente en la tabla número 9, la tabla 10 y la tabla número 11.

TABLA 9.- Promedios de datos obtenidos en la prueba para la capacidad del lado del aire del lunes 07/04/2014									
t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bh2}	t_{bs3}	t_{bh3}	P_{s4r}	P_{t4r}	P_{t3r}	P_{s3r}
°C	°C	°C	°C	°C	°C	P_a	P_a	P_a	P_a
26,91	21,16	15,56	14,88	14,23	16,08	-146,27	-28,601	84,58	4,90

TABLA 10.-Datos promediados de prueba del lado agua día lunes 07/04/2014				
t_{w1}	P_{w1}	t_{w2}	P_{w2}	m_w
°C	<i>psia</i>	°C	<i>psia</i>	<i>kg/s</i>
9,05	25	11,21	14	2,33

Resultados de la prueba de sonido realizada a la unidad.

TABLA 11.- Resultados prueba de sonido	
Prueba de entorno	56 dB
Prueba del equipo	63dB

4.2 Cálculos tipo.

Se procedieron a realizar los cálculos especificados en el protocolo. Lo primero que se hizo fue promediar los resultados obtenidos en las tablas anteriores para poder hacer los cálculos de capacidad.

Los cálculos hechos para obtener la capacidad de la unidad de manejo de aire, utilizando los datos tomados los tres días de prueba se pueden detallar en los cálculos tipos realizados para los datos obtenidos para la prueba del lunes 07/04/2014.

Es importante detallar que se hizo conversión de las unidades de los datos de presión obtenidos utilizando las conversiones de unidades vistas en la tabla 12.

Tabla 12.- Tabla de conversión de unidades.	
1 pulgada H_2O	249.089 Pa
1 cm H_2O	98.063828 Pa
1 m ³ /s	2118.8819 Pies ³ /min
1 m ³ /s	15850.32 GPM
1m/s	196.8503 Pies/m
1m/s	3.2808 Pies/m
1kW	3412.12822btu
1 psi	6894.757293 Pa
1 mm H_g	133.32236842 Pa
1 psi	6894.76 Pa
1l/min	1.6666x10 ⁻⁵ m ³ /s
1l/s	0.001 m ³ /s
1 Hp	0.745699kW

Calculo de presión dinámica:

$$P_{d3} = \left(\frac{\sum \sqrt{P_{d3r}}}{n} \right)^2$$

(Ecuación 9)

Referencia de norma AMCA-210.

$$Pd3 = 64,01 Pa$$

Se calculó la densidad del aire atmosférico del día que se hizo la prueba que se realiza mediante el conocimiento de la presión atmosférica y las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco.

Para obtener la presión atmosférica de Guatire para la altura donde se hicieron las pruebas se utilizó la tabla 13.

Tabla 13.- Presión atmosférica aproximada a diferentes alturas				
Altitud		Presión barométrica		
Pies	Metros	Pulgada de agua	mm de mercurio	Pascal
-1000	-304,8	31,02	787,9	105044,39
-500	-152,4	30,47	773,9	103177,88
0	0	29,92	760,0	101324,71
500	152,4	29,38	746,3	99498,19
1000	304,8	28,86	733,1	97738,34
1500	457,2	28,33	719,6	95938,50
2000	609,6	27,82	706,6	94205,31
2500	762	27,31	693,7	92485,46
3000	914,4	26,81	681,0	90792,27
3500	1066,8	26,32	668,5	89125,74
4000	1219,2	25,84	656,3	87499,22
4500	1371,6	25,36	644,1	85872,69
5000	1524	24,89	632,2	84286,16
5500	1676,4	24,43	620,5	82726,29
6000	1828,8	23,98	609,1	81206,42

$$P_b = 96519,82 Pa.$$

Calculo de presión de saturación:

$$p_e = 3.25t_{bh0}^2 + 18.6t_{bh0} + 692 \quad \text{(Ecuación 10)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$p_e = 3.25(21,17^\circ C)^2 + 18.6(21,17^\circ C) + 692$$

$$p_e = 2541,79 Pa$$

Calculo de presión parcial de vapor:

$$p_p = p_e - p_b \left(\frac{t_{bs0} - t_{bh0}}{1500} \right) \quad \text{(Ecuación 11)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$p_p = 2541,79 Pa - 96519,82 Pa \left(\frac{26,96^\circ C - 21,17^\circ C}{1500} \right)$$

$$p_p = 2171,80 Pa$$

Calculo de densidad de aire atmosférico:

$$\rho_0 = \frac{p_b - 0.387p_p}{R(t_{bs0} + 273.15)} \quad \text{(Ecuación 12)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

Donde la constante de gas, para aire, es: $R = 287.1 J/kg \cdot K$.

$$\rho_0 = \frac{96519,82P_a - 0.387(2171,80P_a)}{287,11/(\text{kg} \cdot \text{K})(26,92^\circ\text{C} + 273.15) \text{ K}/^\circ\text{C}}$$

$$\rho_0 = 1,11 \text{ kg/m}^3$$

Calculo de densidad de aire en el ducto:

Se calcula mediante la corrección de densidad de aire atmosférico para la presión estática del plano a medir:

$$\rho_x = \rho_0 \left(\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{bsx} + 273.15} \right) \left(\frac{P_{sx} + p_b}{p_b} \right)$$

(Ecuación 13)

Referencia de norma AMCA-210.

Dónde:

ρ_x Es la densidad en el plano de medición x.

t_{bsx} Es la temperatura de bulbo seco en el plano de medición x.

P_{sx} Es la presión estática en el plano de medición.

Calculo de la densidad del aire en el plano 2:

$$\rho_2 = \rho_0 \left(\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{bs2} + 273.15} \right) \left(\frac{P_{s2} + p_b}{p_b} \right)$$

(Ecuación 14)

Referencia de norma AMCA-210.

Como la diferencia de presiones entre P_{s2} y P_{s3} no es mayor a 4 pulgadas de agua, se consideran la misma presión estática.

$$\rho_2 = 1,11 \left(\frac{26.92^\circ\text{C} + 273.15}{15.57^\circ\text{C} + 273.15} \right) \left(\frac{19,61P_a + 96519,82P_a}{96519,82P_a} \right)$$

$$\rho_2 = 1,1545 \text{ kg/m}^3$$

Calculo de la densidad del aire en el plano 3:

$$\rho_3 = \rho_0 \left(\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{bs3} + 273.15} \right) \left(\frac{P_{s3} + p_b}{p_b} \right) \quad \text{(Ecuación 15)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$\rho_3 = 1,11 \left(\frac{26.92^\circ\text{C} + 273.15}{16.08^\circ\text{C} + 273.15} \right) \left(\frac{19,61 P_a + 96519,82 P_a}{96519,82 P_a} \right)$$

$$\rho_3 = 1,1524 \text{ kg/m}^3$$

Calculo de velocidad en el plano 3:

$$V_3 = \sqrt{2} \sqrt{\frac{P_{d3}}{\rho_3}} \quad \text{(Ecuación 16)}$$

$$V_3 = \sqrt{2} \sqrt{\frac{64,01 \text{ Pa}}{1,1524 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V_3 = 10,53 \text{ m/s}$$

Calculo del caudal volumétrico del aire:

$$Q_3 = V_3 A_3 \quad \text{(Ecuación 17)}$$

$$A_3 = 0,085 \text{ m}^2$$

$$Q_3 = 10,53 \text{ m/s} * 0,085 \text{ m}^2$$

$$Q_3 = 0,9010 \text{ m}^3/s$$

$$Q_3 = Q_3 = 0,9010 \text{ m}^3/s$$

Calculo del número de Reynolds:

Calculo de la viscosidad dinámica en la sección 3:

$$\mu = (17.23 + 0.048t_{bs}) \times 10^{-6} \quad \text{(Ecuación 18)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$\mu = (17.23 + 0.048(16,08^\circ\text{C})) \times 10^{-6}$$

$$\mu = 0,000018 \text{ Pa.s}$$

Diámetro hidráulico:

$$Dh = 0,33 \text{ m}$$

Numero de Reynolds:

$$R_e = \frac{D_h V \rho}{\mu} \quad \text{(Ecuación 19)}$$

$$R_e = \frac{0,33 \text{ m} * 10,53 \text{ m/s} * 1,1524 \text{ kg/m}^3}{0,000018 \text{ Pa.s}}$$

$$R_e = 222664,9606$$

Coefficiente de fricción:

$$f = \frac{0.14}{R_e^{0.17}} \quad \text{(Ecuación 20)}$$

$$f = \frac{0.14}{(222664,9606)^{0.17}}$$

$$f = 0,01725$$

Relación entre la longitud equivalente de un rectificador y el diámetro hidráulico:

Longitud equivalente (Le)

Diámetro hidráulico (D_h)

Espesor elemental $y = 0,002 \text{ m}$

Diámetro equivalente $D = 0,33 \text{ m}$

$$\frac{Le}{D_h} = \frac{15.04}{\left(1 - 26.55 \left(\frac{y}{D}\right) + 184.6 \left(\frac{y}{D}\right)^2\right)^{1.83}} \quad \text{(Ecuación 21)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$\frac{Le}{D_h} = \frac{15.04}{\left(1 - 26.55 \left(\frac{0,002m}{0,33m}\right) + 184.6 \left(\frac{0,002m}{0,33m}\right)^2\right)^{1.83}}$$

$$\frac{Le}{D_h} = 17,58563964$$

$$\frac{L_{2,3}}{D_h} = \frac{3,87m}{0,33m}$$

$$\frac{L_{2,3}}{D_h} = 11,72$$

Calculo de la presión total en el plano 2:

$$P_{t2} = P_{s3} + P_{d3} + f \left(\frac{L_{2,3}}{D_{h3}} - 2 \right) P_{d3} + 0,95(Re_3)^{0,12} P_{d3} \quad \text{(Ecuación 22)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$P_{t2} = 19,61Pa + 64,11Pa + 0,01725(11,72 - 2)64,11Pa$$

$$+ 0,95(222664,96)^{0,12}64,11Pa$$

$$P_{t2} = 108,24 Pa$$

Cálculos del flujo másico de aire seco:

$$P_{v2} = \phi_2 P_{g2} \quad \text{(Ecuación 23)}$$

Referencia anexo 1 del protocolo.

$$P_{v2} = 0,9332 * 1768,24Pa$$

$$P_{v2} = 1650,12 Pa$$

$$P_{a2} = P_{t2} - P_{v2} \quad \text{(Ecuación 24)}$$

Referencia anexo 1 del protocolo.

$$P_{a2} = (108,24 Pa + 96519,82Pa) - 1650,12 Pa)$$

$$P_{a2} = 94977,94Pa$$

$$\dot{m}_a = \frac{P_{a2} Q_2}{R_a t_{bs2}} \quad \text{(Ecuación 25)}$$

Referencia anexo 1 del protocolo.

$$\dot{m}_a = \frac{94977,944Pa * 1 \text{ m}^3/s}{0,287J/kg \cdot K * (16,08^\circ C + 273.15)}$$

$$\dot{m}_a = 1,032 kg/s$$

Definición de los estados termodinámicos en cada plano de medición.

