

**Universidad Católica de Santa María**  
**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y**  
**Formales**  
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica,**  
**Mecánica-Eléctrica y Mecatrónica**



**“IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DIDÁCTICO COMPUTARIZADO DE  
AIRE ACONDICIONADO PARA EL LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS DE  
LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA  
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA DE LA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA  
MARÍA”**

Tesis presentada por los Bachilleres:

**Mamani Añamuro, Elvis**  
**Mamani Añamuro, Jerry**

Para optar el Título Profesional de:  
**Ingeniero Mecánico**

Asesor:  
**Dr. Ing. Gordillo Andía, Carlos Alberto**

**AREQUIPA – PERÚ**

**2019**



Universidad Católica de Santa María

☎ (51 54) 382038 Fax:(51 54) 251213 ✉ ucsm@ucsm.edu.pe 🌐 http://www.ucsm.edu.pe Apartado:1350

AREQUIPA - PERU

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA  
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

INFORME DICTAMINATORIO

VISTO

EL BORRADOR DE TESIS TITULADO:

“IMPLEMENTACION DE MODULO DIDACTICO COMPUTARIZADO DE AIRE  
ACONDICIONADO PARA EL LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS DE LA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA, MECANICA  
ELECTRICA Y MECATRONICA DE LA UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA”

Presentado por el Bachiller:

MAMANI AÑAMURO ELVIS

MAMANI AÑAMURO JERRY

Nuestro DICTAMEN es:

“APROBADO”

OBSERVACIONES:

Absuehtar

Arequipa,

02 Mayo

2019

ING. CARLOS GORDILLO ANDIA

ING. MARIO VALENCIA SALAS

## **DEDICATORIA**

*“Cada uno decide cómo será su futuro” “No planificar es planificar el fracaso”*

*Agradeciendo a Dios por siempre darnos la luz en nuestros caminos. Dedicamos esta tesis a nuestro padre Victor Raúl, por el ejemplo de esfuerzo, humildad y trabajo duro que lo caracteriza y nos ha inculcado, a nuestra madre Filomena, por su apoyo incondicional y sabios consejos a lo largo de nuestro camino como universitarios, a nuestro hermano Raúl, quien también lo queremos y esperamos que cumpla sus metas, finalmente a todos los que participaron directa o indirectamente en la elaboración de esta tesis. Estamos seguros que con todos los conocimientos y valores inculcados podremos conquistar metas más altas y seguir siendo el orgullo y alegría de nuestros padres.*

***Elvis, Jerry***

## ÍNDICE

<b>DEDICATORIA .....</b>	<b>II</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS .....</b>	<b>VIII</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>IX</b>
<b>ÍNDICE DE GRÁFICAS .....</b>	<b>XIII</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>XV</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>XVI</b>

### **CAPÍTULO I GENERALIDADES**

<b>1.1 PLANTEAMIENTO TEÓRICO .....</b>	<b>1</b>
1.1.1 Título de la tesis .....	1
1.1.2 Descripción .....	1
<b>1.2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN .....</b>	<b>2</b>
<b>1.3 OBJETIVO GENERAL.....</b>	<b>2</b>
<b>1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....</b>	<b>2</b>
<b>1.5 JUSTIFICACIÓN .....</b>	<b>3</b>
1.5.1 Originalidad.....	3
1.5.2 Importancia .....	3
1.5.3 Actualidad .....	3
1.5.4 Utilidad.....	4
1.5.5 Viabilidad.....	4
<b>1.6 LIMITACIONES .....</b>	<b>4</b>
1.6.1 Limitaciones Académicas .....	4

### **CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO**

<b>2.1 GENERALIDADES .....</b>	<b>5</b>
<b>2.2 MATERIA .....</b>	<b>5</b>
<b>2.3 TEMPERATURA.....</b>	<b>6</b>

2.4 CALOR .....	7
2.5 TRANSFERENCIA DE CALOR .....	11
2.6 PRESIÓN Y VACÍO .....	13
2.7 CICLOS DE REFRIGERACIÓN .....	15
2.7.1 Ciclo invertido de carnot.....	15
2.7.1.1 Ciclo teórico de una etapa que usa un refrigerante puro o una mezcla azeotrópica .....	15
2.7.2 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	16
2.8 COMPONENTES BÁSICOS DE LA REFRIGERACIÓN .....	17
2.8.1 Refrigerantes .....	17
2.8.2 Evaporadores.....	20
2.8.3 Compresor .....	23
2.8.4 Condensadores .....	28
2.8.5 Dispositivos de control de flujo de refrigerante .....	30
2.8.6 Motor ventilador.....	32
2.9 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.....	34
2.9.1 Propiedades del aire húmedo y procesos del acondicionamiento .....	41
2.10 TABLAS Y CARTAS PSICROMÉTRICAS .....	48
2.11 PROPIEDADES DE ACONDICIONAMIENTO .....	51
2.12 CARGAS DE CALEFACCIÓN .....	59
2.12.1 Coeficiente global de transferencia de calor .....	60
2.12.2 Pérdidas de calor por infiltración y ventilación .....	60
2.13 CARGA DE ENFRIAMIENTO .....	61

### **CAPÍTULO III**

#### **DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO**

3.1 ALTERNATIVAS DE SELECCIÓN DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO .....	63
3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA EL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO.....	66
3.2.1 Determinación de la carga térmica del caso de estudio .....	66
3.3 SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO .....	71

3.3.1 Equipo de refrigeración Chiller.....	71
3.3.2 Medidores de temperatura de bulbo seco y humedad relativa y conjunto de displays.....	79
3.3.3 Compuerta de ducto .....	80
3.3.4 Tablero multifuncional digital.....	80
3.3.5 Resistencias de calentamiento de aire .....	81
3.3.6 Ventilador.....	83
3.3.7 Tanque de agua .....	83
3.3.8 Humidificador .....	84
3.3.9 Servomotor de compuertas de ducto .....	85
3.3.10 Ducto de ventilación .....	85
3.3.11 Interruptor de alta presión y baja presión.....	85
3.3.12 Tablero de control .....	86
3.3.13 Puerto USB de datos .....	87
3.3.14 Cámara de simulación.....	87
3.3.15 Resistencia de calor sensible en la cámara de simulación .....	87
3.3.16 Manómetro de alta y baja del refrigerante .....	88
3.3.17 Software de medición de datos del módulo de aire acondicionado .....	89

## CAPÍTULO IV

### PRUEBAS Y RESULTADOS DEL MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO

4.1 TIPOS DE PRUEBAS A REALIZAR .....	90
4.2 ANÁLISIS TÉCNICO OPERATIVO DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO .....	94
4.2.1 Análisis técnico operativo del sistema eléctrico .....	94
4.3 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICINADO .....	97
4.3.1 Prueba de enfriamiento ciclo abierto.....	97
4.3.2 Prueba de enfriamiento ciclo cerrado.....	99
4.3.3 Prueba de humidificación con ciclo abierto.....	105
4.3.4 Prueba de humidificación con ciclo cerrado .....	110
4.3.5 Prueba de calentamiento con ciclo abierto.....	115
4.3.6 Prueba de calentamiento con ciclo cerrado.....	120
4.3.7 Prueba de calor sensible en la cámara de simulación .....	125

4.4 ANÁLISIS TÉCNICO OPERATIVO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE AL INTERIOR DE LA CÁMARA DE SIMULACIÓN .....	126
4.4.1 Proceso de humidificación con calor sensible .....	127
4.4.2 Proceso de humidificación con calentamiento .....	132
4.4.3 Proceso de deshumidificación con calor sensible .....	139
4.4.4 Proceso de deshumidificación con humidificación y calor sensible .....	146
4.4.5 Proceso de deshumidificación y calentamiento .....	153
4.4.6 Proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible .....	161

## CAPITULO V

### **COSTOS DE IMPLEMENTACIÓN DEL MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO**

5.1 COMPONENTES OBTENIDOS POR COMPRA DIRECTA .....	172
CONCLUSIONES .....	173
RECOMENDACIONES .....	175
BIBLIOGRAFÍA .....	176
ANEXO A: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA – ENFRIAMIENTO CON CICLO ABIERTO .....	177
ANEXO B: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA – ENFRIAMIENTO CON CICLO CERRADO.....	178
ANEXO C: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA - HUMIDIFICADOR CON CICLO ABIERTO.....	179
ANEXO D: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA - HUMIDIFICACIÓN CON CICLO CERRADO .....	180
ANEXO E: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA - CALENTAMIENTO CON CICLO ABIERTO .....	181
ANEXO F: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA - CALENTAMIENTO CON CICLO CERRADO .....	182
ANEXO G: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA - CALOR SENSIBLE EN CÁMARA DE SIMULACIÓN.....	183
ANEXO H: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO .....	184
ANEXO I: GUIA DE PRÁCTICA, RECONOCIMIENTO DE LOS COMPONENTES DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO Y PUESTA EN MARCHA .....	187

ANEXO J: GUIA DE PRÁCTICA DETERMINACIÓN DE POTENCIA ELECTRICA DEL MODULO DE AIRE ACONDICIONADO .....	194
ANEXO K: GUIA DE PRÁCTICA PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN, HUMIDIFICACIÓN CON CALOR SENSIBLE.....	201
ANEXO L: GUIA DE PRÁCTICA PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN, HUMIDIFICACIÓN Y CALENTAMIENTO CON CALOR SENSIBLE.....	210
ANEXO M: GUIA DE PRÁCTICA PROCESO DE HUMIDIFICACIÓN Y CALENTAMIENTO .....	220



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Unidades y factores de conversión.....	8
Tabla 2: Cuadro comparativo de módulos de AA .....	65
Tabla 3: Dimensiones de la cámara de simulación.....	67
Tabla 4: Selección de filtro colador.....	74
Tabla 5: Características técnicas del módulo de aire acondicionado .....	89
Tabla 6: Componentes del módulo de aire acondicionado.....	92
Tabla 7: Prueba de tiempo de enfriamiento - ciclo abierto.....	98
Tabla 8: Prueba de tiempo de enfriamiento ciclo cerrado .....	100
Tabla 9: Prueba de tiempo de humidificación con ciclo abierto .....	106
Tabla 10: Prueba de tiempo de humidificación con ciclo cerrado .....	111
Tabla 11: Prueba de tiempo de calentamiento con ciclo abierto .....	116
Tabla 12: Prueba de tiempo de calentamiento con ciclo cerrado .....	121
Tabla 13: Prueba de tiempo de calor sensible en la cámara de simulación.....	125
Tabla 14: Condiciones de confort humano recomendados.....	127
Tabla 15: Datos experimentales del proceso de humidificación con calor sensible .....	128
Tabla 16: Propiedades del aire del proceso de humidificación con calor sensible.....	128
Tabla 17: Datos experimentales del proceso de humidificación con calentamiento .....	133
Tabla 18: Propiedades del aire del proceso de humidificación con calentamiento .....	133
Tabla 19: Datos experimentales del proceso de deshumidificación con calor sensible .....	139
Tabla 20: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación con calor sensible .....	140
Tabla 21: Datos experimentales del proceso de deshumidificación con humidificación y con calor sensible.....	147
Tabla 22: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación con humidificación y con calor sensible.....	147
Tabla 23: Datos experimentales del proceso de deshumidificación con calentamiento.....	154
Tabla 24: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación con calentamiento.....	154
Tabla 25: Datos experimentales del proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible.....	162
Tabla 26: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible.....	163
Tabla 27: Costos de componentes obtenidos por compra directa .....	172

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Los tres estados físicos de la materia: A) sólido, B) líquido, C) gaseoso. ....	6
Figura 2: Comparación de las escalas termométricas.....	7
Figura 3: Concepto de calor específico: A) se necesita 1 Btu para elevar en 1°F la temperatura de 1 libra de agua; B) se requiere 1 caloría para elevar en 1°C la temperatura de 1 gramo de agua.....	9
Figura 4: Representación gráfica del calor sensible y latente. ....	10
Figura 5: Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor $\Delta x$ y área. ..	11
Figura 6: Transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies que la circundan.....	13
Figura 7: Esquema de un refrigerador de ciclo invertido de Carnot y diagrama T-s. ....	15
Figura 8: Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. ....	16
Figura 9: Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. ....	17
Figura 10: Diversas disposiciones de serpentines con aletas. ....	20
Figura 11: Evaporador de envuelta con tubos rectos interiores.....	21
Figura 12: Un flujo adecuado permite un sobrecalentamiento correcto y seguro, así como la mejor eficiencia y costo de operación del sistema.....	22
Figura 13: Evaporador de expansión directa instalado en el módulo.....	22
Figura 14: Compresor para refrigeración. ....	23
Figura 15: Compresor de paletas rotativas. ....	25
Figura 16: Rotores de compresor de tornillo.....	26
Figura 17: Ilustración de la compresión de un fluido en un compresor de doble tornillo. Fig. 1: el fluido llena los espacios entre los rotores. Fig. 2-4: gradualmente el espacio cerrado disminuye y la presión aumenta. ....	26
Figura 18: Partes de un compresor de doble tornillo.....	27
Figura 19: Condensador instalado sobre el bastidor del compresor.....	29
Figura 20: Condensador remoto enfriado por aire.....	30
Figura 21: Válvula de expansión manual. ....	30
Figura 22: Válvula de expansión termostática. ....	31
Figura 23: Válvula de expansión automática .....	31