Tabla 14.- Estados en los planos 0, 2					
Plano 0			Plano 2		
t_{bs0}	26,9	°C	t_{bs2}	15,5	°C
t_{bh0}	21,1	°C	t_{bh2}	14,8	°C
P_{t0}	96519,82	Pa	P_{t2}	108,24	Pa
P_{g0}	3549,08	Pa	P_{g2}	1768,24	Pa
ϕ_0	0,6073		ϕ_2	0,9332	
W_0	0,01421	kgH ₂ O/kgAire	W_2	0,01082	kgH ₂ O/kgAire
h_{a0}	300,47	kJ/kg	h_{a2}	289,15	kJ/kg
h_{v0}	2550,00	kJ/kg	h_{v2}	2529,38	kJ/kg
			h_{l2}	41,99	kJ/kg

La entalpia parcial de aire seco y de vapor fueron extraídas de las tablas termodinámicas del libro Van Wylen.

A continuación se calculó la capacidad total de enfriamiento:

(Ecuación 26)

$$q_{ta} = \dot{m}_a [h_{a2} + w_2 h_{v2} + (w_1 - w_2) h_l - h_{a0} - w_0 h_{v0}]$$

Referencia anexo 1 del protocolo.

$$q_{ta} = 1,032 \text{ kg/s} [289,15 + 0,01082 * 2529,38 \text{ kJ/kg} + (0,01421 - 0,0108) 41,99 \text{ kJ/kg} - 300,47 \text{ kJ/kg} - 0,01421 * 2550,00 \text{ kJ/kg}]$$

$$q_{ta} = -20,71 \text{ Kw}$$

$$q_{ta} = -70683,81 \text{ Btu}$$

Se calcula el calor específico C_p :

$$c_p = (1.005 + 1.859w_2) \quad \text{(Ecuación 27)}$$

Referencia ASHRAE 33-2000.

$$c_p = (1.005 + 1.859 * 0,01082)$$

$$c_p = 1,0282 \text{ kJ}((\text{kg}^\circ\text{C})$$

Se calcula la capacidad sensible de enfriamiento de la unidad de manejo de aire:

$$q_{sa} = [\dot{m}_a c_p (t_{bs0} - t_{bs2})] \quad \text{(Ecuación 28)}$$

Referencia ASHRAE 33-2000.

$$q_{sa} = [1,032 \text{ kg/s} * 1,0282(26,92 - 15,57)]$$

$$q_{sa} = -12,05 \text{ Kw}$$

$$q_{sa} = -41127,21 \text{ Btu}$$

Calculo de la velocidad de cara del aire a las condiciones de prueba:

$$V_a = \left[\frac{\dot{m}_a}{\rho_m A_f} \right] \quad \text{(Ecuación 29)}$$

Referencia ASHRAE 33-2000.

Donde el promedio de la densidad de la mezcla aire-vapor de agua (ρ_m) es evaluado en la presión estática absoluta promedio en el serpentín (P_s), humedad relativa promedio (W_m), y temperatura promedio del termómetro de bulbo seco (t_{mbh}).

$$\rho_m = \frac{\rho_0 + \rho_2}{2}$$

(Ecuación 30)

Referencia ASHRAE 33-2000.

$$\rho_m = \frac{1,11 kg/m^3 + 1,1574 kg/m^3}{2}$$

$$\rho_m = 1.1340 kg/m^3$$

$$A_f = L_s x H_s$$

(Ecuación 31)

Referencia ASHRAE 33-2000.

$$A_f = 0.508 m x 0.762 m$$

$$A_f = 0.3870 m$$

$$V_a = \left[\frac{1,032 kg/s}{1.1340 kg/m^3 x 0.3870 m} \right]$$

$$V_a = 2.36 m/s$$

Calculo de la velocidad de cara del aire estándar de la siguiente manera:

$$V_{as} = \left[\frac{\dot{m}_a}{1.2 A_f} \right]$$

(Ecuación 32)

Referencia ASHRAE 33-2000.

$$V_{as} = \left[\frac{1,032 kg/s}{1.2 kg/m^3 x 0.3870 m} \right]$$

$$V_a = 2.22 m/s$$

Calculo de la caída de presión del aire, en condiciones estándar, para serpentines evaporadores.

$$\Delta p_s = \left[\frac{\rho_m \cdot \Delta p_a}{1,2} \right]$$

(Ecuación 33)

Referencia ASHRAE 33-2000.

$$P_{d0} = \rho_0 \frac{V_{as}^2}{2}$$

(Ecuación 34)

Referencia anexo 2 del
protocolo.

$$P_{d0} = 1,11 kg/m^3 \frac{(2,22 m/s)^2}{2}$$

$$P_{d0} = 2,744 Pa$$

$$P_{s0} = p_b - P_{d0}$$

(Ecuación 35)

Referencia anexo 2 del
protocolo.

$$P_{s0} = 96373,54 Pa - 2.744 Pa$$

$$P_{s0} = 96373,54 Pa$$

$$\Delta p_a = P_{s0} - P_{s4}$$

(Ecuación 36)

Referencia anexo 2 del
protocolo.

$$\Delta p_a = 96373,54 Pa - (-146,28 Pa + 96516,43 Pa)$$

$$\Delta p_a = 143,53 Pa$$

$$\Delta p_a = 0,567 \text{ pulg } H_2O$$

Con los cálculos anteriores obtenemos la caída de presión del aire, en condiciones estándar, para serpentines evaporadores.

$$\Delta p_s = \left[\frac{\rho_m \cdot \Delta p_a}{1.2} \right]$$

(Ecuación 37)

Referencia ASHRAE 33-2000.

$$\Delta p_s = \left[\frac{1.1340 kg/m^3 \times 143,53 Pa}{1.2 kg/m^3} \right]$$

$$\Delta p_s = 135,46 Pa$$

$$\Delta p_s = 0,5438 \text{ pulg } H_2O$$

Los resultados de los cálculos realizados para la capacidad de enfriamiento de la unidad de manejo de aire los tres días se pueden ver en la tabla 156.

Tabla15.1.- Resultados de cálculos de capacidad del día miércoles 02/04/2012					
Total	Q_{ta0-2}	-22,90	KW	-78137,83	Btu
Sensible	Q_{sa0-2}	-12,19	KW	-41625,69	Btu

Tabla15.2.- Resultados de cálculos de capacidad del día viernes 04/04/2012					
Total	Q_{ta0-2}	-20,65	KW	-70491,299	Btu
Sensible	Q_{sa0-2}	-12,81	KW	-43718,57	Btu

Tabla15.3.- Resultados de cálculos de capacidad del día lunes 07/04/2012					
Total	Q_{ta0-2}	-20,71	KW	-70683,81	Btu
Sensible	Q_{sa0-2}	-12,053	KW	-41127,2059	Btu

Los cálculos tipos para obtener la capacidad del serpentín del lado del medio enfriador son los siguientes.

Se obtiene el promedio de los resultados obtenidos de la prueba que se pueden apreciar en la tabla 167.

TABLA 16.- Datos promediados prueba en el agua día lunes 07/04/2014				
t_{w1}	P_{w1}	t_{w2}	P_{w2}	m_w
°C	psia	°C	psia	kg/s
9,05	25	11,21	14	2,33

Calculo del flujo volumétrico estándar de agua:

$$Q_{wSTD} = \frac{\dot{m}_w}{998.927} \quad (\text{Ecuación 38})$$

$$Q_{wSTD} = \frac{2.36 \text{ Kg/s}}{998.927 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q_{wSTD} = 0.002334 \text{ m}^3/\text{s}$$

Capacidad de enfriamiento del medio enfriador (Serpentines de agua):

$$q_{tz} = \dot{m}_w \cdot C_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) \quad (\text{Ecuación 39})$$

$$q_{tz} = 2.33 \text{ Kg/s} \cdot 4.187 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)} \cdot (11.21^\circ\text{C} - 9.05^\circ\text{C})$$

$$q_{tz} = 21.15 \text{ KW}$$

Capacidad promedio y ecuaciones de balance de calor:

Para serpentines enfriadores, se consigue la capacidad promedio, de la siguiente manera:

$$q_t = 0.5(q_{ta} + q_{tz}) \quad (\text{Ecuación 40})$$

$$q_t = 0.5(20.71 \text{ KW} + 21.15 \text{ KW})$$

$$q_t = 20.93 \text{ KW}$$

Donde la caída en el balance de calor entre los dos fluidos se debe encontrar entre los siguientes límites:

$$+5\% \geq \frac{100(q_{ta} - q_{tz})}{q_t} \geq -5\% \quad (\text{Ecuación 41})$$

$$+5\% \geq \frac{100(20.71 \text{ KW} - 21.15 \text{ KW})}{20.93 \text{ KW}} \geq -5\%$$

$$+5\% \geq -2.1\% \geq -5\%$$

Calculo las pérdidas de carga a través de un serpentín con una temperatura promedio de agua para enfriar aire de la siguiente manera:

$$h_{fw} = \frac{0.20387 \Delta p_w}{(\rho_{w1} + \rho_{w2})}$$

(Ecuación 42)

Referencia ASHRAE 33-2000.

Donde

$$\Delta p_w = P_{w1} - P_{w2}$$

$$\Delta p_w = 25psi - 14psi$$

$$\Delta p_w = 11psi$$

$$\Delta p_w = 75842.349Pa$$

$$h_{fw} = \frac{0.20387 \times 75842.34Pa}{(999.91 kg/m^3 + 999.68 kg/m^3)}$$

$$h_{fw} = 7.73m$$

Resultados de caudal de agua

TABLA 17.- Resultados de prueba del agua los 3 días.						
	Miércoles 02/04/2014		Viernes 04/2014		Lunes 07/04/2014	
$\dot{m}_w$	2.26	<i>Kg/s</i>	1.45	<i>Kg/s</i>	2.33	<i>Kg/s</i>
Q_{wSTD}	0,0022	m^3/s	0,0014	m^3/s	0,0023	m^3/s
	36	<i>GPM</i>	23	<i>GPM</i>	37	<i>GPM</i>
q_{tz}	23,35	<i>kw</i>	21,68	<i>kw</i>	21,15	<i>kw</i>
q_t	23,12	<i>kw</i>	21.29	<i>kw</i>	20,93	<i>kw</i>
	78914.49	<i>Btu</i>	72650.61	<i>Btu</i>	71415.96	<i>Btu</i>
ΔP_w	11	<i>psi</i>	11	<i>psi</i>	11	<i>psi</i>
h_{fw}	7,73	<i>m</i>	7,73	<i>m</i>	7,73	<i>m</i>

Los cálculos tipos realizados para obtener las capacidades del ventilador que utiliza la unidad de manejo de aire son los que se ven a continuación especificados en el protocolo.

Primero se realizó el promedio de los datos obtenidos en las determinaciones de la capacidad para el ventilador, tomamos en cuenta aquellos tomados en la

determinación con la válvula de estrangulamiento totalmente abierta y con el *chiller* desconectado.