Figura 24: Vista de despiece de un ventilador centrífugo .....	33
Figura 25: Componentes del ventilador axial.....	33
Figura 26: Plano esquemático de un sistema comercial de aire acondicionado. ....	34
Figura 27: Plano esquemático de un administrador de aire de impulsión provisto de serpentines de enfriamiento y reguladores de flujo. ....	35
Figura 28: Caldera empaquetada pirotubular. ....	36
Figura 29: Flujo de gas en calderas pirotubulares. ....	37
Figura 30: Caldera de vapor. ....	38
Figura 31: Administrador de aire y controles respectivos para un sistema de solo aire y volumen constante y de un solo ducto. ....	39
Figura 32: Equipo paquete de aire acondicionado, instalación sobre techo. ....	39
Figura 33: Composición del aire. ....	41
Figura 34: Densidad del vapor de agua .....	43
Figura 35: Humedad específica o relación de humedad.....	43
Figura 36: Enfriamiento a presión constante del aire húmedo y temperatura de punto de rocío en el diagrama T-s del agua. ....	46
Figura 37: Características de la temperatura de rocío. ....	46
Figura 38: Arreglo para medir la temperatura de bulbo húmedo. ....	47
Figura 39: Proceso de saturación adiabática y su representación en un diagrama T-s del agua .....	47
Figura 40: Carta psicrométrica. ....	49
Figura 41: Varios procesos de acondicionamiento de aire. ....	49
Figura 42: Mezcla de dos flujos de masa de aire.....	52
Figura 43: Mezcla de dos flujos de aire. Humedad específica. ....	53
Figura 44: Esquema de dos flujos de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente. .....	53
Figura 45: Carta psicrométrica. Proceso de enfriamiento y deshumidificación. ....	54
Figura 46: Esquema del dispositivo para enfriamiento de aire húmedo.....	55
Figura 47: Representación esquemática de la inyección de agua en el aire. ....	55
Figura 48: Carta psicrométrica. Enfriamiento y humidificación.....	56
Figura 49: Carta psicrométrica. Calentamiento y deshumidificación .....	56
Figura 50: Esquema del calentamiento del aire seguido de humidificación. ....	57
Figura 51: Carta psicrométrica. Calentamiento y humidificación.....	58

Figura 52: Esquema que muestra el aire de retorno. ....	58
Figura 53: Carta psicrométrica. Representación de retorno de aire. ....	59
Figura 54: Cambio de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias, excluyendo el aire de ventilación.....	61
Figura 55: Empleo de rejilla igualadora en el cuello del ducto. (a) Mala distribución del aire en el cuello. (b) La rejilla igualadora empareja el flujo.....	62
Figura 56: Módulo de aire acondicionado modelo ET 605 G.U.N.T. ....	64
Figura 57: Módulo de aire acondicionado modelo EC1501 TecQuipment.....	64
Figura 58: Módulo de aire acondicionado propuesto. ....	65
Figura 59: Esquema del diagrama del módulo de aire acondicionado. ....	66
Figura 60: Cambio de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias, excluyendo el aire de ventilación.....	67
Figura 61: Cambio de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias, excluyendo el aire de ventilación.....	69
Figura 62: Compresor del equipo de refrigeración Chiller.....	72
Figura 63: Condensador del equipo de refrigeración Chiller. ....	73
Figura 64: Intercambiador de calor de inmersión.....	73
Figura 65: Filtro colador modelo DK001. ....	74
Figura 66: Bomba de agua RM 150 W, ¾” x ¾” .....	75
Figura 67: Caudalímetro de agua de 25 – 250 L/h .....	76
Figura 68: Selección de caudalímetro .....	76
Figura 69: Evaporador de agua helada de 19cm x 19.5cm x 20cm.....	77
Figura 70: Selección de válvula.....	78
Figura 71: Selección de válvulas DN15 de ½”.....	78
Figura 72: Termostato digital del intercambiador de calor y accionador del compresor del sistema de enfriamiento. ....	79
Figura 73: Medidores digitales de temperatura y humedad. ....	79
Figura 74: Ducto de ventilación del módulo de aire acondicionado. ....	80
Figura 75: Tablero multifuncional digital. ....	80
Figura 76: Datos técnicos de la resistencia eléctrica. ....	81
Figura 77: Selección de resistencia eléctrica. ....	82
Figura 78: Resistencias de calefacción instaladas en el ducto del módulo de aire acondicionado.....	82

Figura 79: Ventilador de aire.....	83
Figura 80: Tanque de agua .....	83
Figura 81: Turboventilador instalado dentro del humidificador. ....	84
Figura 82: Humidificador de 5L.....	84
Figura 83: Servomotor de compuertas de ducto.....	85
Figura 84: Ducto de ventilación .....	85
Figura 85: Interruptores de alta y baja presión. ....	86
Figura 86: Tablero de control del módulo de aire acondicionado.....	86
Figura 87: Puerto USB del módulo de aire acondicionado. ....	87
Figura 88: Cámara de simulación.....	87
Figura 89: Calentador tipo resistencia PTC.....	88
Figura 90: Manómetros de alta y baja del sistema de enfriamiento.....	88
Figura 91: Software del módulo de aire acondicionado .....	89
Figura 92: Componentes del módulo computarizado de aire acondicionado.....	91
Figura 93: Compuertas de entrada y salida abiertas .....	98
Figura 94: Posición cerrada de las compuertas de entrada y salida de aire.....	101
Figura 95: Humidificador del módulo de aire acondicionado.....	105
Figura 96: Proceso de humidificación con calor sensible .....	127
Figura 97: Proceso de humidificación con calor sensible en carta psicrométrica .....	131
Figura 98: Proceso de humidificación con calentamiento.....	132
Figura 99: Proceso de humidificación con calentamiento en carta psicrométrica .....	135
Figura 100: Proceso de deshumidificación con calor sensible .....	139
Figura 101: Proceso de deshumidificación con calor sensible en carta psicrométrica.....	142
Figura 102: Proceso de deshumidificación con humidificación y calor sensible en la cámara de simulación.....	146
Figura 103: Proceso de deshumidificación con humidificación y con calor sensible en carta psicrométrica.....	149
Figura 104: Proceso de deshumidificación con calentamiento .....	153
Figura 105: Proceso de deshumidificación con calentamiento en carta psicrométrica .....	156
Figura 106: Proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible .....	161
Figura 107: Proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible en carta psicrométrica .....	165

## ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1: Tiempo vs temperatura de bulbo seco y humedad relativa con ciclo abierto .....	99
Gráfica 2: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado.....	102
Gráfica 3: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado.....	102
Gráfica 4: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado.....	103
Gráfica 5: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado.....	103
Gráfica 6: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado.....	104
Gráfica 7: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado.....	104
Gráfica 8: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de humidificación con ciclo abierto .....	107
Gráfica 9: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de humidificación con ciclo abierto .....	107
Gráfica 10: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de humidificación con ciclo abierto .....	108
Gráfica 11: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de humidificación con ciclo abierto .....	108
Gráfica 12: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de humidificación con ciclo abierto .....	109
Gráfica 13: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de humidificación con ciclo abierto .....	109
Gráfica 14: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de humidificación con ciclo cerrado.....	112
Gráfica 15: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de humidificación con ciclo cerrado.....	112
Gráfica 16: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de humidificación con ciclo cerrado.....	113

Gráfica 17: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de humidificación con ciclo cerrado.....	113
Gráfica 18: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de humidificación con ciclo cerrado.....	114
Gráfica 19: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de humidificación con ciclo cerrado.....	114
Gráfica 20: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de calentamiento con ciclo abierto .....	117
Gráfica 21: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de calentamiento con ciclo abierto .....	117
Gráfica 22: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de calentamiento con ciclo abierto .....	118
Gráfica 23: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de calentamiento con ciclo abierto .....	118
Gráfica 24: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de calentamiento con ciclo abierto .....	119
Gráfica 25: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de calentamiento con ciclo abierto .....	119
Gráfica 26: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado.....	122
Gráfica 27: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado.....	122
Gráfica 28: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado.....	123
Gráfica 29: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado.....	123
Gráfica 30: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado.....	124
Gráfica 31: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado.....	124
Gráfica 32: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de calor sensible .	126

## RESUMEN

El desarrollo de este trabajo se plantea con la implementación de un módulo didáctico de aire acondicionado que tiene las siguientes características: cuenta con secciones de enfriamiento por un sistema de refrigeración Chiller, un humidificador, un banco de resistencias calefactoras, una cámara de simulación, dentro de la cámara de simulación una resistencia calefactora PTC para simular el calor sensible en la cámara y compuertas para apertura del aire exterior o recirculación del aire ya acondicionado, con un flujo de aire de  $12\text{m}^3/\text{min}$ .

En el proceso de funcionamiento y evaluación del módulo se logró visualizar el comportamiento del aire acondicionado por los diferentes sistemas hasta llegar a la cámara de simulación, la prueba de deshumidificación dio como resultado una TBS de  $14.5\text{ }^\circ\text{C}$  incrementando la HR en 8%; en la prueba de humidificación se alcanzó un HR máxima de 98.6% conservando la misma TBS adaptando el módulo en ciclo cerrado. La prueba de calentamiento dio como resultado una TBS de  $41\text{ }^\circ\text{C}$ , las resistencias calefactoras están diseñadas para elevar la temperatura a  $200\text{ }^\circ\text{C}$  lo cual no es recomendable para el módulo. La prueba de calefacción sensible dio como resultado una TBS de  $25\text{ }^\circ\text{C}$  es decir aumenta lentamente para obtener calor netamente sensible.

Se realizaron combinaciones de los subsistemas del módulo de aire acondicionado y con apoyo del software del módulo se obtuvo como resultado los datos de entalpías, humedades específicas y volumen específico; se graficó en la carta psicrométrica. Se calculó la capacidad de calor añadido y extraído, SHF, PRA y las eficiencias de los sistemas. Se realizaron los cálculos en base a una altitud de 2335 m.s.n.m con una presión de 76244 Pa, datos de la ciudad de Arequipa.

Finalmente se entregan guías de funcionamiento y pruebas del módulo didáctico de aire acondicionado.

**Palabra claves:** Aire acondicionado, Calefacción, Ventilación, Carta psicrométrica, Temperatura, Humedad, Calor, TBS, HR, PRA, SHF.

**ABSTRACT**

The development of this work arises with the implementation of a didactic module of air conditioning that has the following characteristics: it has sections of cooling by a cooling system Chiller, a humidifier, a bank of heating resistors, a simulation camera, inside from the simulation chamber a PTC heating resistor to simulate the sensible heat in the chamber and gates to open the outside air or recirculate the already conditioned air, with an air flow of 12m<sup>3</sup>/min.

In the process of operation and evaluation of the module it was possible to visualize the behavior of the air conditioning by the different systems until arriving at the simulation chamber, the dehumidification test resulted in a TBS of 14.5 ° C increasing the RH by 8%; in the humidification test, a maximum HR of 98.6% was reached while retaining the same TBS by adapting the module in closed cycle. The heating test resulted in a TBS of 41 ° C, the heating resistors are designed to raise the temperature to 200 ° C which is not recommended for the module. The sensitive heating test resulted in a TBS of 25 ° C, that is, it increases slowly to obtain purely sensible heat.

Combinations of the subsystems of the air conditioning module were carried out and, with the support of the module software, the enthalpies, specific humidity and specific volume data were obtained as a result; it was graphed in the psychrometric chart. The added and extracted heat capacity, SHF, PRA and system efficiencies were calculated. The calculations were made based on an altitude of 2335 m.s.n.m with a pressure of 76244 Pa, data from the city of Arequipa.

Finally, operating guides and tests of the didactic module of air conditioning are delivered.

**Keyword:** Air conditioning, Heating, Ventilation, Psychrometric chart, Temperature, Humidity, Heat, TBS, HR, PRA, SHF.

## CAPÍTULO I

### GENERALIDADES

#### 1.1 PLANTEAMIENTO TEÓRICO

##### 1.1.1 Título de la tesis

“IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DIDACTICO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS DE LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA DE LA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA”

##### 1.1.2 Descripción

###### a) Área del conocimiento

El proyecto se enfocará principalmente en el área general de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica específicamente en el laboratorio de Termofluidos para la elaboración de trabajos experimentales.

###### b) Identificación del problema y alternativas de solución

La escuela profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica teniendo actualmente una nueva infraestructura en el pabellón R, requiere implementar los laboratorios. Por cuyo motivo es que se propone plantear como proyecto de tema de tesis **Implementación de un Módulo Didáctico Computarizado de Aire Acondicionado para el Laboratorio de Termofluidos de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica de la UCSM.**

Por medio de este módulo los alumnos podrán estudiar el comportamiento real del aire a través de las secciones implementadas reforzando así sus conocimientos en ingeniería de la climatización, además se asentará atención en el desarrollo de las normas de seguridad

existentes en los equipos de climatización que refuercen conceptos sobre el funcionamiento de motores ventiladores, compresores.

Este módulo permitirá simular, comparar y analizar las transformaciones que sufre el aire al pasar por las diferentes secciones de distribución de aire, es decir: calefacción sensible, humidificación de vapor, enfriamiento y deshumidificación.

Para que los alumnos puedan corroborar la teoría impartida en clases, proponemos guías de prácticas de laboratorio por causa estamos contribuyendo con la formación integral como futuros ingenieros. Adicionalmente, podemos comprobar la respuesta del sistema de control frente a diversos cambios en que se podrían dar en un circuito de aire acondicionado.

### c) Tipo de investigación

El tipo de investigación es experimental, porque se desarrollará pruebas reales de funcionamiento de los equipos de aire acondicionado poniendo en práctica los diferentes conocimientos teóricos adquiridos en el curso de laboratorio de Termofluidos impartido en la universidad.

## 1.2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

### 1.3 OBJETIVO GENERAL

Implementar un módulo didáctico computarizado de aire acondicionado para el laboratorio de Termofluidos de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica de la Universidad Católica de Santa María.

### 1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar la potencia eléctrica total del sistema de aire acondicionado utilizando el tablero multifuncional del módulo de entrenamiento.
- Estudiar las transformaciones que sufre el aire utilizando la carta psicrométrica y analizando la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa al cruzar el subsistema de deshumidificación del módulo de entrenamiento.
- Estudiar las transformaciones que sufre el aire utilizando la carta psicrométrica y analizando la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa al cruzar el subsistema de humidificación del módulo de entrenamiento.

- Estudiar las transformaciones que sufre el aire utilizando la carta psicrométrica y analizando la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa al cruzar el subsistema de calentamiento del módulo de entrenamiento.
- Estudiar las transformaciones que sufre el aire utilizando la carta psicrométrica y analizando la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa al cruzar el subsistema de calefacción sensible del módulo de entrenamiento.
- Determinar la eficiencia del serpentín de enfriamiento ubicado en el ducto.
- Evaluar el comportamiento del aire al pasar por sistemas combinados del módulo de aire acondicionado.