Tabla 18.- Promedios de la prueba para capacidad del ventilador.											
N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
rpm	Amp	$Volt$	Pa	Pa	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	mmH_2O	mmH_2O
1020	3,81	223	85,39	19,31	22,4	17,9	24,1	23,9	24,1	-22,88	-264,77

Se realiza primero el cálculo de densidad del aire atmosférico.

Presión atmosférica con corrección de altura:

$$P_b = 96519,82 Pa.$$

Calculo de presión de saturación (P_e):

$$p_e = 3.25t_{bh0}^2 + 18.6t_{bh0} + 692 \quad (\text{Ecuación 43})$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$p_e = 3.25(17,9^{\circ}C)^2 + 18.6(17,9^{\circ}C) + 692$$

$$p_e = 2066.2725 Pa$$

Calculo de presión parcial de vapor (P_p):

$$p_p = p_e - p_b \left(\frac{t_{bs0} - t_{bh0}}{1500} \right) \quad (\text{Ecuación 44})$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$p_p = 2066.2725 Pa - 96519,82 Pa \left(\frac{22,4^{\circ}C - 17,9^{\circ}C}{1500} \right)$$

$$p_p = 1776.7130 Pa$$

Calculo de densidad de aire atmosférico:

$$\rho_0 = \frac{p_b - 0.387p_p}{R(t_{bs0} + 273.15)} \quad \text{(Ecuación 45)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

Donde la constante de gas, para aire, es: $R = 287.1 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

$$\rho_0 = \frac{96519,82 \text{ Pa} - 0.387(1776.7130 \text{ Pa})}{287,1 \text{ J/kg} \cdot \text{K} (22.4^\circ\text{C} + 273.15)}$$

$$\rho_0 = 1,1293 \text{ kg/m}^3$$

Calculo de densidad de aire en el ducto:

Se calcula mediante la corrección de densidad de aire atmosférico para para la presión estática del plano a medir:

$$\rho_x = \rho_0 \left(\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{bsx} + 273.15} \right) \left(\frac{P_{sx} + p_b}{p_b} \right) \quad \text{(Ecuación 46)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

Dónde:

ρ_x Es la densidad en el plano de medición x.

t_{bsx} Es la temperatura de bulbo seco en el plano de medición x.

P_{sx} Es la presión estática en el plano de medición.

Calculo de la densidad del aire en el plano 2:

$$\rho_2 = \rho_0 \left(\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{bs2} + 273.15} \right) \left(\frac{P_{s2} + p_b}{p_b} \right)$$

(Ecuación 47)

Referencia de norma AMCA-210.

Como la diferencia de presiones entre Ps2 y Ps3 no es mayor a 4 pulgadas de agua, se consideran la misma presión estática.

$$\rho_2 = 1,1293 \left(\frac{22.4^\circ\text{C} + 273.15}{24.1^\circ\text{C} + 273.15} \right) \left(\frac{264.7723 \text{ Pa} + 96519,82 \text{ Pa}}{96519,82 \text{ Pa}} \right)$$

$$\rho_2 = 1.1260 \text{ kg/m}^3$$

Calculo de la densidad del aire en el plano 3:

$$\rho_3 = \rho_0 \left(\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{bs3} + 273.15} \right) \left(\frac{P_{s3} + p_b}{p_b} \right)$$

(Ecuación 48)

Referencia de norma AMCA-210.

$$\rho_3 = 1,1293 \text{ kg/m}^3 \left(\frac{22.4^\circ\text{C} + 273.15}{23.9^\circ\text{C} + 273.15} \right) \left(\frac{19.61 \text{ Pa} + 96519,82 \text{ Pa}}{96519,82 \text{ Pa}} \right)$$

$$\rho_3 = 1.1239 \text{ kg/m}^3$$

Calculo de la densidad del aire del ventilador:

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{P_{t4} + p_b}{p_b} \right) \left(\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{s4} + 273.15} \right)$$

(Ecuación 49)

Referencia de norma AMCA-210.

La temperatura de estancamiento (t_{s4}) es igual la temperatura de bulbo seco a la que sale el aire del serpentín t_{bs4} .

$$\rho = 1,1293 kg/m^3 \left(\frac{-22,88 Pa + 96519,82 Pa}{96519,82 Pa} \right) \left(\frac{22.4^\circ C + 273.15}{24.1^\circ C + 273.15} \right)$$

$$\rho = 1.1226 kg/m^3$$

Viscosidad dinámica del aire:

$$\mu = (17.23 + 0.048 t_{bs}) \times 10^{-6} \quad \text{(Ecuación 50)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$\mu = (17.23 + 0.048 \times 22.4) \times 10^{-6}$$

$$\mu = 1.83052 \times 10^{-5} Pa \cdot s$$

Cálculo del caudal de aire:

Cálculo de la presión dinámica:

$$P_{d3} = \left(\frac{\sum \sqrt{P_{d3r}}}{n} \right)^2 \quad \text{(Ecuación 51)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$P_{d3} = 64,57 Pa$$

Cálculo de velocidad:

$$V_3 = \sqrt{2} \sqrt{\frac{P_{d3}}{\rho_3}} \quad \text{(Ecuación 52)}$$

$$V_3 = \sqrt{2} \sqrt{\frac{64,57 \text{ Pa}}{1.1239 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V_3 = 10.7199 \text{ m/s}$$

Calculo del caudal de aire:

$$Q_3 = V_3 A_3 \quad (\text{Ecuación 53})$$

Donde

$$A_3 = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{Ecuación 54})$$

$$A_3 = \frac{\pi (0.33 \text{ m})^2}{4} \quad (\text{Ecuación 55})$$

$$A_3 = 0.08552 \text{ m}^2$$

$$Q_3 = 10.7199 \text{ m/s} \times 0.08552 \text{ m}^2$$

$$Q_3 = 0.91676 \text{ m}^3/\text{s}$$

Calculo del caudal de aire del ventilador:

$$Q = Q_3 \left(\frac{\rho_3}{\rho} \right) \quad (\text{Ecuación 56})$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$Q = 0.91676 \text{ m}^3/\text{s} \left(\frac{1.1239 \text{ kg/m}^3}{1.1226 \text{ kg/m}^3} \right)$$

$$Q = 0.91782 \text{ m}^3/\text{s}$$

Calculo de la presión dinámica del ventilador a las condiciones de prueba:

$$P_d = P_{d3} \left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \right) \left(\frac{A_3}{A_2} \right)^2 \quad \text{(Ecuación 57)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

Nota: Siempre que P_{s3} y P_{s2} difieran en menos de 1kPa (4 in h2O), ρ_2 se puede considerar igual a ρ_3 .

Donde A_2 es el área de salida de la unidad de manejo de aire de lado 0.355 m:

$$A_2 = l^2 \quad \text{(Ecuación 58)}$$

$$A_2 = (0.355 \text{ m})^2$$

$$A_2 = 0.126025 \text{ m}^2$$

$$P_d = 64,5773907 \text{ Pa} \left(\frac{1.1239 \text{ kg/m}^3}{1.1239 \text{ kg/m}^3} \right) \left(\frac{0.0855 \text{ m}^2}{0.1260 \text{ m}^2} \right)^2$$

$$P_d = 29.744 \text{ Pa}$$

Calculo de la presión estática:

$$P_{s3} = \frac{\sum P_{s3r}}{n} \quad \text{(Ecuación 59)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$P_{s3} = 19,61 \text{ Pa}$$

Calculo de la presión total en la salida del ventilador (P_{t2}):

Diámetro hidráulico. El diámetro hidráulico para ductos circulares es el mismo diámetro (D).

Cálculo del Número de Reynolds:

$$R_e = \frac{D_h V \rho}{\mu} \quad (\text{Ecuación 60})$$

$$R_e = \frac{0.33 \text{ m} \times 10.7199 \text{ m/s} \times 1.1226 \text{ kg/m}^3}{1.83052 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}}$$

$$R_e = 216947.79$$

Calculo del coeficiente de fricción:

$$f = \frac{0.14}{R_e^{0.17}} \quad (\text{Ecuación 61})$$

$$f = \frac{0.14}{(216947.79)^{0.17}}$$

$$f = 0.017336$$

Relación entre la Longitud equivalente de la celda rectificadora y el diámetro hidráulico:

$$\frac{Le}{D_h} = \frac{15.04}{\left[1 - 26.55 \left(\frac{y}{D}\right) + 184.6 \left(\frac{y}{D}\right)^2\right]^{1.83}} \quad (\text{Ecuación 62})$$

Referencia de norma AMCA-210.

Donde: $y = 2 \text{ mm} = 0.002 \text{ m}$

$$\frac{Le}{D_h} = \frac{15.04}{\left[1 - 26.55 \left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.33 \text{ m}}\right) + 184.6 \left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.33 \text{ m}}\right)^2\right]^{1.83}}$$

$$\frac{Le}{D_h} = 20.43058$$

Presión total en el plano medición número 2

Cuando se usa un rectificador tipo estrella:

$$P_{t2} = P_{s3} + P_{d3} + f \left(\frac{L_{2,3}}{D_{h3}} - 2 \right) P_{d3} + 0.95 P_{d3} (Re)^{-0.12} \quad \text{(Ecuación 63)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$P_{t2} = 19,61 \text{ Pa} + 64,57 \text{ Pa} + 0.017336 \times \left(\frac{3.87m}{0.33m} - 2 \right) \times 64,57 \text{ Pa} \\ + 0.95 \times 64,57 \text{ Pa} \times (216947.7915)^{-0.12}$$

$$P_{t2} = 109.0192 \text{ Pa}$$

Calculo de la presión total en la entrada del ventilador:

$$P_{t4} = \frac{\sum P_{t4r}}{n} \quad \text{(Ecuación 64)}$$

$$P_{t4} = -22,88 \text{ Pa}$$

Calculo de la presión total del ventilador:

$$P_t = P_{t2} - P_{t4} \quad \text{(Ecuación 65)}$$

$$P_t = 109.0192 \text{ Pa} - (-22,88 \text{ Pa})$$

$$P_t = 131.901 \text{ Pa}$$

Calculo de la presión estática del ventilador:

$$P_s = P_t - P_d \quad \text{(Ecuación 66)}$$

$$P_s = 131.901 \text{ Pa} - 29.744 \text{ Pa}$$

$$P_s = 102.1568 \text{ Pa}$$

Calculo de la potencia de entrada del ventilador:

$$H = L_0 \eta \quad (\text{Ecuación 67})$$

Donde:

$$L_0 = A.V.FP \quad (\text{Ecuación 68})$$

$$L_0 = 3.81 \text{ A} \times 223 \text{ V} \times 0.8$$

$$L_0 = 679.704 \text{ W}$$

$$H = 679.704 \text{ W} \times 0.90$$

$$H = 611.73 \text{ W}$$

Calculo de la potencia de salida del ventilador:

$$H_0 = QP_t K_p \quad (\text{Ecuación 69})$$

Donde:

$$x = \frac{P_t}{P_{t4} + p_b} \quad (\text{Ecuación 70})$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$x = \frac{131.901 \text{ Pa}}{-22,8815 \text{ Pa} + 96519,82 \text{ Pa}}$$

$$x = 1.3668 \times 10^{-3}$$

$$z = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left(\frac{\left[\frac{H}{Q} \right]}{P_{t4} + p_b} \right) \quad \text{(Ecuación 71)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$z = \left(\frac{1.4 - 1}{1.4} \right) \left(\frac{\left[\frac{611.7336 \text{ W}}{0.91782 \text{ m}^3/\text{s}} \right]}{-22,8815 \text{ Pa} + 96519,82 \text{ Pa}} \right)$$

$$z = 1.9734 \times 10^{-3}$$

$$K_p = \left(\frac{\ln(1 + x)}{x} \right) \left(\frac{z}{\ln(1 + z)} \right) \quad \text{(Ecuación 72)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$K_p = \left(\frac{\ln(1 + 1.3668 \times 10^{-3})}{1.3668 \times 10^{-3}} \right) \left(\frac{1.9734 \times 10^{-3}}{\ln(1 + 1.9734 \times 10^{-3})} \right)$$

$$K_p = 1.0003029$$

$$H_0 = 0.91782 \text{ m}^3/\text{s} \times 131.9008 \text{ Pa} \times 1.0003029$$

$$H_0 = 121.10 \text{ W}$$

Calculo de la eficiencia total del ventilador:

$$\eta_t = \frac{Q P_t K_p}{H} \quad \text{(Ecuación 73)}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$\eta_t = \frac{0.91782 \text{ m}^3/\text{s} \times 131.901 \text{ Pa} \times 1.0003029}{611.73 \text{ W}}$$

$$\eta_t = 0.1979$$

$$\eta_t = 19.79 \%$$

Calculo de la eficiencia estática del ventilador:

$$\eta_s = \eta_t \left(\frac{P_s}{P_t} \right)$$

(Ecuación 74)

Referencia de norma AMCA-210.

$$\eta_s = 0.197963 \left(\frac{102.1568 \text{ Pa}}{131.9008 \text{ Pa}} \right)$$

$$\eta_s = 0.1533 = 15.33\%$$

Todos los resultados obtenidos en las pruebas de capacidad para el ventilador sin el sistema de enfriamiento conectado se pueden ver en la tabla 19 y las figuras 22 y 23.

Tabla 19.1.- Resultados de capacidad del ventilador en unidades internacionales.							
Determinación		1	2	3	4	5	6
Q	m^3/s	0,9175	0,8893	0,7623	0,6022	0,3551	0,1490
P_t	Pa	133,21	199,66	218,79	250,83	288,90	352,30
P_s	Pa	103,46	171,64	198,24	238,04	284,45	351,52
η_t	%	19,98	32,50	34,59	35,60	27,784	15,80
H	w	611,73	546,20	482,04	424,16	369,35	332,59

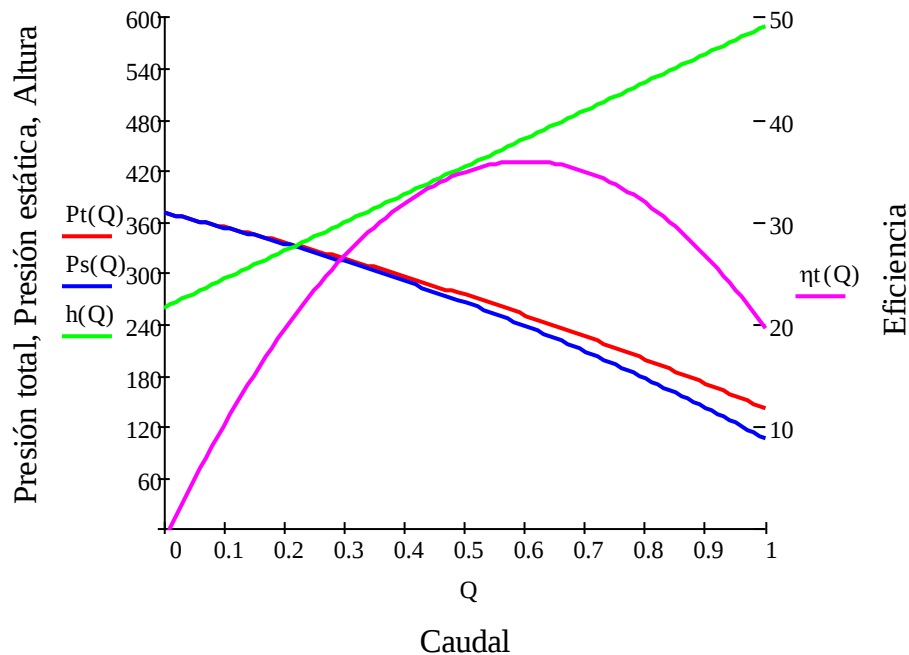


Figura 22.- Curva de del ventilador en unidades internacionales.

Las gráficas se obtuvieron mediante regresiones cuadráticas y lineales con los puntos de las pruebas mediante el software MathCad. Las ecuaciones se ven a continuación

$$P_t(Q) = 369,274 - 154,997 \cdot Q - 74,234 \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 75})$$

$$P_s(Q) = 369,261 - 154,845 \cdot Q - 109,764 \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 76})$$

$$h(Q) = 258,847 + 330,037 \cdot Q \quad (\text{Ecuación 77})$$

$$\eta_t(Q) = -1,27 + 123,488 \cdot Q - 102,751 \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 78})$$

Tabla 19.2.- Resultados de capacidad del ventilador en unidades inglesas.							
Determinación		1	2	3	4	5	6
Q	ft^3/min	1944,20	1884,38	1615,29	1276,03	752,62	315,71
P_t	inH_2O	0,5348	0,8016	0,8784	1,0071	1,1599	1,4144
P_s	inH_2O	0,4154	0,6891	0,7959	0,9557	1,1420	1,4113
η_t	%	19,98	32,50	34,59	35,60	27,78	15,80
H	hp	0,8203	0,7324	0,6464	0,5688	0,4953	0,4460

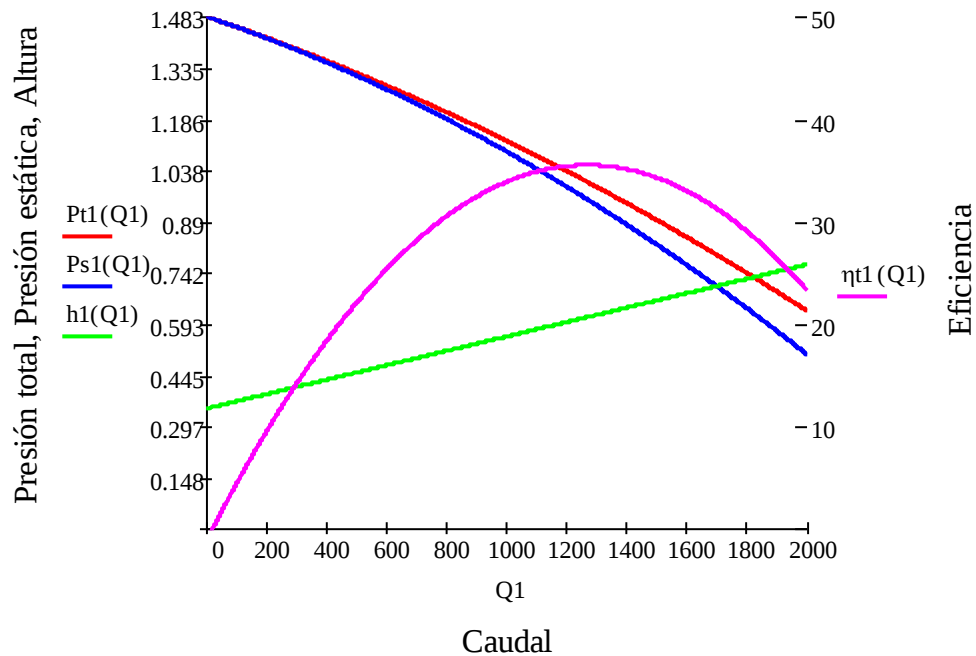


FIGURA 23.- Curva del ventilador en unidades inglesas.

Las ecuaciones graficadas en la figura 23 son las siguientes:

$$P_t(Q) = 1,483 - 2,936 \cdot 10^{-4} \cdot Q - 6,64 \cdot 10^{-8} \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 79})$$

$$P_s(Q) = 1,483 - 2,933 \cdot 10^{-4} \cdot Q - 9,818 \cdot 10^{-8} \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 80})$$

$$h(Q) = 0,347 + 2,089 \cdot 10^{-4} \cdot Q \quad (\text{Ecuación 81})$$

$$\eta_t(Q) = -1,269 + 0,058 \cdot Q - 2,288 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 82})$$

Todos los resultados obtenidos en las pruebas de capacidad para el ventilador con el sistema de enfriamiento conectado se pueden ver en la tabla 20 y las figuras 24 y 25.

Tabla 20.1.- Resultados de capacidad del ventilador con el <i>chiller</i> funcionando en unidades internacionales.							
Determinación		1	2	3	4	5	6
Q	m^3/s	0,875	0,8601	0,7214	0,5593	0,4693	0,1269
P_t	Pa	127,03	176,46	205,72	255,86	310,30	376,61
P_s	Pa	98,96	149,37	186,54	244,37	302,17	376,02
η_t	%	18,80	28,05	31,07	34,12	38,63	13,89
H	w	591,50	541,09	477,56	419,32	376,78	344,60

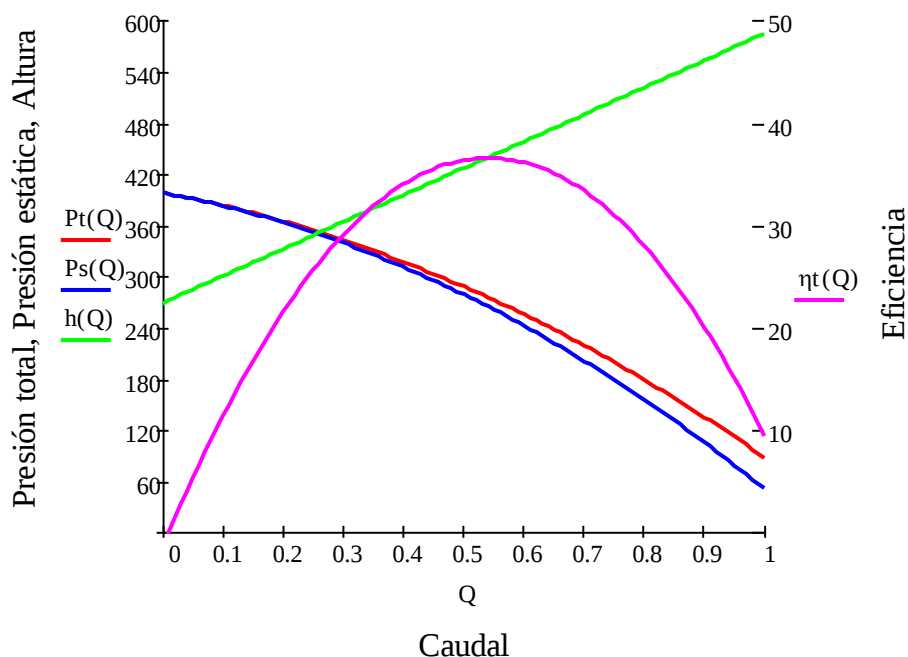


FIGURA 24.- Curva del ventilador en unidades internacionales (Con el *chiller* en funcionamiento).