## 1.5 JUSTIFICACIÓN

Los seres humanos tienen la debilidad inherente de sentirse cómodo, desean vivir en un ambiente que no sea ni caliente ni frío, ni muy húmedo ni muy seco. Sin embargo, la comodidad no se obtiene de manera sencilla dado que las necesidades del cuerpo humano y el clima no suelen ser muy compatibles.

La tarea del ingeniero es ayudar a la gente a sentirse cómoda; en el caso de las industrias el poder controlar el ambiente adecuado<sup>1</sup>.

### 1.5.1 Originalidad

El módulo didáctico cuenta con tres subsistemas propios de un sistema de aire acondicionado, con el cual se puede estudiar las transformaciones que sufre el aire a lo largo de las secciones.

### 1.5.2 Importancia

El módulo computarizado de aire acondicionado pretende aportar conocimientos sobre el proceso que sufre el aire en un sistema de aire acondicionado.

### 1.5.3 Actualidad

El laboratorio de Termofluidos actualmente cuenta con un módulo obsoleto de aire acondicionado, pero no se representa todos los subsistemas de un sistema de aire acondicionado.

---

<sup>1</sup> Cengel Y., Boles M. (2012). Termodinámica. Séptima Edición. México: McGraw-Hill / Interamericana Editores S.A.

### **1.5.4 Utilidad**

Siendo de interés académico o siendo la razón académica el mejorar el aprendizaje de los alumnos de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica mejorar los conocimientos académicos en termodinámica.

### **1.5.5 Viabilidad**

El proyecto reúne características académicas, condiciones técnicas y operativas que aseguran el cumplimiento de los objetivos planteados, además contamos con los recursos tecnológicos para la fabricación de este módulo, financiamiento, tiempo para el desarrollo de la investigación y conocimientos metodológicos para orientar con propiedad el proyecto.

## **1.6 LIMITACIONES**

### **1.6.1 Limitaciones Académicas**

El tema requiere de estudios y pruebas, y se implantará en la Universidad Católica de Santa María, en el laboratorio de Termofluidos del pabellón R.

Al trabajar con el tipo de sistema de refrigeración por Chiller, la limitación es no poder llegar a temperaturas inferiores a cero grados centígrados por la razón que está es la temperatura de congelación del agua.

## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 GENERALIDADES

El aire acondicionado se refiere a controlar la temperatura, el nivel de humedad y la calidad es decir la pureza del aire, así como los volúmenes de recirculación requeridos según los ocupantes, los procesos que se realizan y los productos que se almacenan en un espacio determinado<sup>2</sup>.

El aire acondicionado a nivel industrial, actualmente se utiliza más en laboratorios, talleres de mecánica de precisión, productos textiles, mantener productos alimenticios, productos químicos; en cuanto se refiere al confort térmico de las personas se utiliza en residencias, hospitales, oficinas de trabajo, restaurantes, teatros, escuelas, etc. Con el fin de conseguir las condiciones del aire requeridas.

En términos generales el aire acondicionado es aquel que se consigue luego de un tratamiento en un equipo, para estar a una temperatura, humedad específica y flujo adecuado. Su misión es de proporcionar durante los meses necesarios, el confort térmico y la calidad del aire interior para la vida de las personas o el mejoramiento de los diferentes procesos industriales.

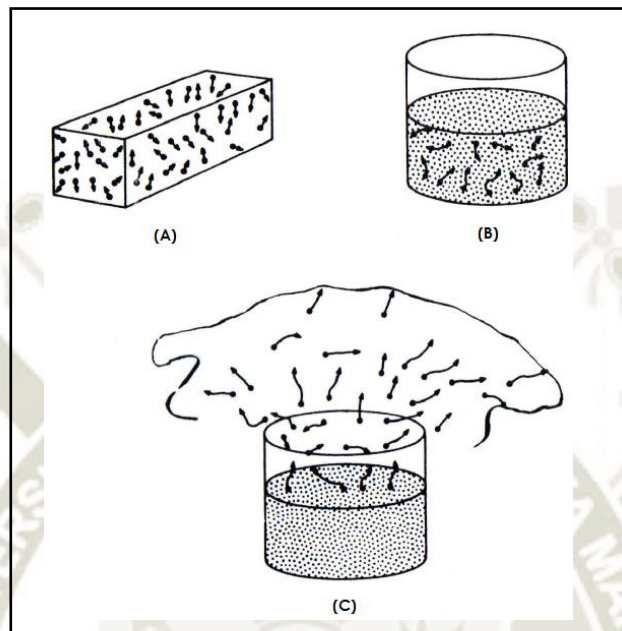
#### 2.2 MATERIA

Se considera materia a todo lo que tiene peso y ocupa un lugar en el espacio. Existe tres estados: sólido, líquido y gaseoso. La cual depende de la distancia de las moléculas entre sí. En estado sólido las moléculas están muy cerca una de otra y mantienen su forma. En estado líquido las moléculas tienen una fuerza de atracción menor que en estado sólido en

---

<sup>2</sup> Angel L. Miranda Barreras; Luis Jutglar Banyeras, (2009). Handbook of air conditioning system design Carrier, New York: Editorial McGraw Hill.

consecuencia explica porque los líquidos pueden trasladarse con libertad y adopten la forma del recipiente que lo contiene. En estado gaseoso las fuerzas que mantienen unidas las moléculas son mínimas y su volumen no es constante. Figura 1.



**Figura 1: Los tres estados físicos de la materia: A) sólido, B) líquido, C) gaseoso.**

**Fuente:** (Schweitzer, 1974)

## 2.3 TEMPERATURA

### - Medición de la temperatura, definición

“Todas las sustancias tienen dos propiedades térmicas: temperatura y calor. La temperatura de una sustancia es sólo una indicación de su grado de calor, no de la cantidad de calor. Existen tres tipos diferentes de temperaturas: bulbo seco, bulbo húmedo y punto de condensación.”<sup>3</sup>.

La temperatura de bulbo seco es con la que estamos más familiarizados, puesto que se mide con el termómetro común de bulbo seco.

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura que indica el equilibrio dinámico entre la transferencia de calor y la transferencia de masa. Se llega al equilibrio. Se define también

<sup>3</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

como la temperatura límite de enfriamiento que alcanza una pequeña masa de líquido en contacto con una masa mayor de aire húmedo<sup>4</sup>.

La temperatura de punto de condensación es aquella a la cual comienza la condensación del vapor de agua cuando se reduce su temperatura.

La temperatura se mide con un termómetro, la mayoría es de tipo vidrio, graduados para medir la contracción y expansión de un líquido confinado en su interior; dos fluidos son los que generalmente se utilizan mercurio y alcohol coloreado.

Las escalas de temperaturas que más se utilizan son las Fahrenheit (°F) y Centígrados (°C), otras dos escalas que se usan en las mediciones actuales de temperatura son la Kelvin (°K) y la Rankine (°R). Se representa estas relaciones en la figura 2.

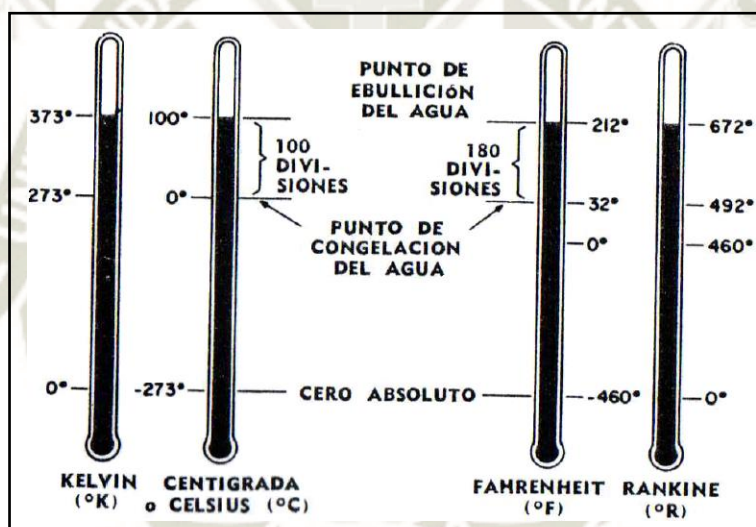


Figura 2: Comparación de las escalas termométricas.

Fuente: (Schweitzer, 1974)

## 2.4 CALOR

### - Definición

Es una energía térmica generada por el movimiento de las moléculas de la materia, es transferida de un sistema a otro por la diferencia de temperaturas entre ellos. Un punto que

<sup>4</sup>

[http://amyd.quimica.unam.mx/pluginfile.php/1607/mod\\_resource/content/1/CONCEPTOS%20BASICOS.pdf](http://amyd.quimica.unam.mx/pluginfile.php/1607/mod_resource/content/1/CONCEPTOS%20BASICOS.pdf)  
(Temperatura de rocío)

conviene resaltar es que los cuerpos no almacenan calor sino energía interna. El calor es por tanto la transferencia de parte de dicha energía interna de un sistema a otro con la condición de que ambos estén a diferentes temperaturas.

- **Medición de calor**

Una unidad aceptada, y la que más se utiliza en trabajos de acondicionamiento de aire es la British Thermal Unit (Btu). Una Btu es la cantidad de calor necesaria para elevar en 1°F la temperatura de una libra de agua, otro estándar aceptado es la caloría. Una caloría es el calor que se requiere para elevar en 1°C la temperatura de un gramo de agua. Una caloría equivale aproximadamente a 0.004 Btu. Puesto que la caloría es una unidad pequeña en comparación con la Btu, raramente se le emplea en refrigeración y aire acondicionado.

- **Factores de conversión**

**Tabla 1: Unidades y factores de conversión**

<b>1 kcal = 3.968 BTU (4BTU)</b>	<b>1 BTU = 0.25 kcal</b>
<b>1 kcal = 4186 Joule</b>	<b>1 BTU = 1.046 kj</b>
<b>1 kcal = 4.186 kJ</b>	<b>1 kJ = 0.23 kcal</b>

**Fuente:** (Wilson, 2013)

- **Tipos de calor**

o **Calor específico**

Si bien la caloría y la Btu se definen en términos de agua, el aire acondicionado a menudo comprende otras sustancias, tales como aire, refrigerantes y metales; por tanto, debe aplicarse un factor de corrección para la sustancia que interviene. Este factor de corrección se denomina calor específico, el cual comprende a la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado<sup>5</sup>.

$$C_p = Q/m$$

**Ecuación 1** Ecuación de calor específico

**Fuente:** (Cengel Y., 2012)

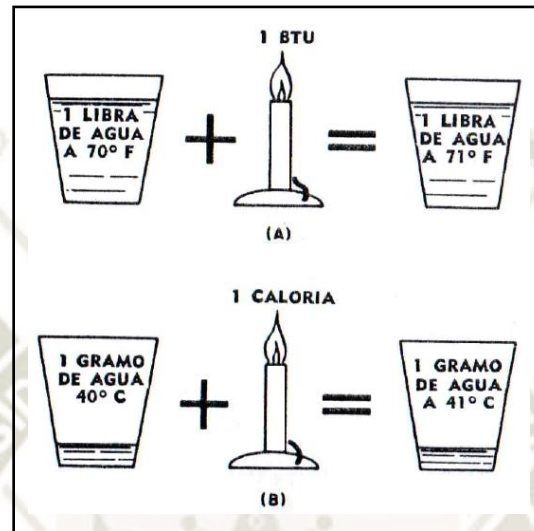
<sup>5</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

Siendo:

$C_p$ : Calor específico de la sustancia

$Q$ : Calor en Joule (J) (kcal o BTU)

$m$ : Masa de la sustancia kg o lb



**Figura 3: Concepto de calor específico: A) se necesita 1 Btu para elevar en 1°F la temperatura de 1 libra de agua; B) se requiere 1 caloría para elevar en 1°C la temperatura de 1 gramo de agua.**

**Fuente:** (Schweitzer, 1974)

○ **Calor sensible**

Se refiere a un cambio en la temperatura, sea añadiendo o quitando calor; no causa ninguna modificación en el estado de la sustancia. Se denomina “sensible” porque puede percibirse con el sentido del tacto<sup>6</sup>.

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a(h_a - h)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sen}$ : Capacidad de calor sensible ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor sensible ( $kJ/kg_{as}$ )

<sup>6</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

$h$ : Entalpia en el punto de medición ( $kJ/kg_{as}$ )

○ **Calor latente**

Es el que se extrae o se toma de una sustancia y que produce un cambio de estado en ella, pero no modifica la temperatura de la sustancia, durante el tiempo en que tiene lugar este cambio físico. El proceso de cambio de estado puede ser el paso sólido a líquido, líquido a sólido, líquido a gas, gas a líquido; también podrá ser sólido a gas o gas a sólido directamente, sin la aparición del estado líquido<sup>7</sup>.

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a(h_5 - h)$$

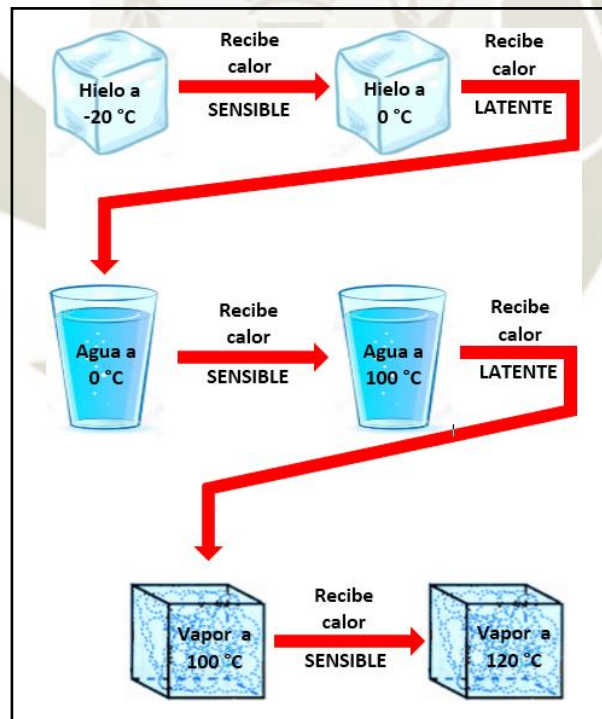
Donde:

$\dot{Q}_{lat}$ : Capacidad de calor latente ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor latente ( $kJ/kg_{as}$ )

$h$ : Entalpia en el punto de medición ( $kJ/kg_{as}$ )



**Figura 4: Representación gráfica del calor sensible y latente.**

**Fuente:** Elaboración propia

<sup>7</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

## 2.5 TRANSFERENCIA DE CALOR

### ○ Conducción

Es un proceso de traslado en el cual la transferencia de calor se produce en la sustancia de una molécula a la otra, o de una sustancia a otra que esté en contacto directo<sup>8</sup>.