Las ecuaciones graficadas en la figura 24 son las siguientes:

$$P_t(Q) = 397,493 - 129,766 \cdot Q - 180,237 \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 83})$$

$$P_s(Q) = 397,556 - 130,249 \cdot Q - 216,416 \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 84})$$

$$h(Q) = 268,311 + 315,865 \cdot Q \quad (\text{Ecuación 85})$$

$$\eta_t(Q) = -1,438 + 140,118 \cdot Q - 129,126 \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 86})$$

Tabla 20.2.- Resultados de capacidad del ventilador con el <i>chiller</i> funcionando en unidades inglesas.							
Determinación		1	2	3	4	5	6
Q	ft^3/min	1854,68	1822,62	1528,62	1185,27	994,39	268,92
P_t	inH_2O	0,5100	0,7085	0,8259	1,0272	1,2458	1,5121
P_s	inH_2O	0,3973	0,5997	0,7489	0,9811	1,2132	1,5097
η_t	%	0,1880	0,2805	0,3107	0,3412	0,3863	0,1389
H	hp	0,7932	0,7256	0,6404	0,5623	0,5052	0,4621

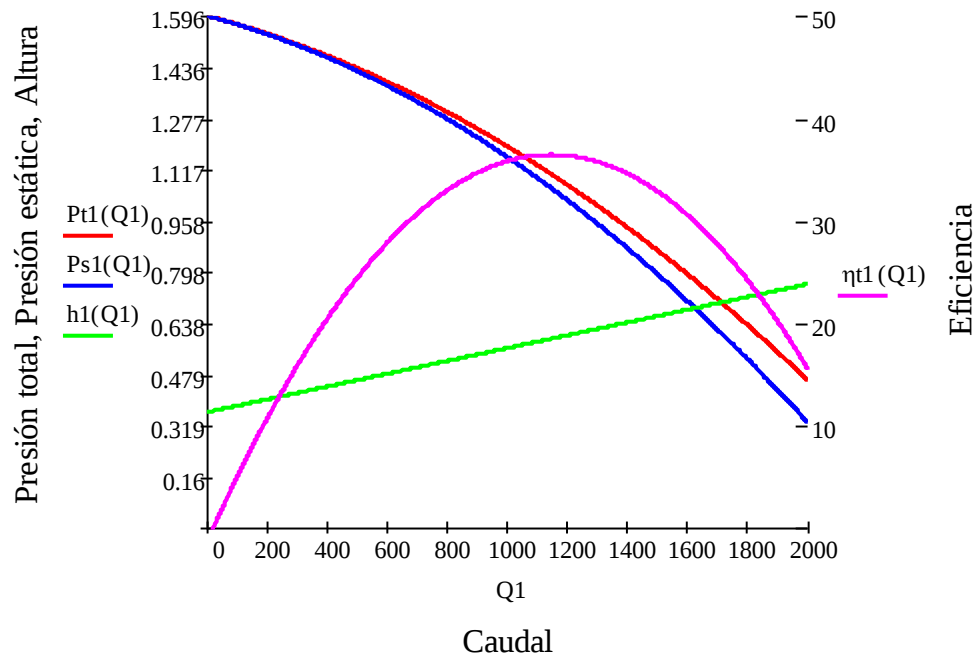


FIGURA 25.- Curva del ventilador en unidades inglesas (Con el *chiller* en funcionamiento).

Las ecuaciones graficadas en la figura 25 son las siguientes.

$$P_t(Q) = 1,596 - 2,495 \cdot 10^{-4} \cdot Q - 1,611 \cdot 10^{-7} \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 87})$$

$$P_s(Q) = 1,596 - 2,468 \cdot 10^{-4} \cdot Q - 1,935 \cdot 10^{-7} \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 88})$$

$$h(Q) = 0,36 + 1,999 \cdot 10^{-4} \cdot Q \quad (\text{Ecuación 89})$$

$$\eta_t(Q) = -1,439 + 0,066 \cdot Q - 2,876 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 90})$$

Calculo de gradiente de temperatura:

$$T(^{\circ}\text{F}) = \frac{9}{5} \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 32 \quad (\text{Ecuación 91})$$

$$T(^{\circ}\text{F}) = \frac{9}{5} \cdot (8,66) + 32$$

$$T(^{\circ}\text{F}) = 47,5$$

$$\Delta T = T_s - T_e \quad (\text{Ecuación 92})$$

$$\Delta T = 52^{\circ}\text{F} - 47,5^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T = 4,5^{\circ}\text{F}$$

Calculo de condiciones a condiciones estándar:

$$H_0 = (a + b \cdot Q + c \cdot Q^2) \frac{\rho_0}{\rho} \quad (\text{Ecuación 93})$$

Referencia a ecuaciones de semejanza.

Donde ρ_0 se refiere a la densidad del aire en condiciones estándar 1,2 y ρ se refiere a la densidad del aire en las condiciones reales de prueba.

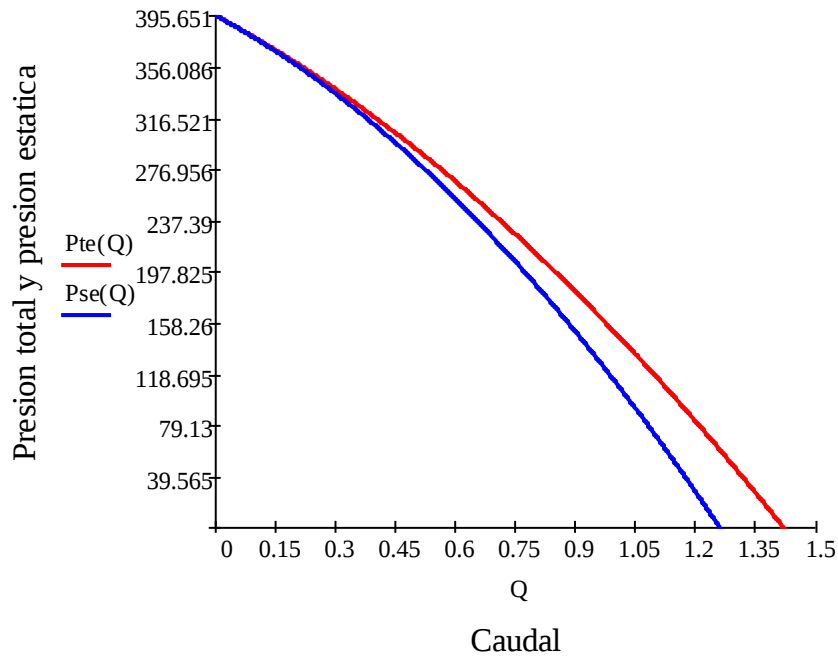


FIGURA 26.- Curva del ventilador en condiciones estándar (unidades internacionales).

Las curvas graficadas en la figura 26 son las siguientes.

$$P_t(Q) = 395,492 - 166,002 \cdot Q - 79,505 \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 94})$$

$$P_s(Q) = 395,479 - 165,839 \cdot Q - 117,557 \cdot Q^2 \quad (\text{Ecuación 95})$$

3.4 Análisis de resultados

A través de la implementación del protocolo en la unidad de manejo de aire antes descrita, se pudo constatar de que las pruebas son factibles para la obtención de las especificaciones técnicas de la misma, sin embargo, es importante mencionar que el método no dará una precisión suficiente para el objetivo de certificación o afines, de igual manera, los resultados obtenidos son suficientes para hacer el diagnóstico de la unidad y validar o corregir la hoja técnica de la empresa fabricante.

En este caso, se puede observar que la unidad de manejo de aire, mediante todas las pruebas realizadas, se obtiene una capacidad total mayor a la que presenta la hoja técnica de la unidad, las condiciones en las que el fabricante garantiza la capacidad del equipo no son las mismas que se tuvieron en las pruebas realizadas. El fabricante asegura que la unidad de manejo de aire proporciona las 5 toneladas de enfriamiento a condiciones de entrada del agua al serpentín de 7 °C y de salida de 12,5 °C y un caudal másico de 12 GPM, con una temperatura de entrada de aire de 27 °C en bulbo seco y 20 °C en bulbo húmedo. La comparación de los datos se puede observar en las tablas 21 y 22.

TABLA 21.- Comparación de datos de unidad THU60ED obtenidos en las pruebas con los datos que ofrece el fabricante					
Modelo		Fabricante	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
Capacidad (BTU/Hr)		60000	79602.81	72650.61	71990.15
Ventilador centrifugo	Cantidad	1	1	1	1
	Diametro(pulg)	10	10	10	10
	Longitud (pulg)	10	10	10	10
	Flujo de aire (PCM)	2000	1944,20	1944,20	1944,20
	Presion estatica (pulg H_2O)	1	1,411	1,411	1,411
Caída de presión del aire a través del serpentín (pulg H_2O)		0,51	0,50	0,52	0,54
Caída de presión del agua a través del serpentín psi			11	11	11

TABLA 22.- Comparación de condiciones de prueba y condiciones del fabricante.				
	Fabricante	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
Temperatura de entrada del agua al serpentín °C	7	8,66	8,05	9,05
Temperatura de salida del agua del serpentín °C	12,5	11,12	11,62	11,21
Gradiente de temperatura en Fahrenheit	9,9	4,42	6,42	3,88
Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del	27	27,1	27,1	26,9

serpentín °C				
Temperatura de bulbo húmedo a la entrada del serpentín °C	20	21,0	19,9	21,1
Flujo volumétrico GPM	12	36	23	37

En los datos observados en la comparación de las tablas anteriores, se puede ver que en el caso de las temperaturas del aire en la entrada de la UMA, como las temperaturas del agua a la entrada y salida del serpentín, son muy similares a las condiciones que establece el fabricante para garantizar la capacidad del equipo. Sin embargo, en el caso del caudal del agua existe una variación considerable, esto es porque se utilizó un enfriador de agua para las pruebas del doble de la capacidad del equipo (10 toneladas) por lo que la bomba que circula el agua de este enfriador proporciona un caudal mayor al sugerido. Se utilizó otro enfriador de agua al sugerido ya que el *chiller* recomendado no mantenía los valores de un proceso estacionario, lo que hizo necesario utilizar un *chiller* de mayor capacidad. La razón principal de que el equipo no mantuviera un estado estacionario es que las pruebas fueron realizadas a la intemperie y sin un tanque de llenado adicional como se utiliza en una instalación real. A pesar de que el *chiller* recomendado cuenta con su propio tanque, este posee un volumen muy pequeño y el agua que retornaba de la unidad de manejo de aire afectaba muy rápido la temperatura del tanque del *chiller* y este se estabilizaba a una temperatura de entrada del agua muy elevada para la prueba.

Los gradientes de temperatura dados por el intercambiador de calor de la unidad son menores a los establecidos por convención, que deben ser de 10 grados Fahrenheit y un caudal de 2.4 GPM por cada tonelada de refrigeración. En la Tabla 24 se puede observar la comparación de los gradientes de temperatura y el caudal por tonelada que dio cada prueba.