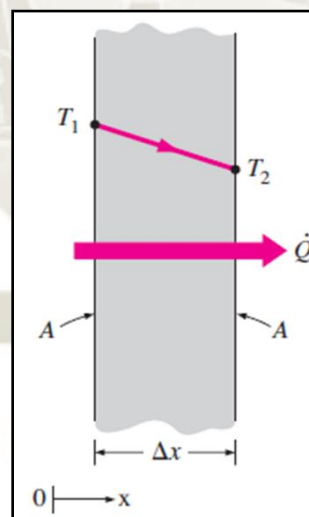
La conducción es aplicada en sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio<sup>9</sup>.

*Razón de conducción del calor \* (área) \*  $\frac{\text{diferencia de temperaturas}}{\text{espesor}}$*

O bien,

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

**Ecuación 4** Ecuación de transferencia de calor por conducción



**Figura 5:** Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor  $\Delta x$  y área.

**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

<sup>8</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

<sup>9</sup> Cengel Y., Boles M. (2015). Termodinámica. Sexta edición. México: Editorial McGraw-Hill / Interamericana Editores

### ○ **Convección**

Es la transferencia de calor mediante el movimiento. La convección implica el movimiento de la sustancia calentada y se aplica a los líquidos y gases. Entre más rápido sea el movimiento del fluido, la transferencia de calor es mayor por convección. Si no existe movimiento masivo del fluido la transferencia de calor es por convección pura.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty)$$

Siendo:

$\dot{Q}_{conv}$ : Calor transferido por convección (W)

$h$ : coeficiente de transferencia de calor por convección

$A_s$ : Área superficial a través de la cual se transfiere el calor por convección

$T_s$ : Temperatura de la superficie

$T_\infty$ : Temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie

### ○ **Radiación**

La radiación implica cambiar la energía calorífica en energía radiante en la misma fuente que la produce, e invertir la energía radiante cuando se absorbe la radiación. Todos los cuerpos irradian energía calorífica así estén fríos o calientes. Cuanto más caliente se halle un cuerpo tanto mayor será el calor que irradie<sup>10</sup>.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alred}^4)$$

Siendo:

$\dot{Q}_{rad}$ : Calor transferido por radiación (W)

$\varepsilon$ : Emisividad de la superficie

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann

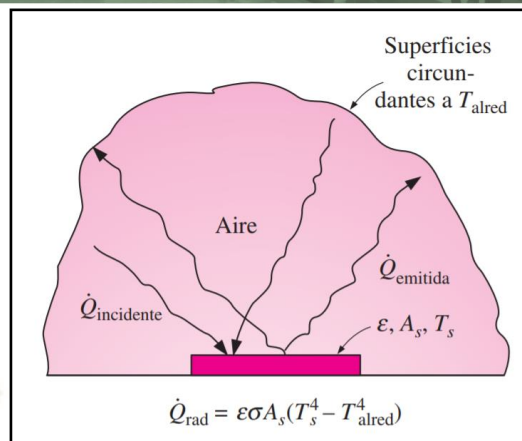
$A_s$ : Área de superficie

$T_s$ : Temperatura de la superficie

$T_{alred}$ : Temperatura de superficie circundante

---

<sup>10</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.



**Figura 6: Transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies que la circundan.**

**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

## 2.6 PRESIÓN Y VACÍO

### - Definición

Presión es definida como una fuerza normal ejercida sobre una sustancia por unidad de área.

El vacío es un espacio en el que no existe materia; en correspondencia a nuestras aplicaciones, un espacio donde el estado del aire se halla tan fino que la presión es muy inferior a la presión atmosférica normal.

### - Presión atmosférica

La presión atmosférica es la fuerza con la cual la atmósfera ejerce presión sobre la superficie de la Tierra.

### - Presión absoluta

Si todo el aire de la superficie de la Tierra se eliminara, la presión sobre su superficie sería cero, por ende, un vacío total. La presión absoluta es la presión de un fluido medido con referencia al vacío total.

### - Presión manométrica

En aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado la presión se mide comúnmente por medio de manómetros. Estos manómetros han sido configurados para medir presiones

superiores a la atmosférica; es correcto decir que cuando la lectura del manómetro es cero la presión absoluta es  $1.033 \text{ kg/cm}^2$ .

Las presiones medidas por un manómetro se denominan presiones manométricas, se llama también presión manométrica a la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica.

#### - Efectos de la presión

Las dos leyes de los gases que más relevancia tienen en las técnicas de aire acondicionado y refrigeración son la ley de Boyle y la ley de Charles.

#### - Relación presión/volumen: Ley de Boyle

La ley de Boyle establece que el volumen de un gas confinado a temperatura constante varía inversamente proporcional al aumento de la presión absoluta.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1} \text{ o } P_1V_1 = P_2V_2$$

Donde:

$P_1$ = presión original absoluta

$P_2$ = nueva presión absoluta

$V_1$ = volumen original

$V_2$ = nuevo volumen

#### - Relación presión/temperatura: Ley de Charles

La ley de Charles establece que la presión absoluta de un gas confinado a volumen constante es proporcional a la temperatura absoluta. Es decir, como un gas se expande a medida que incrementa su temperatura e inversamente.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \text{ o } P_1T_2 = P_2T_1$$

Donde:

$P_1$ = presión original absoluta

$P_2$ = nueva presión absoluta

$T_1$ = temperatura original absoluta

$T_2$ = nueva temperatura absoluta

## 2.7 CICLOS DE REFRIGERACIÓN

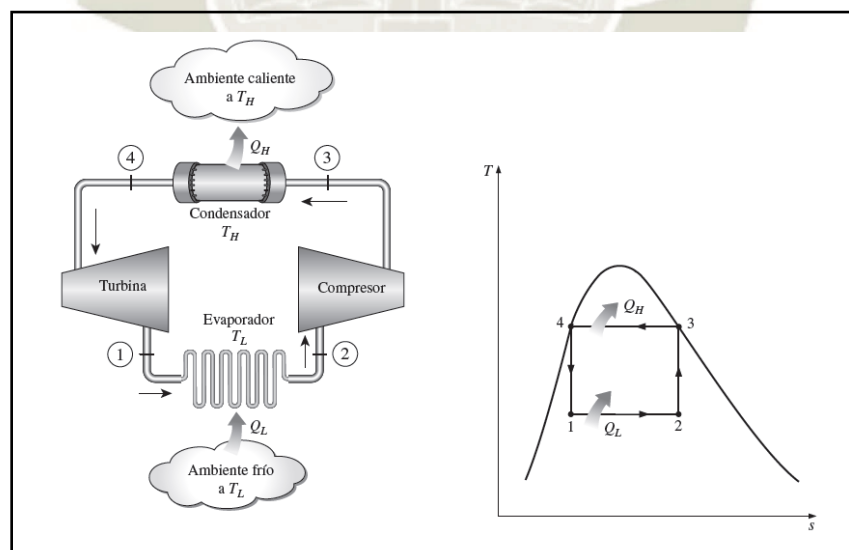
### 2.7.1 Ciclo invertido de carnot

El ciclo de Carnot el cual es completamente reversible, se considera como un modelo perfecto para un ciclo de refrigeración que opera entre dos temperaturas fijas o entre dos fluidos a diferentes temperaturas y cada uno con capacidad calorífica infinita.

#### 2.7.1.1 Ciclo teórico de una etapa que usa un refrigerante puro o una mezcla azeotrópica

Un sistema diseñado para abordar el modelo ideal que se muestra en la figura 9, en el cual se puede usar un refrigerante puro o una mezcla azeotrópica para mantener la temperatura constante durante los cambios de fase manteniendo una presión constante. Debido a razones como el alto costo inicial y los constantes requisitos de mantenimiento, una máquina práctica tiene un compresor en lugar de dos y el expansor (motor o turbina) se reemplaza por una simple válvula de expansión, dicha válvula regula el refrigerante de alta presión a baja presión<sup>11</sup>.

Como es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse como resultado se obtiene un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T-s, cuyo nombre es Ciclo invertido de Carnot.



**Figura 7: Esquema de un refrigerador de ciclo invertido de Carnot y diagrama T-s.**

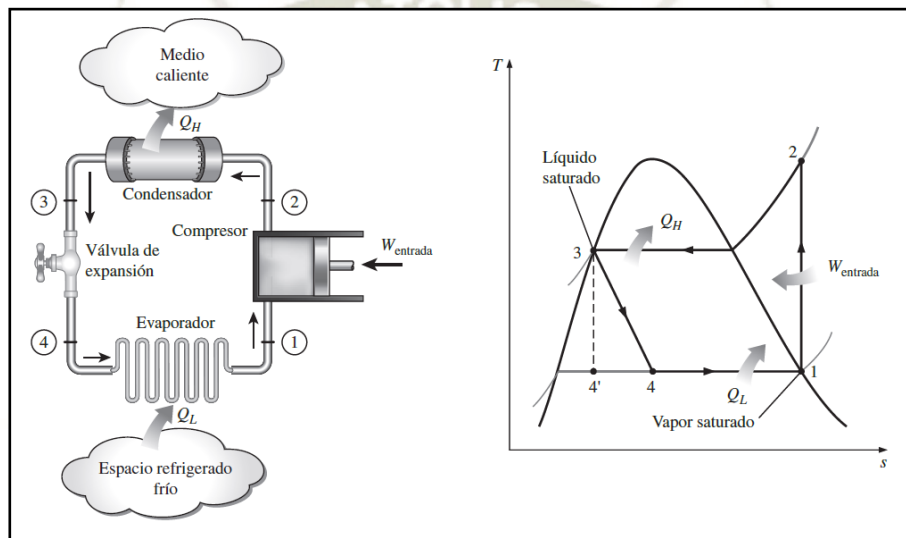
**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

<sup>11</sup> Ashrae Handbook Committee, (2001)

### 2.7.2 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo ideal de refrigeración es muy similar a un ciclo de Carnot invertido, con la diferencia que se sustituye la turbina por una válvula de expansión térmica o un tubo capilar. Lo que lo vuelve un ciclo irreversible. Se compone en 4 procesos:

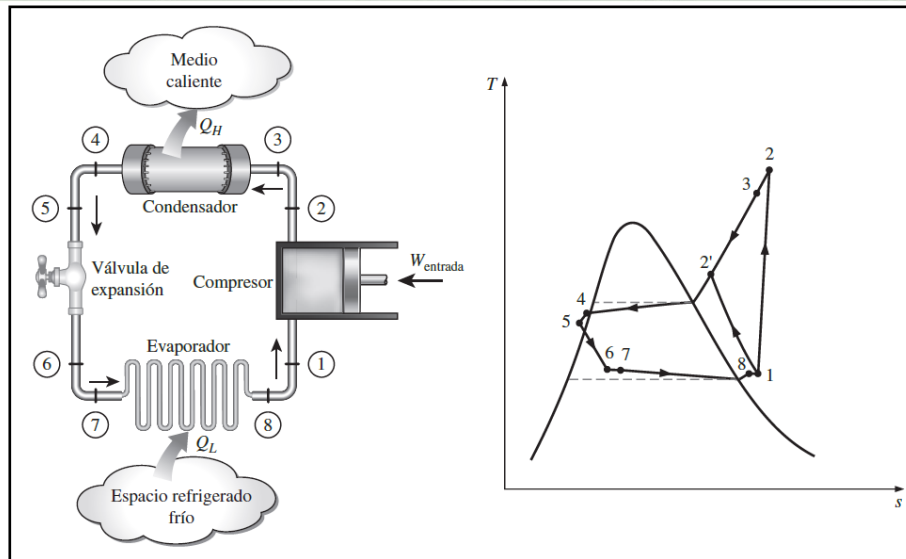
- ❖ 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- ❖ 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- ❖ 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- ❖ 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador



**Figura 8: Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.**

**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la Figura 9.



**Figura 9: Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.**

**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

En la práctica, no es posible controlar que el refrigerante que sale del evaporador entre al compresor como vapor saturado. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. El proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección<sup>12</sup>.

## 2.8 COMPONENTES BÁSICOS DE LA REFRIGERACIÓN

### 2.8.1 Refrigerantes

Cualquier fluido que se utilice como medio de enfriamiento puede designarse refrigerante. El refrigerante es un fluido químico cuyo estado puede cambiarse fácilmente de líquido a gas y viceversa, a este tipo de refrigerante se denomina refrigerante primario. Los refrigerantes primarios se emplean en sistemas de enfriamiento para extraer calor. La elección del refrigerante se basa más en la facilidad con que puede realizar el ciclo de vapor a líquido y viceversa y la adaptación de su rango de temperatura en que se aplicará.

<sup>12</sup> Cengel Y., Boles M. (2015). Termodinámica. Sexta edición. México: Editorial McGraw-Hill / Interamericana Editores

### ❖ Características apropiadas de los refrigerantes (Clasificación)

- ✓ *Baja temperatura de ebullición:* Un punto de ebullición por debajo de la temperatura ambiente, a presión atmosférica.
- ✓ *Fácilmente manejable en forma líquida:* El punto de ebullición debe ser controlable con facilidad, de modo que su capacidad de absorber calor sea controlable también.
- ✓ *Alto calor latente de vaporización:* Cuanto mayor sea el calor latente de vaporización, mayor será el calor absorbido por kilogramo de refrigerante en circulación.
- ✓ *No inflamable, no explosivo, no tóxico:* Se explica por sí mismo.
- ✓ *Químicamente estable:* A fin de tolerar años de repetidos cambios de estados.
- ✓ *No corrosivo:* para asegurar que en la construcción del sistema puedan utilizarse los materiales comunes y obtener una larga vida de todos los componentes.
- ✓ *Moderadas presiones de trabajo:* Las elevadas presiones de condensación (por encima de  $25$  a  $28 \text{ kg/cm}^2$ ) requieren un equipo extrapesado. La operación en vacío (por debajo de  $0 \text{ kg/cm}^2$ ) introduce la posibilidad de penetración de aire en el sistema.
- ✓ *Fácil detección y localización de perdidas:* Las perdidas producen la disminución del refrigerante y la contaminación del sistema.
- ✓ *Innocuo para los aceites lubricantes:* La acción del refrigerante en los aceites lubricantes no debe alterar la acción de lubricación.
- ✓ *Bajo punto de congelación:* La temperatura de congelación tiene que estar muy por debajo de cualquier temperatura a la cual pueda operar el evaporador.
- ✓ *Alta temperatura crítica:* Un vapor que no se condense a temperatura mayor que su valor crítico, sin importar cuan elevada sea la presión. La mayoría de los refrigerantes poseen temperaturas críticas superiores a  $93 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- ✓ *Moderado volumen específico de vapor:* Para reducir al mínimo el tamaño del compresor.
- ✓ *Bajo costo:* A fin de mantener el precio del equipo dentro de lo razonable y asegurar el servicio adecuado cuando sea necesario<sup>13</sup>.

---

<sup>13</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

### ❖ **Propiedades de refrigerantes**

En aire acondicionado, una temperatura de 26 °C aproximadamente, es la apropiada al confort. En el mercado existen varios tipos de refrigerantes con determinadas condiciones de funcionamiento que garantizan seguridad y eficiencia, en relación con sus propiedades físicas y químicas.

Es preferible emplear un refrigerante cuya temperatura crítica este muy por encima de la temperatura de condensación establecida en el diseño. Un valor demasiado cercano que se aproxime a la temperatura crítica, dará como resultado un ciclo de eficiencia muy pobre y muy baja capacidad. Se necesita un margen de seguridad por encima del punto de congelación para evitar el riesgo de la solidificación del fluido.

### ❖ **Tipo de refrigerantes**

Existen dos grupos diferentes de gases refrigerantes, sintéticos y refrigerantes naturales.

### ❖ **Refrigerantes sintéticos**

Los refrigerantes empleados desde 1929 hasta 1980 eran altamente tóxicos, debido a varios accidentes en el año 1920 por la fuga de cloruro de metilo se inició la búsqueda de métodos de refrigeración menos peligrosos en conjunto de tres corporaciones americanas. En el año 1928 se inventaron los refrigerantes CFC (Clorofluorocarbonos) y HCFC (Hidroclorofluorocarbonos), como sustitutos de los refrigerantes altamente tóxicos e inflamables.

Estos refrigerantes tienden a ser incoloros, sin olor, no inflamables, no corrosivos y con poca toxicidad eliminando el peligro de muerte por fuga en un refrigerador.

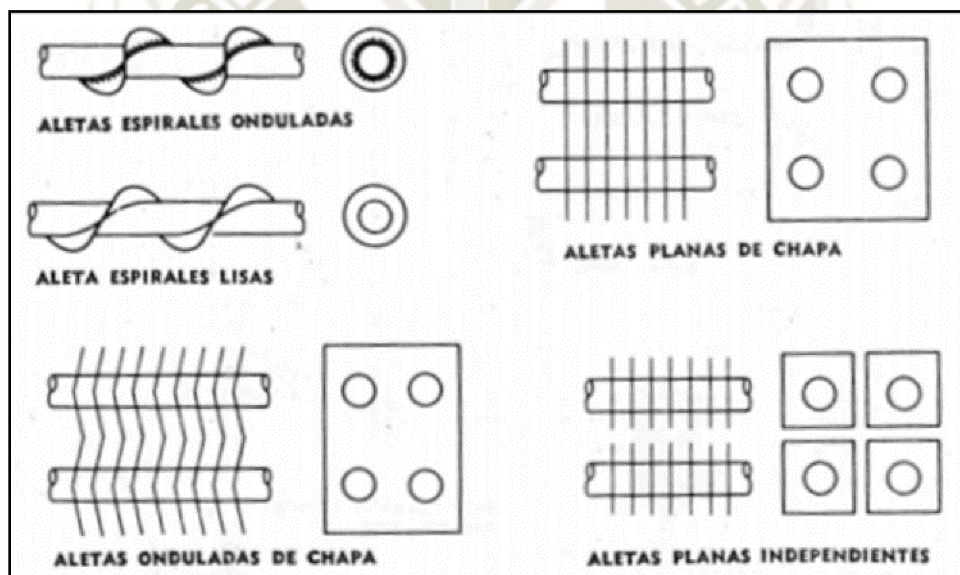
Con la llegada del protocolo de Montreal, se desarrollaron durante el año 1980 y 1990 los refrigerantes HFC (Hidrofluorocarbonados) como alternativa de reemplazo de los CFC y HCFC.

- ✓ Los refrigerantes CFC comprenden el R11, R12, R115. Debido al contenido de cloro, dañan la capa de ozono (ODP), y debido a su larga vida en la atmosfera aumentan el calentamiento global (GWP). Estos no son controlados por el protocolo de kyoto debido a que son controlados y están siendo eliminados por el protocolo de Montreal.
- ✓ Los refrigerantes HCFC comprenden el R22, R123 y R124. Debido a que contienen hidrogeno son menos estables químicamente que los CFC; pero si tienen buena compatibilidad con la mayoría de los materiales y lubricantes tradicionales.

- ✓ Los refrigerantes HFC comprenden el R134a, R32, R125 y R143a. Estos refrigerantes están siendo usados en casi todas las aplicaciones correspondientes a los CFC y HCFC. Los HFC no son miscibles con los lubricantes tradicionales, y por lo tanto se usan lubricantes sintéticos, a diferencia de los CFC y HCFC no contienen cloro, y por lo tanto no dañan la capa de ozono.

### 2.8.2 Evaporadores

Es un dispositivo donde ocurre la transferencia de energía térmica, también conocido como intercambiador de calor; donde hierve el refrigerante para extraer el calor del medio que lo rodea. Así entonces, las serpentinas enfriadoras, las unidades enfriadoras y el recinto donde se forman los cubitos de hielo, en las heladeras familiares, pueden considerarse como evaporadores.



**Figura 10: Diversas disposiciones de serpentines con aletas.**

**Fuente:** (Schweitzer, 1974)

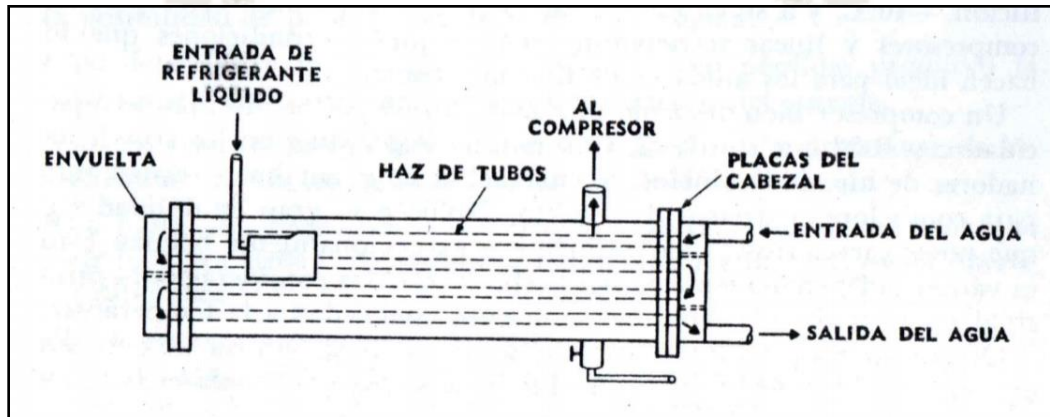
En los serpentines con aletas, la superficie externa de los tubos se conoce como superficie primaria, mientras que la de aletas es la secundaria. Las aletas pueden ser espirales lisas, onduladas y planas<sup>14</sup>.

#### - **Clasificación**

<sup>14</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

- **Evaporador inundado**

Este tipo de evaporador consiste en un tanque que contiene una cantidad de tubos individuales de corta longitud. Estos están fijos a placas planas en los extremos del tanque. El líquido refrigerante se envía al tanque mediante una válvula de tipo flotante. El agua a enfriar, ingresa por los tubos que están interconectados en los cabezales del tanque. El compresor se encarga de introducir el vapor refrigerante para lograr extraer el calor del agua.



**Figura 11: Evaporador de envuelta con tubos rectos interiores.**

**Fuente:** (Schweitzer, 1974)

En un evaporador de inundado circula una cantidad mayor de refrigerante que en el tipo de expansión directa, (5 veces o más). Esto proporciona un rápido enfriamiento a causa de que la velocidad de la transferencia de calor desde la sustancia refrigerada hasta el líquido refrigerante es mayor que la velocidad desde la sustancia hasta el vapor refrigerante<sup>15</sup>.

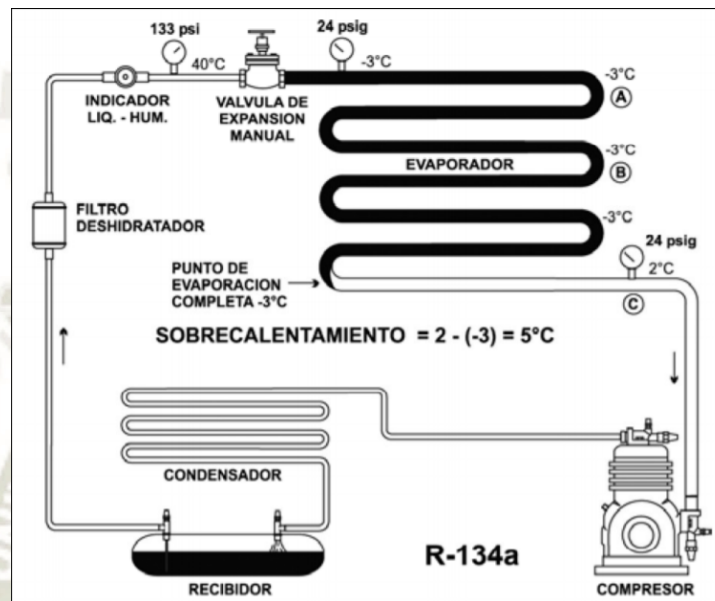
- **Evaporador de expansión seca**

El evaporador de expansión seca o de expansión directa son los más conocidos en el mercado, porque son más sencillos en sus diseños, requieren menor refrigerante y su costo es menor.

Se le conoce como evaporador seco porque es el vapor y no el líquido lo que ocupa mayor parte del volumen de la serpentina.

<sup>15</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

El cambio de estado del refrigerante es lo que permite absorber el calor sensible del aire que fluye por el evaporador. El flujo refrigerante en estado líquido se controla por una válvula de expansión, la cual produce una caída de presión y baja temperatura en la entrada del evaporador. De esta manera, el evaporador logra absorber el calor del aire y lo transforma en calor latente<sup>16</sup>.



**Figura 12: Un flujo adecuado permite un sobrecalentamiento correcto y seguro, así como la mejor eficiencia y costo de operación del sistema.**

**Fuente:** (Emerson C., 2012)



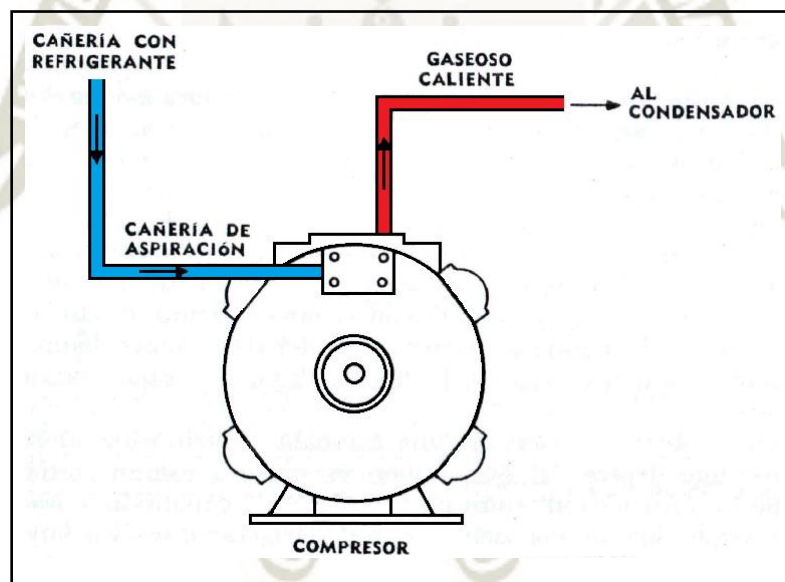
**Figura 13: Evaporador de expansión directa instalado en el módulo.**

**Fuente:** Elaboración propia

<sup>16</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

### 2.8.3 Compresor

El compresor se encuentra dentro de los componentes principales de un sistema de refrigeración, su función es mantener en circulación el refrigerante drenando el vapor desde el evaporador luego condensarlo, es decir el vapor a baja temperatura proveniente del evaporador circula a través de la tubería de succión hacia el compresor. El compresor genera la fuerza para comprimir el vapor a baja temperatura, elevando la presión y la temperatura, seguido el vapor caliente con alta presión pasa hacia el condensador, donde entrega su calor y se condensa. Debido a la diferencia de temperatura resultante, circula calor desde el espacio a enfriar en el evaporador y se vaporiza mayor cantidad de líquido refrigerante. El vapor que contiene el calor absorbido circula hasta el compresor, el cual este se encarga de comprimirlo y aumentar la temperatura. Luego, el vapor a alta temperatura, que contiene el calor absorbido en el evaporador se descarga en el condensador, donde el calor recorre desde el vapor caliente hacia el aire o agua más fríos que rodean al condensador<sup>17</sup>.



**Figura 14: Compresor para refrigeración.**

**Fuente:** (Schweitzer, 1974)

#### - Etapas de la compresión

La compresión puede ponerse en funcionamiento simple, doble o múltiple. La compresión que se realiza en una sola etapa comprende el funcionamiento de un cilindro, con

<sup>17</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

salida de su válvula de descarga que alimenta de modo directo el depósito de fluido, en nuestro caso el condensador. La compresión de dos o tres etapas es cuando la descarga de un cilindro alimenta la válvula de succión de otro compresor donde se produce una compresión adicional. La compresión de etapas múltiples es una ampliación de la compresión de dos etapas con más cilindros funcionando en serie.