TABLA 23.- Comparación de los gradientes de temperatura y el caudal por tonelada			
	q_t (Btu)	Δt_w (°F)	GPM/ton
Fabricante	60.000	10	2,4
Prueba 1	78914.49	4,42	5,47
Prueba 2	71650,61	6,42	3,85

Prueba 3	71.415,96	3,88	6,21
----------	-----------	------	------

Como se observa en la tabla 24, la prueba numero dos (2) efectuada el día miércoles 2 de abril del presente año, fue la que se acercó más a las condiciones en la que el fabricante garantiza la capacidad del equipo evaluado. Cabe destacar que no se logró recrear a la perfección las condiciones en las que el fabricante garantiza la capacidad del equipo, a causa de que el caudal era mayor porque se utilizó un enfriador de agua de 10 toneladas. Por otra parte la temperatura de agua en la entrada del equipo difirió en un grado centígrado por la misma razón por la cual el primer *chiller* utilizado no mantenía un proceso estacionario. En este caso con el enfriador de agua de 10 toneladas ocurrió el mismo efecto pero en una proporción menor, la temperatura del agua de retorno de la unidad de manejo de aire al tanque del *chiller* hacia que la temperatura del agua se estabilizara alrededor de los 8°C

En la prueba de sonido, se obtiene un resultado de 63 decibeles en la unidad y en ambiente de 56, como se encuentra en el protocolo referenciado a una norma venezolana, el sonido que emite el equipo es de 60 decibeles, lo que es permitido en zonas de clase II a V.

Las gráficas obtenidas de caudal vs presiones en las figuras 22, 23, 24 y 25 muestran la capacidad de la UMA para el empuje de aire, a varias condiciones de trabajo, en unidades internacionales y en unidades inglesas, se realizó la prueba con el sistema de enfriamiento apagado para tener condiciones reales de temperatura y densidad del aire, luego se realizó la prueba con el sistema de enfriamiento encendido debido a que el serpentín produce más pérdidas cuando se encuentra húmedo por la condensación del agua. Se obtienen las curvas de presión para las condiciones estándar mediante semejanza debido a que las curvas de ventilación están comúnmente dadas a condiciones estándar, esto quiere decir a una temperatura de ambiente de 20°C y una densidad atmosférica de 1,2 Kg/m³.

CONCLUSIONES

- Se identificaron el serpentín, el ventilador y el motor eléctrico como las partes más importantes a evaluar en las unidades de manejo de aire fabricadas en el país.
- En función de lo investigado en los diferentes autores se realizaron los formularios, la formulación de los cálculos, la selección de los instrumentos y métodos de prueba como las configuraciones y conducción de las mismas para el registro de datos de las determinaciones.
- Mediante la información obtenida de las distintas normas, la prueba realizada a la unidad llevó al diseño de un protocolo viable.
- Las pruebas demostraron que las especificaciones técnicas de la unidad de manejo de aire en la que se realizaron, son apropiadas para las características del equipo utilizado.
- De la información obtenida de las diferente normas y las pruebas realizadas a la unidad THU60ED, se diseñó el protocolo que diagnostica y valida las características técnicas.
- El equipo supera la prueba de sonido para sectores residenciales hasta sectores industriales.

RECOMENDACIONES

- Realizar la prueba utilizando una válvula de compuerta que regule el caudal de agua al deseado y un tanque de llenado como el que se utiliza en las instalaciones reales, para así garantizar gradiente de temperatura en el agua entre la entrada y la salida de la unidad de manejo de aire. Teniendo en cuenta del alto costo de las unidades a probar, no estrangular totalmente el caudal de agua para evitar congelamientos y no comprometer la integridad física del *chiller*.
- Se recomienda realizar las pruebas con instrumentos que registren los datos o utilizar un programa de control de ensayos tipo *Labview*, para evitar la fatiga del técnico y errores humanos en las mediciones y registro de los datos.
- Es recomendable que el área transversal del ducto expuesto en la configuración de la prueba del aire sea mayor al área de la salida de la unidad de manejo de aire, con el fin de evitar velocidades excesivas en éste. Ya que si el área es menor, la velocidad tendera a aumentar y puede ocasionar una lectura errónea de la temperatura de bulbo húmedo.
- Para obtener mejores resultados, se debe mejorar el gradiente de temperatura entre la entrada y la salida del agua del serpentín aproximándolo a 10 grados Fahrenheit y ajustando el caudal de agua a 2.4 GPM por tonelada de refrigeración.
- Tomar los datos de humedad relativa y absoluta del aire directamente de un dispositivo que los lea, debido a que con el sistema de temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco se puede tener un error por mala evaporación de agua en el bulbo húmedo.
- Al hacer las conexiones del manómetro de Bourdon a una distancia mínima de cuatro veces el diámetro de la tubería de cualquier codo o accesorio.

BIBLIOGRAFÍA

- AHRI Estándar 410-2001. (2001) *Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils*. Arlington: Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. 57 p.
- ANSI/AHRI Estándar 220. (2012) *Reverberation Room Qualification and Testing Procedures for Determining Sound Power of HVAC Equipment*. Arlington: Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. 15 p.
- ANSI/AMCA Estándar 210-07. (2007) *Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating*. Arlington Heights: Air Movement and Control Association International, inc. 66 p.
- ANSI/ASHRAE Estándar 33-2000. (2000) *Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils*. New York: American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers. 47 p.
- ASHRAE. (2008) *HVAC Systems and Equipment*. New York: American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers, Incorporated. 888 p.
- Bellizzia, A. (2000). *Diseño y construcción de un equipo para estudio de acondicionamiento de aire*. Universidad Central de Venezuela, Caracas.

- Bernechea, E. y Hernández, P (2007). *Proyecto de Norma para la Certificación de equipos de refrigeración en Venezuela*. Trabajo de grado no publicado. Universidad Simón Bolívar, Caracas.
- Cengel, Y. y Boles, M. (2012) *Termodinámica*. 7ta ed. México: The McGraw-Hill. 1041 p.
- Creus, A. (1998) *Instrumentación industrial*. 8ta ed. México: MACOMBO. 800 p.
- Fajardo, E. y Lucca, R. (1972). *Construcción de un Banco de Pruebas para Ventiladores*. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Gonzales, J. (2008). *Diseño e implementación de protocolo para la verificación del cumplimiento de los requisitos de usuario y pruebas finales en sistemas de aire acondicionado*. Trabajo de grado no publicado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Hundy, G., Trott, A. y Welch, T. (2008) *Refrigeration and Air-Conditioning*. 4ta ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 392 p.
- Incropera, F. y De Witt, D. (1999) *Fundamentos de Transferencia de Calor*. 4ta ed. México: Prentice hall. 912 p.
- Kern, D. (1965) *Process Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill. 871p.

- N,D.Battikha (2007) *The condensed handbook of measurement and control.3ra ed.*Texas: International Society of Automation.127p.
- Sabino, C. (1992). *El proceso de investigación*. 2ª ed. Caracas: Panapo. 174 p.
- Santana, M. y Naranjo, A. (1983). *Laboratorio de aire acondicionado y refrigeración. Trabajo de grado no publicado*. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Soisson, H. (2002) *Instrumentación industrial*. México: Limusa. 200 p.
- Van Wylen, G., Edwing, R. y Borgnakke, C. (1999) *Fundamentos de Termodinámica*. 2da ed. México: Limusa. 892 p.

[ANEXOS DE TABLAS]

TABLA 24.-Datos de la prueba de capacidad del lado del aire día miércoles 02/04/2014										
Duración de prueba		45 min.								
	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bh2}	t_{bs3}	t_{bh3}	P_{s4r}	P_{t4r}	P_{t3r}	P_{s3r}
Medición	°C	°C	°C	°C	°C	°C	mmH ₂ O	mmH ₂ O	mmH ₂ O	mmH ₂ O
1	26,6	20,5	14,3	13,3	15	14,4	-12	-2	8	2
									10	2
									11	2
									10	2
							-14	-4	10	2
									6	2
									4	2
									4	2
2	27,3	21,4	16,6	14	14,9	13,9	-13	-2	10	2
									10	2
									9	2
									8	2
							-16	-3	8	2
									10	2
									11	2
									10	2
3	27	20,8	16,6	14,3	15,1	14,3	-12	-4	7	2
									8	2
									10	2
									11	2
							-14	-4	4	2
									6	2
									8	2
									10	2
4	27,5	20,5	14,3	13,3	14,8	13,9	-12	-4	10	2
									11	2
									12	2
									10	2
							-15	-4	8	2
									10	2
									11	2
									8	2
5	27,1	21,9	15,1	14,3	14,9	13,3	-14	-3	8	2
									7	2
									7	2
									8	2

							-16	-4	6	2
									6	2
									7	2
									6	2

TABLA 25.- Datos de la prueba de capacidad del lado del aire día viernes 04/04/2014										
Duración de prueba		45 min.								
	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bh2}	t_{bs3}	t_{bh3}	P_{s4r}	P_{t4r}	P_{t3r}	P_{s3r}
Medición	°C	°C	°C	°C	°C	°C	mmH ₂ O	mmH ₂ O	mmH ₂ O	mmH ₂ O
1	26,8	19	13,4	12,8	14,7	12,9	-14	-4	4	2
									6	2
									8	2
									10	2
							-16	-2	8	2
									10	2
									9	2
									9	2
2	26,6	20,1	14,6	12,1	15,1	12,5	-12	-4	6	2
									7	2
									8	2
									10	2
							-12	-2	10	2
									9	2
									8	2
									7	2
3	26,6	20,3	14,5	12,6	15	13,1	-14	-4	6	2
									8	2
									9	2
									10	2
							-16	-2	10	2
									10	2
									7	2
									7	2
4	27	20	14,8	13,1	15,1	13,2	-14	-4	6	2
									8	2
									9	2
									10	2
							-16	-3	10	2
									10	2
									8	2
									8	2

									6	2
									5	2
5	27,7	20	14,7	13	15,2	13	-14	-4	6	2
									8	2
									10	2
									11	2
							-15	-2	10	2
									8	2
									8	2
									6	2
6	27,8	19,5	15,4	13,3	15,5	13,2	-14	-4	7	2
									8	2
									10	2
									10	2
							-15	-4	10	2
									8	2
									6	2
									6	2
7	27,2	20,5	14	13,3	13,6	14,8	-14	-3	6	2
									8	2
									10	2
									10	2
							-16	-4	10	2
									10	2
									8	2
									8	2

TABLA 26.1.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 1 sin el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1025	3,80	222	10	2	22,4	17,9	24,1	23,9	24,1	-3	-8
2				11	2							
3				12	2							
4				10	2							
5				8	2							
6				10	2							
7				11	2							
8				8	2							
1	1015	3,84	223	8	2	22,4	17,9	24,1	23,9	24,1	-2	-9
2				7	2							
3				7	2							
4				8	2							
5				6	2							