#### - **Compresores abiertos y cerrados**

Los compresores se subdividen por la forma en que son accionados, una de las formas puede ser indirecta que usualmente consta el cigüeñal gira por una fuerza externa, como en el sistema de transmisión polea correa; y directa, con una conexión directa entre el cigüeñal y el motor.

Los compresores de tipo abierto son impulsados de modo indirecto por otro lado los compresores de tipo cerrado o hermético, son accionados por lo general de forma directa.

#### - **Compresores semiherméticos**

Es un compresor también cerrado, pero con uniones empernadas a diferencia de los compresores totalmente cerrados que tienen uniones soldadas, esto permite su mantenimiento o reparación; mayormente utilizados en vitrinas, cuartos de frío pequeños y unidades pequeñas.

#### - **Compresores rotativos**

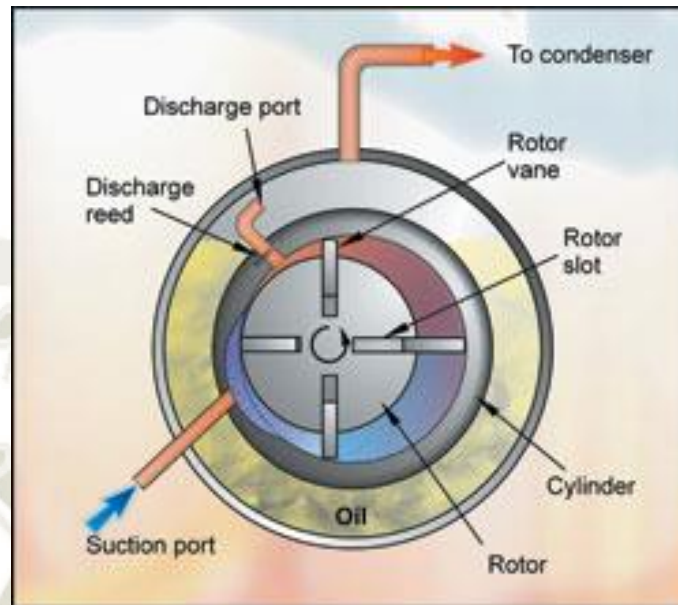
Los compresores rotativos se usan para aplicaciones livianas de aire acondicionado. Su funcionamiento es de forma silenciosa, genera pocas vibraciones y puede mover un volumen relativamente elevado de refrigerante por unidad de enfriamiento, pero sólo a presiones bajas.

Existen dos clases de compresores rotativos, uno es el que usa paletas que giran con el eje y otro el que tiene una paleta estacionaria, de las cuales tiene mayor aplicación el tipo de paletas rotativas, el gas ingresa al cilindro y es conducido entre dos o más paletas que son presionadas contra la pared del estator, consecuentemente el gas de baja presión se convierte en un gas de alta presión y elevada temperatura <sup>18</sup>.

---

<sup>18</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

Los compresores rotativos dependen de un mantenimiento continuo de lubricación del cilindro, rotor y paletas, en algunos casos se emplea hasta una bomba de aceite.



**Figura 15: Compresor de paletas rotativas.**

**Fuente:** (ACRnews, 2006)

#### - **Compresores de tornillo**

Los compresores de tornillo son muy usados para aplicaciones industriales de aire acondicionado, ya que pueden manejar altas presiones y aplicaciones alternativas de gas como propano, helio, CO<sub>2</sub>, gas natural y aire.

El compresor de doble tornillo está constituido por dos rotores entrelazados alojados en una carcasa ajustada. Uno de ellos vendría ser el rotor macho, cuenta con lóbulos que son secciones de perfil no simétricas manufacturadas a lo largo de la longitud del rotor y estos engranan con el rotor hembra que posee alvéolos<sup>19</sup>.

<sup>19</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

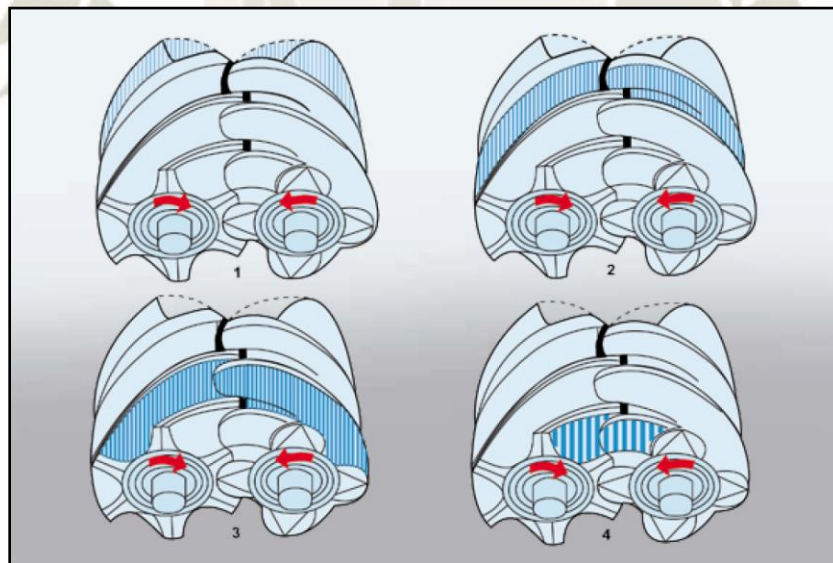


**Figura 16: Rotores de compresor de tornillo.**

**Fuente:** (ACRnews, 2006)

A continuación, se explica el funcionamiento de este tipo de compresores:

A medida que los rotores macho y hembra giran en dirección opuesta, arrastran el fluido entre ellos, conforme este fluido avanza a lo largo de los rotores, el fluido se comprime a medida que disminuye el espacio de volumen entre los rotores desplazándose hacia la salida.

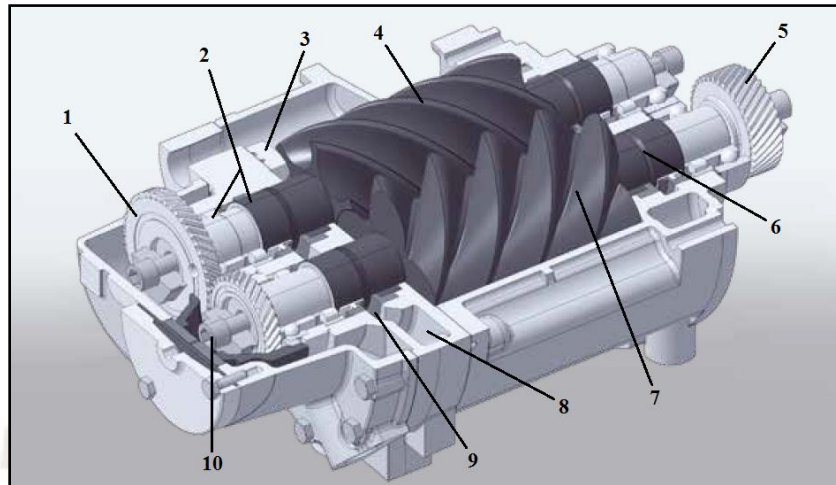


**Figura 17: Ilustración de la compresión de un fluido en un compresor de doble tornillo. Fig. 1: el fluido llena los espacios entre los rotores. Fig. 2-4: gradualmente el espacio cerrado disminuye y la presión aumenta.**

**Fuente:** (Atlas Copco, 2015)

Un compresor de tornillo generalmente no cuenta con válvulas y no existe una fuerza mecánica que cause un desequilibrio, lo cual como ventaja significa que puede funcionar a

una alta velocidad combinada con grandes caudales sin prescindir de un espacio exterior grande.



**Figura 18: Partes de un compresor de doble tornillo.**

**Fuente:** (Atlas Copco, 2015)

El compresor de tornillo o helicoidal, está conformado por las siguientes partes:

1. Engranaje de sincronización: Los dos tornillos no se encuentran en contacto, por ello es necesario este engranaje para que ambos giren en el sentido correspondiente.
2. Rodamiento de rotor: Permite el movimiento del eje de rotor.
3. Separador: Mantiene separados la zona de compresión, lugar donde se encuentra los tornillos, y la zona de transmisión el lugar donde se encuentran los rodamientos, engranajes de sincronización.
4. Rotor hembra: Es el que se encuentra formado por cavidades o alvéolos.
5. Piñón: Transmite el movimiento al sistema.
6. Empaquetaduras: No permiten que el aceite salga de la zona de compresión.
7. Rotor macho: Es el que se encuentra formado por lóbulos.
8. Agujero de ventilación: Permite regular, conjuntamente con la chaqueta refrigeradora la temperatura del equipo.
9. Puerto de salida de aceite: Permite la salida del aceite al exterior del equipo.
10. Pistón de equilibrio: Mantiene a los dos ejes a la misma distancia<sup>20</sup>.

<sup>20</sup> Atlas Copco, Manual de Aire Comprimido, (2015). Belgica

## 2.8.4 Condensadores

Los condensadores son intercambiadores de calor diseñados para deshacerse del calor absorbido por el refrigerante y el evaporador y del calor que se generó también en la compresión, se condensa el gas caliente descargado por el compresor y transfiriendo el calor a algún medio exterior externo, generalmente agua o aire.

El condensador deberá estar diseñado para producir por lo menos un sub-enfriamiento de 3 a 5 °C del refrigerante líquido desde el momento en que se condensa hasta que abandona el condensador, debe de llegar al dispositivo de expansión liquido sub-enfriado, si llegase a producirse un ligero calentamiento en la línea de líquido puede causar la formación de gas y consecuentemente disminuir el performance del sistema, en muchos modelos del dispositivo de expansión se tiene un visor instalado en la línea de líquido donde se puede apreciar si en verdad llega líquido o vapor a dicho dispositivo.

Los condensadores más comunes para la refrigeración se dividen en dos: enfriados por aire y enfriados por agua, estos condensadores trabajan bajo el principio de aumentar el calor sensible del medio de enfriamiento, este aumenta su temperatura cierta cantidad de grados lo necesario para absorber el calor tomado del refrigerante que se condensa.

### - **Condensador enfriado por aire**

El condensador enfriado por aire se considera como uno de los pioneros que se utilizó en pequeñas unidades condensadoras para refrigeración y aire acondicionado familiar, en la actualidad es común incluso en los sistemas de aire acondicionado central.

Se caracterizan por su fácil instalación, bajo costo de mantención, no requiere de agua por lo tanto no se tiene peligro de congelación en épocas de frío. Sin embargo, se requiere un suministro basto de aire fresco por otro lado el ventilador puede generar problemas de ruido en grandes instalaciones.

Los condensadores enfriados por aire se clasifican como montados sobre el bastidor y como remotos<sup>21</sup>.

---

<sup>21</sup> Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.

### - Condensador montado sobre bastidor

Instalados estratégicamente en una base común para el compresor y el motor, el ventilador del condensador puede estar ubicado en el eje del motor del compresor. Estos condensadores enfriados por aire dispuestos sobre el bastidor por su tamaño no es fiable emplearlos para unidades internas mayores a 5 HP, por otro lado, las unidades externas no tienen esta restricción e incluso gozan de un abundante suministro de aire limpio frío. Estas unidades externas cuentan con ventilador de condensador separado, es decir cuentan con su propio motor de manera que no afecta en el rendimiento de la potencia del motor del compresor para producir refrigeración.



**Figura 19: Condensador instalado sobre el bastidor del compresor.**

**Fuente:** ( Tecumseh Products, 2018)

### - Condensadores remotos

Los condensadores remotos enfriados por aire son casi siempre del tipo aire forzado. Compuestos por una serpentina hilera de amplia superficie condensadora con aletas montada sobre el techo a un ángulo de  $7^\circ$  respecto a la horizontal; con esta configuración el movimiento del aire a través de la serpentina se dará por la gravedad o velocidad del viento; un ventilador con su motor y una caja metálica.

La principal desventaja de este tipo de condensador enfriado por aire es la potencia requerida para desplazar el aire y la reducción de su capacidad en los días calurosos ya que se debe calcular un equipo de mayor capacidad para superar el pico de carga en los días de mucho calor.



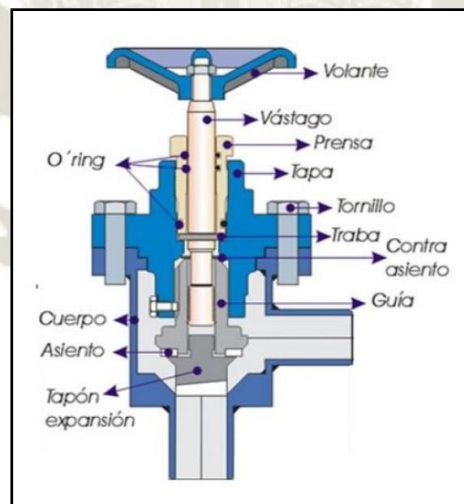
**Figura 20: Condensador remoto enfriado por aire.**

**Fuente:** (Johnson Controls Inc. York, 2019)

### 2.8.5 Dispositivos de control de flujo de refrigerante

#### - Válvula de expansión manual

En la válvula de expansión manual la regulación es mediante un tornillo, consta de una varilla metálica que acaba en punta cónica. la varilla se regula con un tornillo, el cual la aproxima más o menos al conducto donde circula el refrigerante.



**Figura 21: Válvula de expansión manual.**

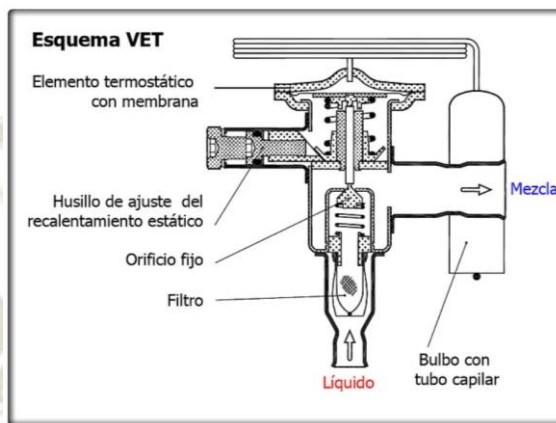
**Fuente:** (Reymo, 2018)

#### - Válvula de expansión termostática

Por su gran eficiencia y adaptabilidad para cualquier aplicación, es el dispositivo de control que más se usa. Su función es mantener un sobrecalentamiento constante en la salida

del evaporador, lo que permite tener el evaporador completamente lleno a cualquier carga y, además, evitar la posibilidad de que entre líquido al compresor.

En estas válvulas, la presión del gas de bulbo debe ser sensiblemente igual que la presión del evaporador.

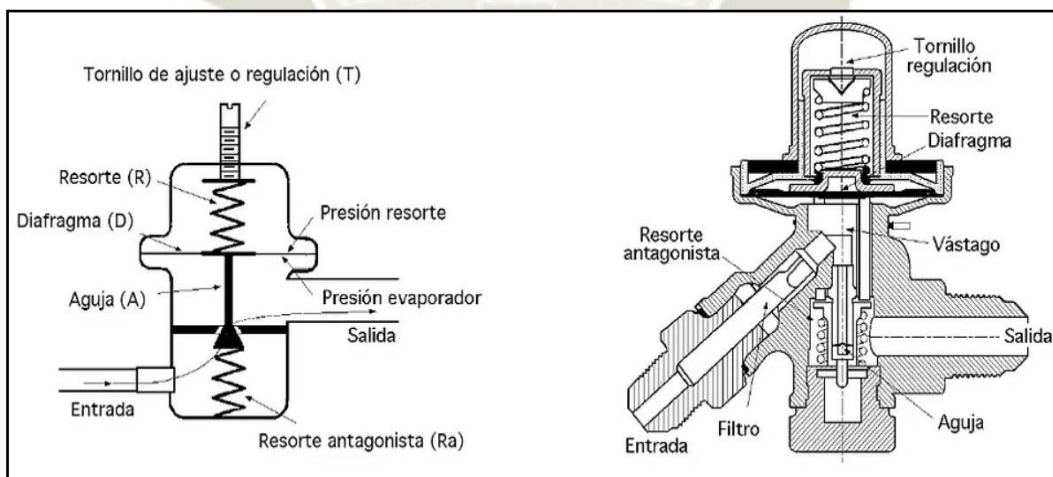


**Figura 22: Válvula de expansión termostática.**

**Fuente:** (Reymo, 2018)

- **Válvula de expansión automática**

**Figura 23: Válvula de expansión automática**



**Fuente:** (Reymo, 2018)

Cuando la presión aumenta en el evaporador, esta presión vence el resorte y cierra la aguja. Asimismo, al bajar la presión el resorte se expande y abre la aguja, permitiendo el paso del refrigerante al evaporador.

La válvula automática de expansión proporciona baja eficiencia en el evaporador; por lo cual generalmente se usa en equipos pequeños. Su característica es de mantener una presión constante.

- **Tubos capilares**

El tubo capilar es el método más sencillo para controlar el flujo. Consiste, exclusivamente, en una longitud fija de tubo de diámetro pequeño, instalado entre el condensador y el evaporador. Debido a la gran pérdida de fricción por su pequeño diámetro, el tubo capilar trabaja como un reductor de presión fija.

Este sistema solo da el máximo de eficiencia a ciertas cargas; en otras la eficiencia es baja. Se usa en unidades pequeñas y en todos los refrigeradores y congeladores domésticos.

- **Válvula flotante de alta presión**

El control con flotador de alta presión se lleva a cabo después del condensador por medio de un flotador que, conforme sube el nivel, abre la válvula. Se llama flotador de alta presión porque el nivel se controla en el lado de alta presión.

- **Válvula flotante de baja presión**

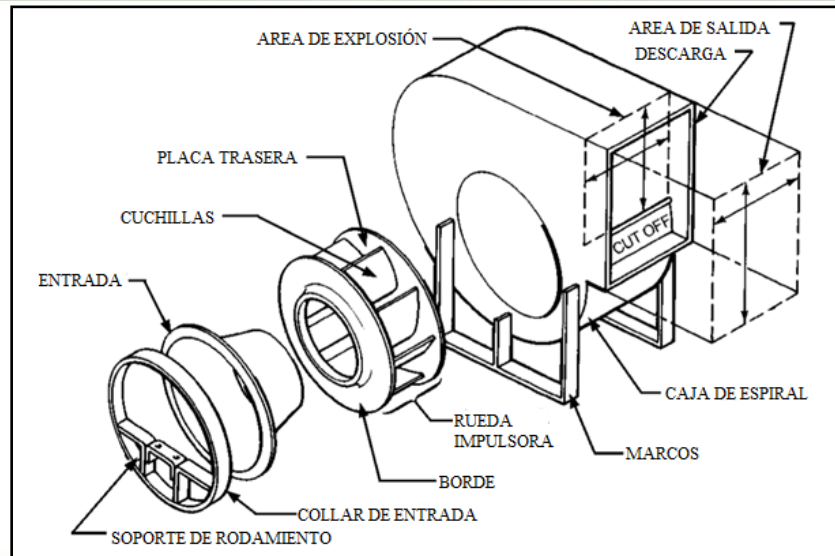
El control por medio de flotador, por lo general, se usa en los sistemas inundados. La principal ventaja del evaporador inundado es la alta capacidad y eficiencia. La entrada del líquido puede ser continua o intermitente. El flotador puede instalarse directamente en el evaporador, en el acumulador o bien en una cámara controladora del nivel. Se llama flotador de baja presión porque controla el nivel en la zona del evaporador o baja presión<sup>22</sup>.

## 2.8.6 Motor ventilador

El ventilador es un componente esencial en todos los sistemas de calefacción de aire acondicionado. Existen dos tipos, los centrífugos y el ventilador axial de aletas guía. El ventilador centrífugo es el más usado en establecimientos grandes, debido a que puede mover eficientemente grandes volúmenes de aire dentro de una alta gama de presiones. Su principio de funcionamiento es similar al de las bombas centrífugas, donde el rodete giratorio imparte energía cinética al aire.

---

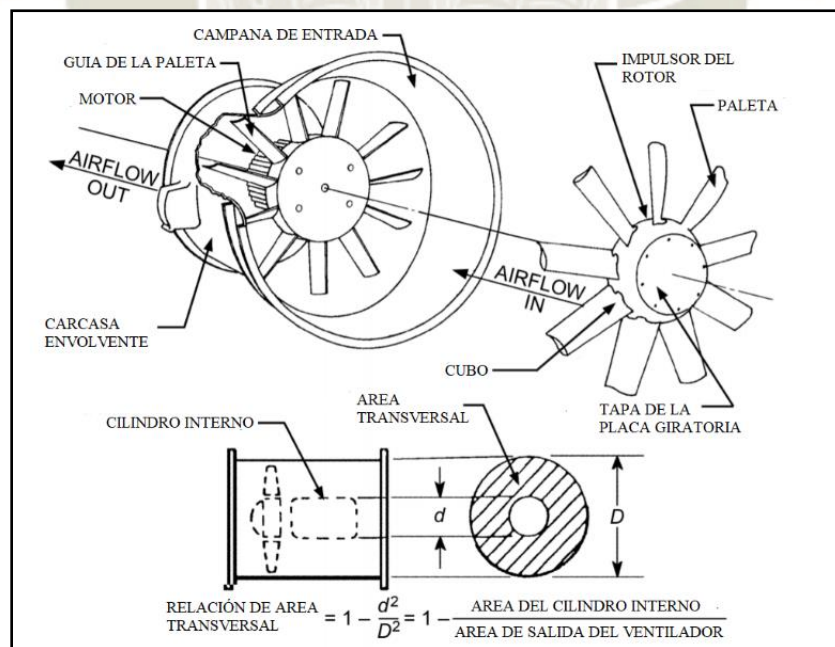
<sup>22</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa



**Figura 24: Vista de despiece de un ventilador centrífugo**

**Fuete:** (ASHRAE, 2001)

El ventilador axial de aletas guía, se instala en la parte central del ducto, genera un flujo axial del aire. Los ventiladores de flujo axial no pueden generar altas presiones de aire como los de tipo centrífugo, pero pueden mover enormes cantidades de aire a bajas presiones. Estos ventiladores son más ruidosos que los ventiladores centrífugos.



**Figura 25: Componentes del ventilador axial**

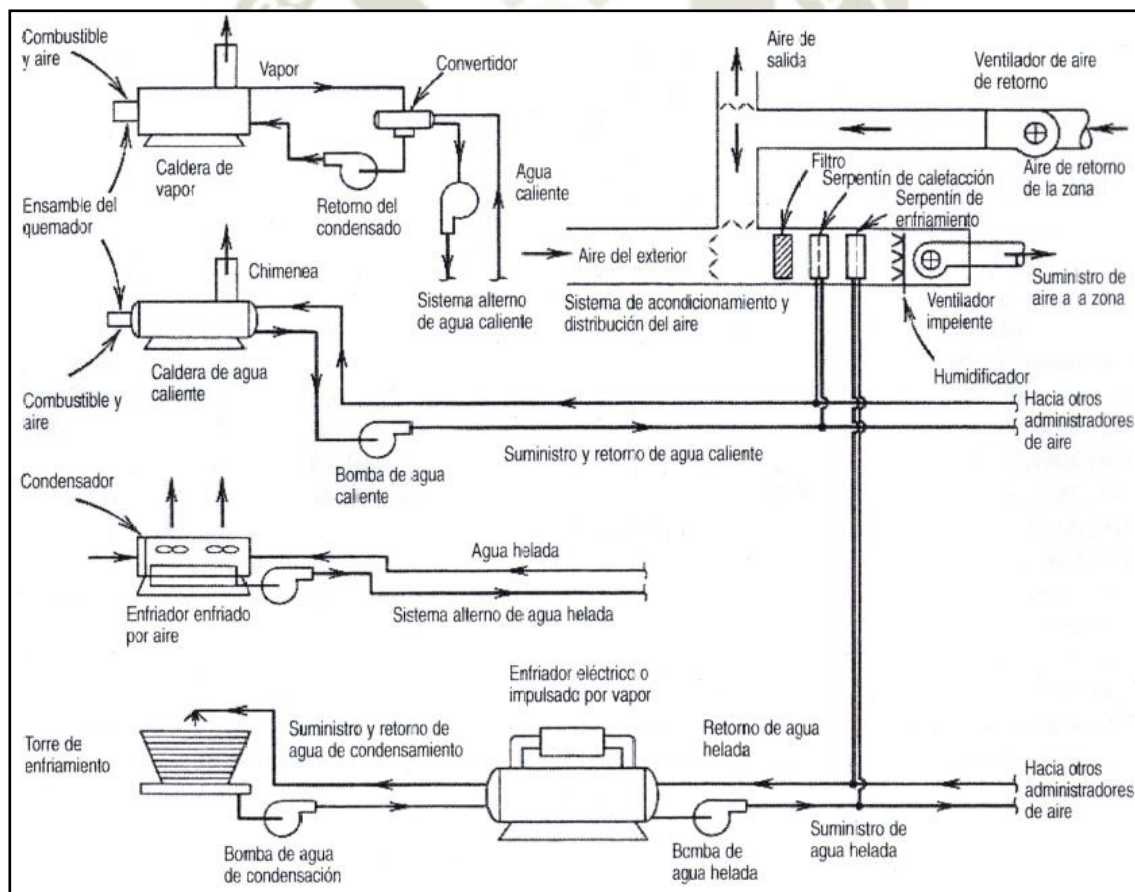
**Fuete:** (ASHRAE, 2001)

## 2.9 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Los primeros sistemas de aire acondicionado solo proporcionaban aire templado para intensiones de confort y ventilación, mediante una red de ductos y controles simples. La mejora de este sistema con la adición de equipo de enfriamiento, humidificación y deshumidificación permitió proporcionar confort en cualquier clima y temporada del año.

### - El sistema completo

En la Figura 26 se puede apreciar esquemáticamente los principales elementos de un sistema comercial de acondicionamiento de aire. En la parte superior derecha por lo general tiene medios para calentar, enfriar, humidificar, deshumidificar, filtrar y distribuir el aire a diferentes recintos acondicionados de una zona, también su puede observar que este sistema puede introducir aire del exterior así mismo expulsarlo.



**Figura 26: Plano esquemático de un sistema comercial de aire acondicionado.**

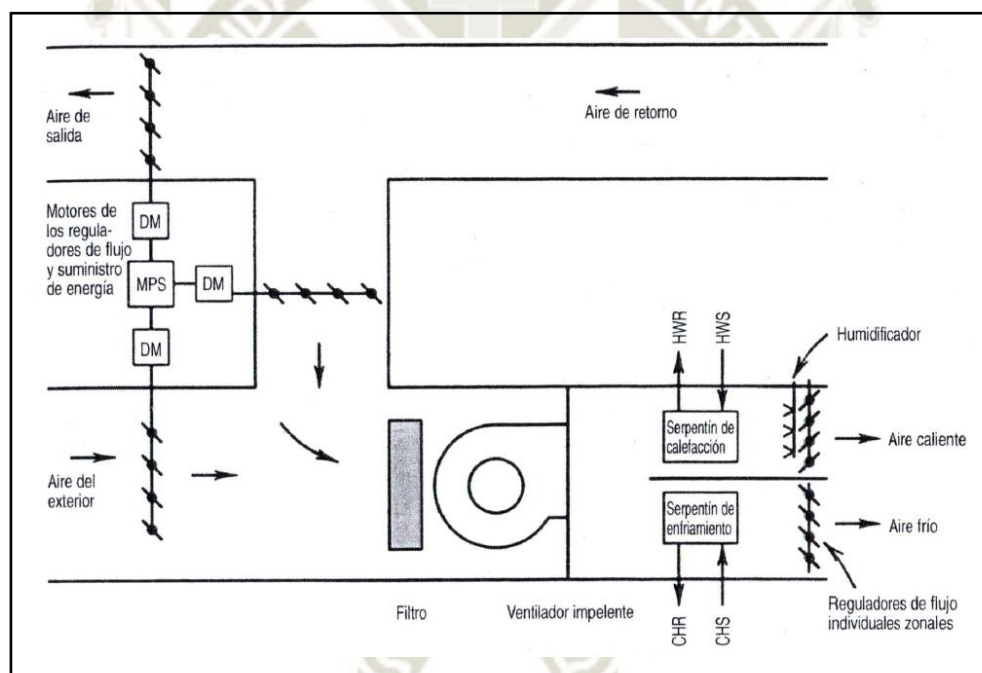
**Fuente:** (Faye C., 2003)

- **Equipo mecánico central**

Una vez se tenga definido todas las zonas de acondicionamiento, el cálculo de las cargas y los requerimientos de aire y determinando el tipo de sistema a utilizar en el proyecto, el ingeniero puede empezar con la selección e instalación de los componentes del sistema. También se debe considerar al mismo tiempo el tipo de combustible o fuente de energía que se utilizará asegurando el menor costo de ciclo de vida para cada equipo<sup>23</sup>.