6				6	2								
7				7	2								
8				6	2								
1	1020	3,79	224	9	2							-2	-10
2				8	2								
3				10	2								
4				8	2								
5				8	2								
6				12	2								
7				11	2								
8				8	2								

TABLA 26.2.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 2 sin el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1096	3,35	225	16	8	23,8	19,1	24,7	25,3	24,3	2	16
2				18	9							
3				19	10							
4				15	10							
5				14	10							
6				17	10							
7				18	10							
8				16	10							
1	1081	3,37	226	14	10						3	16
2				13	8							
3				15	9							
4				16	8							
5				14	9							
6				14	10							
7				13	10							
8				14	10							
1	1100	3,38	225	16	10						2	18
2				17	9							
3				16	9							
4				16	9							
5				16	10							
6				17	10							
7				18	9							
8				16	9							

TABLA 26.3.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 3 sin el <i>chiller</i> conectado.												
	N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
	rpm	Amp	$Volt$	mmH_2O	mmH_2O	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	mmH_2O	mmH_2O
1	1136	2,99	223	18	12	24,7	19,3	25	25,7	24,8	2	18
2				19	13							
3				20	13							
4				17	13							
5				17	13							
6				18	14							
7				19	13							
8				19	13							
1	1043	2,97	225	16	13						2	18
2				17	13							
3				17	13							
4				18	13							
5				18	13							
6				16	13							
7				16	14							
8				16	14							
1	1032	2,98	226	18	14						4	17
2				20	13							
3				20	14							
4				18	14							
5				18	13							
6				20	13							
7				18	14							
8				18	14							

TABLA 26.4.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 4 sin el <i>chiller</i> conectado.												
	N	I	V	P_{t3r}	P_{s3r}	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bs3}	t_{bs4}	P_{t4}	P_{s2}
	rpm	Amp	$Volt$	mmH_2O	mmH_2O	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	mmH_2O	mmH_2O
1	1136	2,99	223	18	12	24,7	19,3	25	25,7	24,8	2	18
2				19	13							
3				20	13							
4				17	13							
5				17	13							
6				18	14							
7				19	13							
8				19	13							
1	1043	2,97	225	16	13						2	18

2				17	13							
3				17	13							
4				18	13							
5				18	13							
6				16	13							
7				16	14							
8				16	14							
1	1032	2,98	226	18	14							4
2				20	13							
3				20	14							
4				18	14							
5				18	13							
6				20	13							
7				18	14							
8				18	14							

TABLA 26.5.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 5 sin el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1045	2,60	224	23	20	24,6	19,6	24,8	25,5	24,8	2	24
2				24	20							
3				23	20							
4				22	20							
5				22	20							
6				23	20							
7				24	20							
8				26	20							
1	1138	2,69	225	22	20						1	22
2				22	20							
3				24	20							
4				22	20							
5				22	20							
6				22	20							
7				22	20							
8				22	20							
1	1151	2,60	223	22	18						2	24
2				23	20							
3				23	20							
4				22	20							
5				23	20							
6				24	20							

7				24	20							
8				22	20							

TABLA 26.6.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 6 sin el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1163	2,04	225	36	36	24,1	19,5	24,8	26,4	25,6	1	36
2				36	34							
3				37	35							
4				37	34							
5				34	35							
6				36	34							
7				35	35							
8				36	36							
1	1165	2,05	226	34	34						0	35
2				35	35							
3				36	36							
4				36	35							
5				36	36							
6				35	34							
7				35	34							
8				35	35							
1	1162	2,06	225	35	36						1	35
2				34	35							
3				35	35							
4				35	34							
5				34	35							
6				36	36							
7				35	36							
8				35	35							

TABLA 27.1.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 1 con el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1030	3,72	223	7	2	26,9	19,2	15,4	15,4	14,7	2	8
2				8	2							
3				10	2							
4				11	2							
5				4	2							

6				6	2								
7				8	2								
8				10	2								
1	1063	3,63	226	8	2								
2				10	2								
3				11	2								
4				10	2								
5				10	2								
6				6	2								
7				4	2								
8				4	2								
1	1070	3,62	225	10	2								
2				10	2								
3				9	2								
4				8	2								
5				8	2								
6				10	2								
7				11	2								
8				10	2								

TABLA 27.2.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 2 con el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1060	3,38	223	12	8	27,2	19,0	14,8	13,8	13,9	2	16
2				13	7							
3				14	7							
4				15	8							
5				14	8							
6				14	8							
7				13	8							
8				12	8							
1	1030	3,34	226	14	8						2	16
2				15	8							
3				16	8							
4				14	8							
5				13	8							
6				12	8							
7				12	8							
8				12	8							
1	1173	3,33	224	14	8						2	16
2				15	8							

3				14	7							
4				13	7							
5				15	7							
6				16	7							
7				15	7							
8				13	7							

TABLA 27.3.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 3 con el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P</i> _{<i>t3r</i>}	<i>P</i> _{<i>s3r</i>}	<i>t</i> _{<i>bs0</i>}	<i>t</i> _{<i>bh0</i>}	<i>t</i> _{<i>bs2</i>}	<i>t</i> _{<i>bs3</i>}	<i>t</i> _{<i>bs4</i>}	<i>P</i> _{<i>t4</i>}	<i>P</i> _{<i>s2</i>}
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1151	2,99	222	16	13	26,5	19,0	13,8	13,7	12,8	2	16
2				17	12							
3				18	13							
4				17	14							
5				16	14							
6				17	13							
7				16	13							
8				16	14							
1	1138	2,95	226	18	13						2	16
2				18	13							
3				18	12							
4				18	13							
5				16	12							
6				16	12							
7				16	12							
8				17	12							
1	1100	2,93	225	17	12						3	17
2				18	12							
3				18	12							
4				17	12							
5				18	13							
6				18	13							
7				17	13							
8				16	13							

TABLA 27.4.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 4 con el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P</i> _{<i>t3r</i>}	<i>P</i> _{<i>s3r</i>}	<i>t</i> _{<i>bs0</i>}	<i>t</i> _{<i>bh0</i>}	<i>t</i> _{<i>bs2</i>}	<i>t</i> _{<i>bs3</i>}	<i>t</i> _{<i>bs4</i>}	<i>P</i> _{<i>t4</i>}	<i>P</i> _{<i>s2</i>}
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1036	2,59	223	22	20	26,7	19,4	12,6	12,3	12,6	2	24

2				22	20							
3				23	21							
4				24	21							
5				24	20							
6				23	21							
7				22	20							
8				22	20							
1	1050	2,61	225	24	20						2	22
2				24	21							
3				23	20							
4				22	21							
5				24	22							
6				24	22							
7				24	20							
8				23	20							
1	1060	2,60	224	24	20						2	20
2				24	20							
3				23	20							
4				23	20							
5				23	20							
6				23	21							
7				23	21							
8				22	21							

TABLA 27.5.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 5 con el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P_{t3r}</i>	<i>P_{s3r}</i>	<i>t_{bs0}</i>	<i>t_{bh0}</i>	<i>t_{bs2}</i>	<i>t_{bs3}</i>	<i>t_{bs4}</i>	<i>P_{t4}</i>	<i>P_{s2}</i>
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1096	2,35	222	28	28	27,0	18,6	10,6	11,3	11,3	1	26
2				30	28							
3				29	28							
4				30	28							
5				28	28							
6				29	27							
7				29	27							
8				30	28							
1	1081	2,34	224	30	28						1,5	25
2				31	28							
3				30	28							
4				30	28							
5				30	28							
6				31	28							

7	1100	2,35	223	30	29							1	26
8				30	28								
1				30	28								
2				31	28								
3				31	28								
4				30	28								
5				30	27								
6				30	28								
7				31	28								
8				30	28								

TABLA 27.6.-Datos de prueba de capacidad del ventilador día viernes 04/04/2014												
Determinación 6 con el <i>chiller</i> conectado.												
	<i>N</i>	<i>I</i>	<i>V</i>	<i>P</i> _{<i>t3r</i>}	<i>P</i> _{<i>s3r</i>}	<i>t</i> _{<i>bs0</i>}	<i>t</i> _{<i>bh0</i>}	<i>t</i> _{<i>bs2</i>}	<i>t</i> _{<i>bs3</i>}	<i>t</i> _{<i>bs4</i>}	<i>P</i> _{<i>t4</i>}	<i>P</i> _{<i>s2</i>}
	<i>rpm</i>	<i>Amp</i>	<i>Volt</i>	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>	°C	°C	°C	°C	°C	<i>mmH₂O</i>	<i>mmH₂O</i>
1	1020	2,13	223	38	36	28,1	19,1	10,7	10,6	12,4	1	36
2				38	37							
3				37	38							
4				37	38							
5				38	36							
6				37	37							
7				38	38							
8				37	37							
1	1078	2,14	224	38	36						1	36
2				38	36							
3				37	37							
4				38	37							
5				38	38							
6				38	37							
7				38	38							
8				38	38							
1	1015	2,14	225	39	38						1	35
2				38	38							
3				37	38							
4				37	37							
5				38	38							
6				37	37							
7				37	37							
8				38	36							

TABLA 28.- Datos de la prueba de capacidad del lado del aire día lunes 07/04/2014										
Duración de prueba		45 min.								
	t_{bs0}	t_{bh0}	t_{bs2}	t_{bh2}	t_{bs3}	t_{bh3}	P_{s4r}	P_{t4r}	P_{t3r}	P_{s3r}
Medición	°C	°C	°C	°C	°C	°C	mmH ₂ O	mmH ₂ O	mmH ₂ O	mmH ₂ O
1	27	21,2	15,5	14,9	14,2	16,7	-14	-4	7	2
									9	2
									10	2
									10	2
							-16	-2	8	2
									8	2
									6	2
									6	2
2	27,1	21,4	16,0	14,5	14,7	16,5	-14	-3	7	2
									8	2
									10	2
									11	2
							-16	-2	8	2
									10	2
									8	2
									7	2
3	26,7	20,3	14,6	15,0	13,9	15,9	-15	-4	8	2
									9	2
									10	2
									10	2
							-16	-2	9	2
									10	2
									8	2
									6	2
4	26,6	20,4	15,4	14,9	13,6	15,6	-14	-4	7	2
									10	2
									11	2
									8	2
							-15	-2	8	2
									9	2
									9	2
									8	2
5	27,0	21,4	15,7	15,0	14,7	15,4	-14	-4	8	2
									10	2
									12	2
									10	2
							-16	-3	9	2
									8	2

									7	2
									6	2
6	27,1	22,3	16,2	15,0	14,3	16,4	-15	-3	7	2
									11	2
									12	2
									10	2
							-14	-2	10	2
									8	2
									7	2
									6	2

TABLA 29.- Datos de prueba en el agua día miércoles 02/04/2014					
Numero	t_{w1}	P_{w1}	t_{w2}	P_{w2}	m_w
	°C	psia	°C	psia	kg/s
1	8,6	25	11,1	14	2,30
2	8,6	25	11	14	
3	8,7	25	11,1	14	
4	8,7	25	11,2	14	
5	8,7	25	11,2	14	

TABLA 30.- Datos de prueba en el agua día viernes 04/04/2014					
Numero	t_{w1}	P_{w1}	t_{w2}	P_{w2}	m_w
	°C	psia	°C	psia	kg/s
1	8,1	25	9,8	14	1,45
2	7,9	25	10,8	14	
3	8	25	12,1	14	
4	8	25	12,5	14	
5	8,1	25	12,8	14	
6	8,1	25	11,7	14	
7	8,2	25	11,7	14	

TABLA 31.- Datos de prueba en el agua día lunes 07/04/2014					
Numero	t_{w1}	P_{w1}	t_{w2}	P_{w2}	m_w
	°C	psia	°C	psia	kg/s
1	8,8	25	11,2	14	2,36
2	9	25	11,3	14	
3	9,1	25	10,7	14	
4	9	25	11,3	14	
5	9,1	25	11,2	14	
6	9,3	25	11,6	14	

[ANEXO DE FIGURAS]

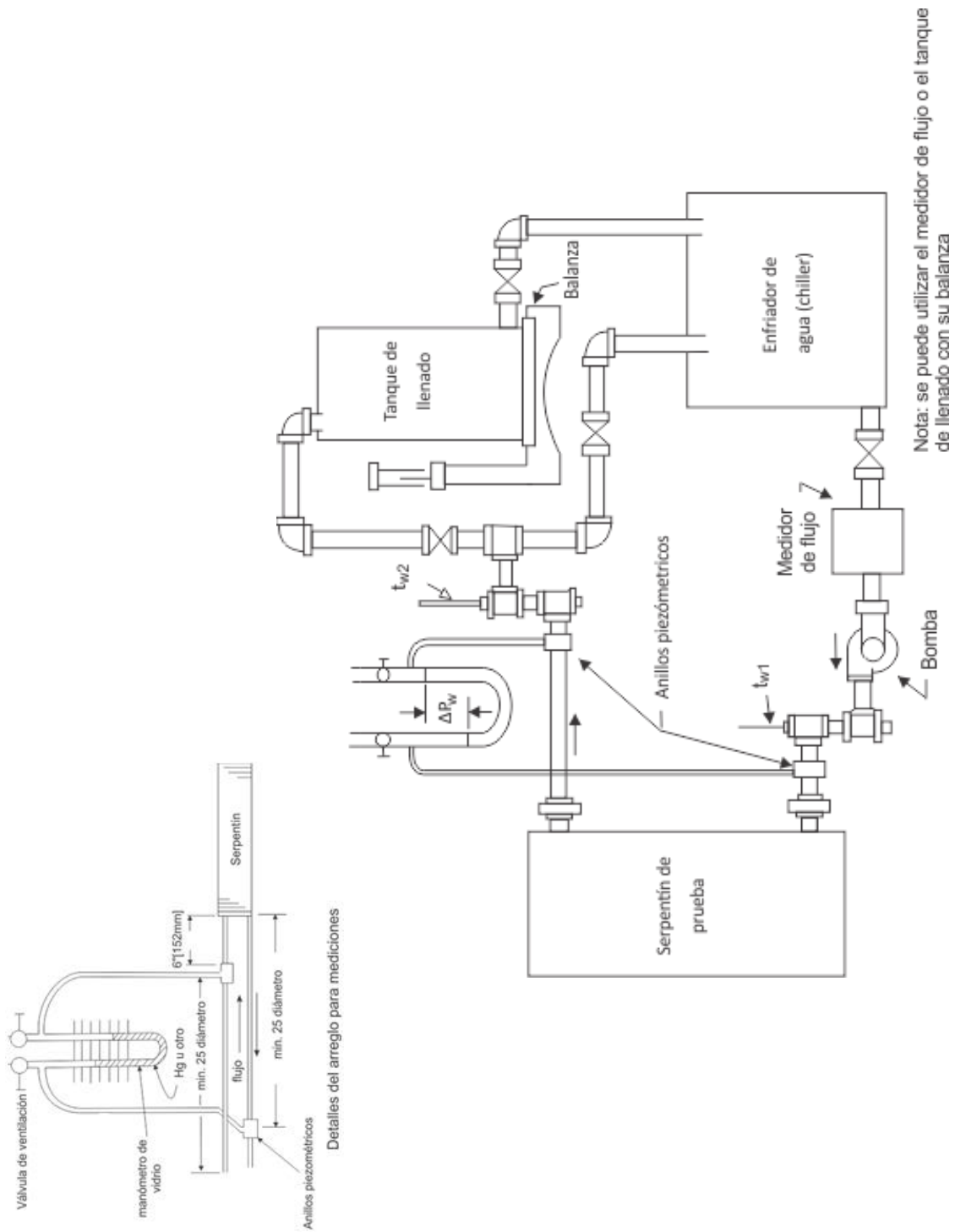


FIGURA 28.- Aparato de medición para propiedades del agua o solución.

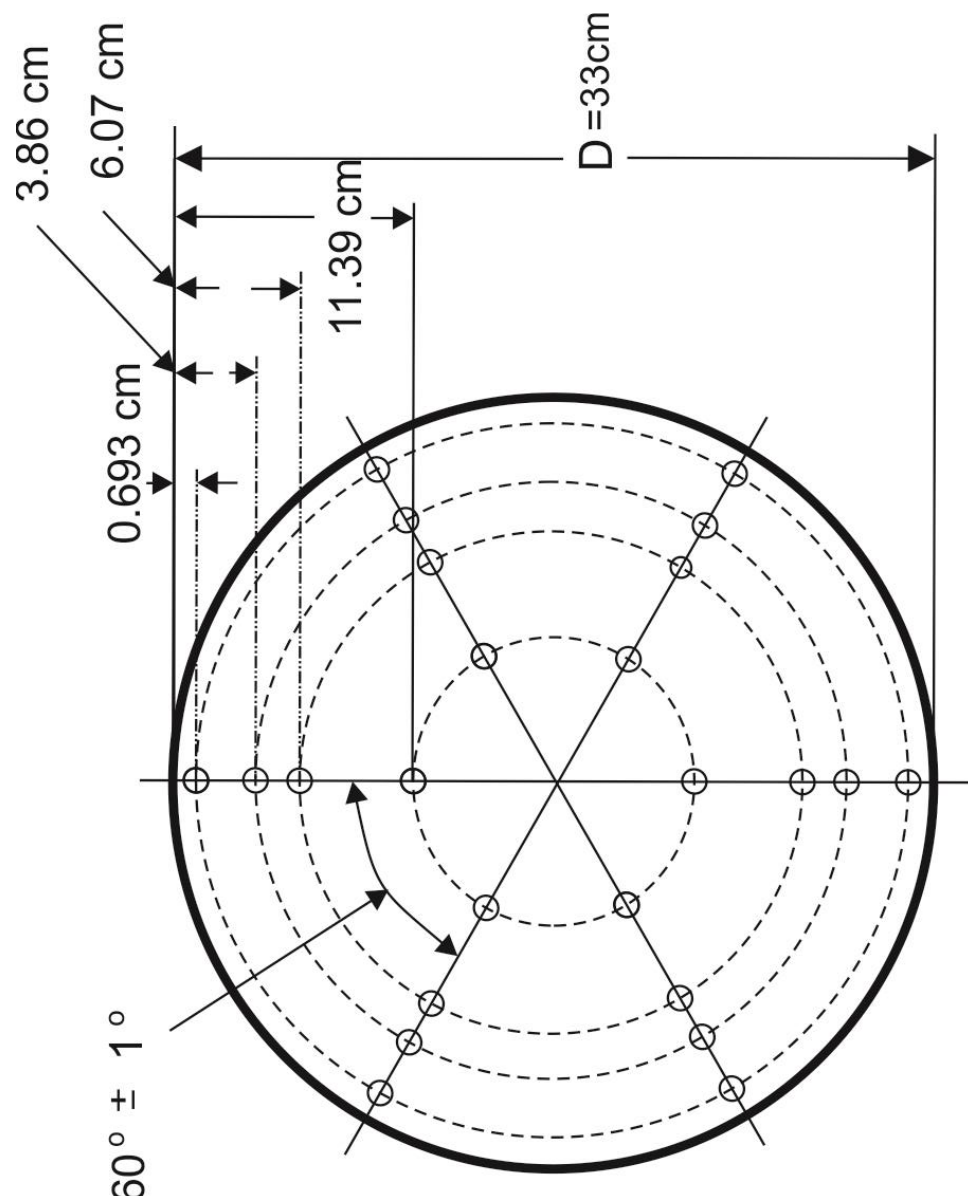


FIGURA 29.- Posiciones del tubo de Pitot para ductos de sección transversal circular.



FIGURA 30.- Enfriador de agua de 10 toneladas (*chiller*).

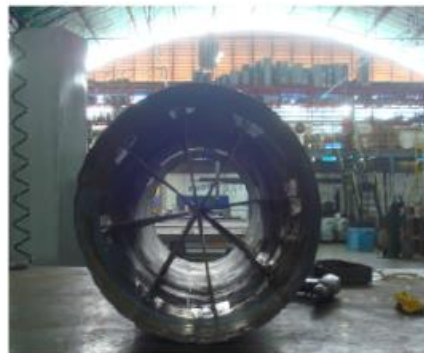


FIGURA 31.- Rectificador de flujo.



FIGURA 32.- Montaje para las pruebas.

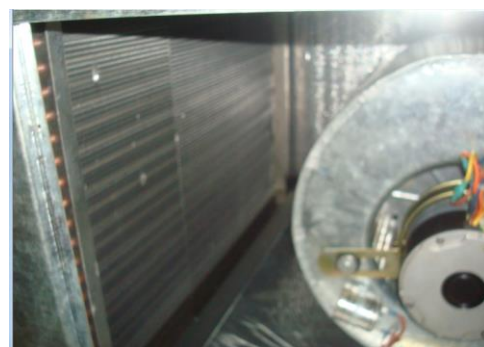
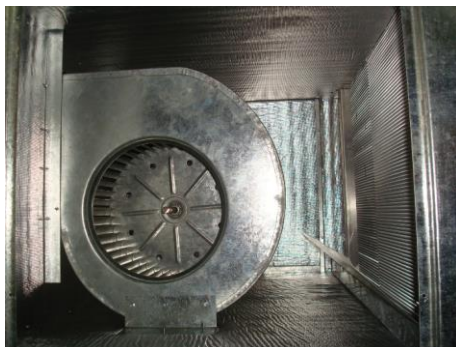


FIGURA 33.- Serpentin y ventilador de la unidad de manejo de aire



FIGURA 34.- Serpentín



FIGURA 35.- Manómetro de columna de agua



d) Medición de la temperatura del agua a la entrada del serpentín



c) Medición de la temperatura ambiental de bulbo seco y humedo



b) Medición de la temperatura de bulbo seco y humedo en el plano numero 2



a) Medición de la temperatura de bulbo seco y humedo en el plano numero 3



h) Vista interna de la medición de presión a través del tubo de Pitot



g) Medición de presión a través del tubo de Pitot en el plano numero 3



f) Medición de la presión del agua a la entrada y salida del serpentín



e) Medición de la temperatura del agua a la salida del serpentín

FIGURA 36.- Formas de medición utilizada en las pruebas.