- **Equipo para la manipulación o administración del aire**

Cuando se desea que varios espacios sean acondicionados por un solo administrador de aire, los serpentines calentadores y enfriadores pueden ser colocados lado a lado, como se muestra en la Figura 27:



**Figura 27: Plano esquemático de un administrador de aire de impulsión provisto de serpentines de enfriamiento y reguladores de flujo.**

**Fuente:** (Faye C., 2003)

- **Equipo de calefacción**

Contamos con calderas y hornos; Una caldera es un tanque hermético a presión, diseñado para transferir calor a un fluido por lo común agua, o para desarrollar vapor o cualquier otro

<sup>23</sup> Faye C., Jerald D., Jeffrey D. (2003), Calefacción, ventilación y aire acondicionado Análisis y Diseño, Mexico: Limusa Wiley.

líquido caliente. Cuenta con conexiones al sistema de tuberías que distribuye el líquido calentado o vapor al punto de uso, y entradas por las cuales retorna el fluido frío o vapor condensado.



**Figura 28: Caldera empacitada pirotubular.**

**Fuente:** (Zhengzhou Boiler Group, 2018)

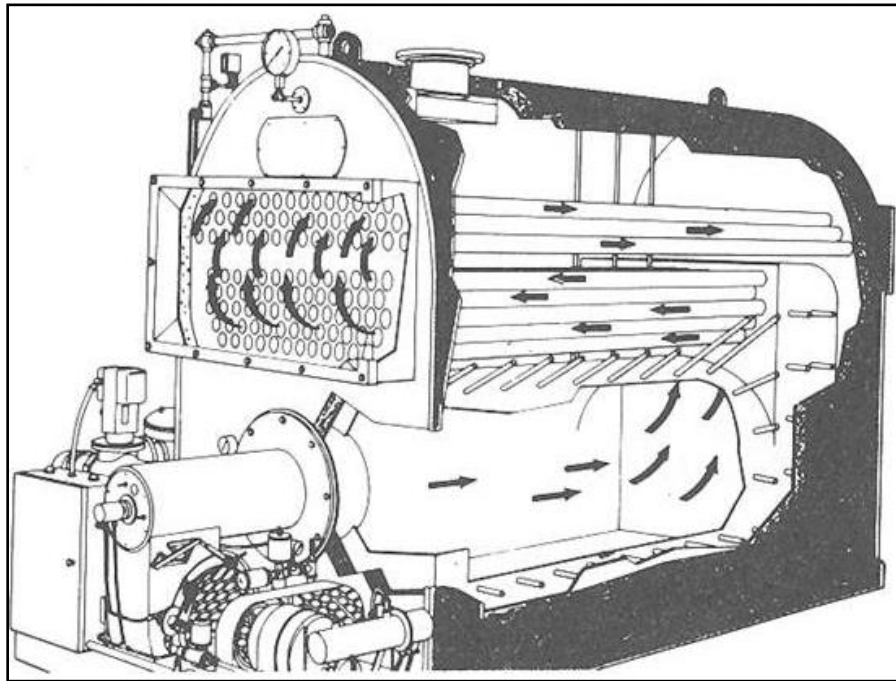
Existen varios tipos de calderas, las cuales varían por su diseño. Los modelos más sencillos son las atmosféricas dependen del flujo de gas que proporciona el quemador. En la actualidad existe una tendencia por el uso de quemadores de gas de alta potencia que aprovechan un ventilador para suministrar aire al quemador de manera forzada.

Ventajas de las calderas pirotubulares:

- Precio adecuado en el mercado
- Limpieza viable
- Tamaño compacto
- Disponible en tamaños desde 600,000 btu/hr hasta 50,000,000 btu/hr
- Tubos fáciles de sustituir
- Apropiado para aplicaciones de calefacción industrial y procesos industriales

Desventajas de las calderas pirotubulares:

- No es conveniente para aplicaciones de alta presión de más de 250 psig
- Depende del espacio de la sala de máquinas para la generación de vapor de alta capacidad



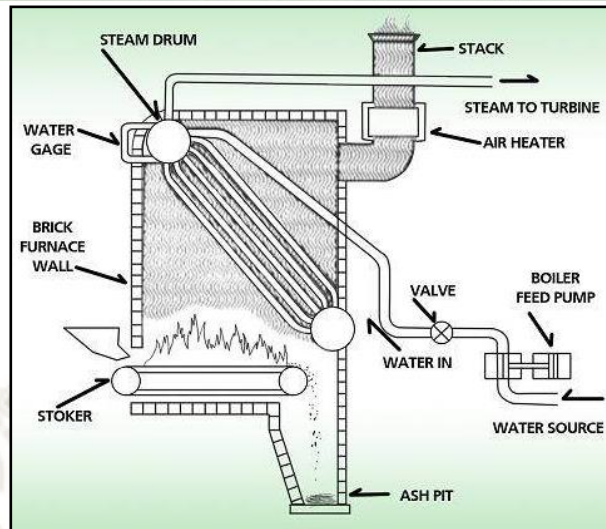
**Figura 29: Flujo de gas en calderas pirotubulares.**

**Fuente:** (Classifications B. T., 2019)

El término de tubo de fuego o pirotubular es representativo. Los gases de combustión calientes expedidos del quemador, se canalizan a través de tubos (Figura 29) que están circundantes del fluido a calentar. El cuerpo de la caldera es el recipiente de presión y contiene el fluido, comúnmente este fluido es agua que se hará circular para fines de calefacción o se convertirá en vapor para uso en diferentes procesos.

Las calderas de vapor son ajustables por medio de controles sensibles a la presión, las cuales limitan la inyección de combustible para obtener el vapor a una presión constante. Estas calderas de vapor requieren de un dispositivo para regular el nivel del agua, dicho dispositivo acciona el sistema que reinyecta el condensado de retorno a la caldera y desactiva el quemador en caso que el alimentador de agua no sostenga el nivel de agua.

El diseño de tubos de agua es totalmente opuesto al diseño pirotubular, en este caso el agua fluye interiormente por los tubos los cuales se encuentran encerrado en un horno que funciona con un quemador, los tubos están conectados a un tambor de vapor y otro de barro. El agua se calienta y produce vapor en el tambor superior como se ve en la figura.



**Figura 30: Caldera de vapor.**

**Fuente:** (Boilers Types and Classifications, 2018)

Ventajas de las calderas a vapor:

- En la industria se encuentra de tamaños más grandes es decir de más capacidad comparado con una pirotubular
- Pueden manejar presiones más altas hasta 5000 psig
- Tienen la capacidad de alcanzar temperaturas más altas

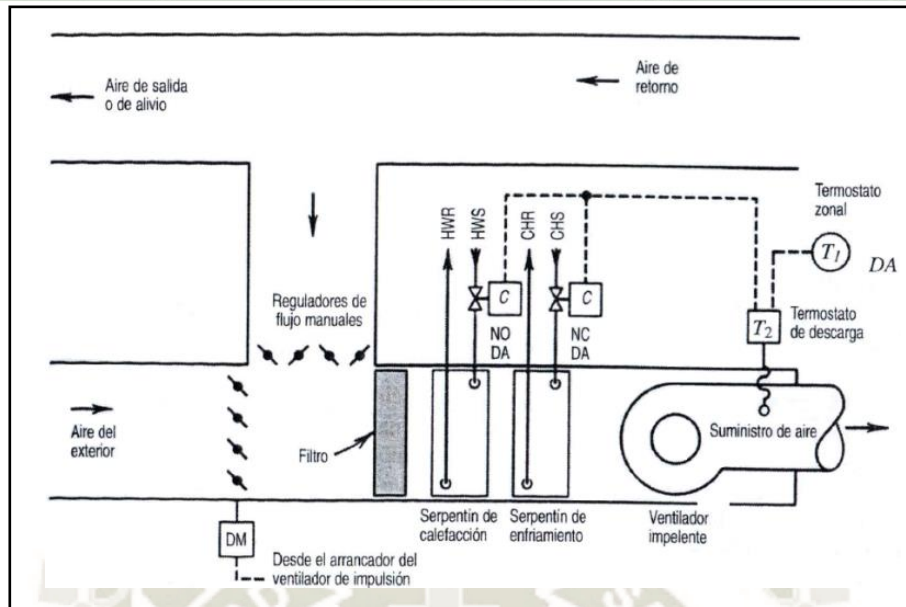
Algunas desventajas del diseño de calderas de vapor de agua:

- Elevado costo inicial
- El mantenimiento es un poco complicado por el diseño de la caldera
- No hay secciones en común entre los tubos
- El tamaño de la caldera puede considerarse como un problema

- **Sistemas que utilizan solo aire**

Este sistema solo utiliza aire el cual entrega calefacción y humidificación sensible, así como enfriamiento latente y sensible, En la Figura 31. Se muestra un sistema que utiliza sólo aire.

Mayormente su aplicación está dada para lugares donde se requiera controlar individualmente la temperatura y humedad como edificios de oficinas, colegios, universidades, laboratorios, centros médicos, hoteles y navíos.



**Figura 31: Administrador de aire y controles respectivos para un sistema de solo aire y volumen constante y de un solo ducto.**

**Fuente:** (Faye C., 2003)

- **Acondicionadores de aire unitarios**

Se consideran como equipos ya ensamblados desde fábrica con todos sus componentes y listo para instalarse en un sistema de acondicionamiento de aire de un lugar.

Existen muchos tipos de acondicionadores de aire unitarios indicadas por disposición, difusión, unidad exterior, colocación, aire interior, ubicación y calor.

Los acondicionadores de aire unitarios cuentan con ventiladores capaces de trabajar conectados a la red de ductos.

**Figura 32: Equipo paquete de aire acondicionado, instalación sobre techo.**



**Fuente:** (Angel L., 2009)

### - **Sistemas de bomba de calor**

En la aplicación de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, significa que transporta el calor del condensador mediante el equipo de enfriamiento al espacio acondicionado, según la estación del año; y cuando se requiera enfriamiento y deshumidificación transporta calor desde espacio acondicionado hasta el evaporador. Básicamente el ciclo es muy similar al de una refrigeración ordinaria, con la ventaja que puede proporcionar calefacción cuando se requiera.

En la actualidad varios edificios trabajan con grandes bombas de calor centrales de diseño moderno con capacidades entre 30 hp a 1000 hp. Comprometidos con el medio ambiente por que se fabrican con materiales amigables con la sostenibilidad, que no perjudican el entorno y con bajos niveles de emisiones a la atmósfera de partículas contaminantes.

### - **Sistemas de recuperación de calor**

Por lo general los centros comerciales generan enormes cantidades de energía calorífica que deben ser removidas incluso durante épocas frías del año. Se puede obtener muchos beneficios si se pudiera recuperar la energía calorífica y el aire de salida utilizándolo para calentar por ejemplo para calentar los exteriores de la estructura, esta configuración es posible con las bombas de calor del tipo aire-aire o agua-agua.

Las bombas de calor con sistema aire-aire son más efectivas para recuperar la energía, pero necesitan la condición de salida y entrada de aire de edificio o centro comercial se encuentre en el mismo lugar, por otro lado, el sistema agua-agua varía, puede tener la salida y entrada de aire del edificio en diferentes lugares.

### - **Almacenamiento térmico**

Es un método creado por los desarrolladores de las diferentes marcas de equipos de calefacción, ventilación y aire acondicionado, consta de generar el agua helada o hielo durante las horas de poca demanda y almacenarlo para luego utilizarlo durante las horas donde se exige mayor demanda, todo esto con el propósito de generar ahorros en el consumo de electricidad específicamente durante la época de verano.

### 2.9.1 Propiedades del aire húmedo y procesos del acondicionamiento

#### - Generalidades del aire

Acondicionar el aire es controlar su temperatura, humedad, distribución y pureza. Su objetivo principal es la comodidad de los ocupantes de teatros, cines, escuelas, universidades, residencias, etcétera. Y en las industrias mantener a muy bajas temperaturas productos químicos, productos alimenticios, etcétera.

#### - Composición del aire

La atmosfera que rodea a la tierra es una mezcla de gases, los componentes del aire pueden dividirse en constantes y variables, los componentes constantes son:

**Figura 33: Composición del aire.**

GASES EN %	Nitrógeno	78.03
	Oxígeno	20.99
	Argón	0.94
	Bióxido de carbono	0.03
	Hidrogeno	} 0.01
	Xenón	
	Kriptón	
Otros		
IMPUREZAS	Humos de sulfuros	
	Humos de ácidos	
	CO <sub>2</sub>	
	Polvo	
	Cenizas	
	Minerales	
	Vegetales	
	Animales	
Microorganismos		

**Fuente:** Elaboración propia

El aire contiene normalmente muchas impurezas, como gases, solidos, polvos, etcétera en proporciones que dependen de varios factores. El aire puro, es decir aquel que no ha sido contaminado por el hombre se encuentra a nivel del mar y lugares montañosos, aunque los vientos también llevan consigo algunas impurezas.

- **Calor específico ( $C_p$ )**

El calor específico del aire no es constante, sino que depende de la temperatura. Para fines prácticos se usa:

Calor específico a presión constante:

$$C_p = 0.2415 \text{ ó } 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ F$$

Para fines que requieren precisión:

$$C_p = 0.24112 + 0.000009 t$$

Calor específico a volumen constante:

$$C_v = 0.1714 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ F}$$

- **Peso específico ( $W$ )**

Peso del aire seco:

$$0.07496 \text{ lb/pie}^3 \text{ (a } 70^\circ F \text{ y } 29.92 \text{ pulgadas de Hg)}$$

Peso del aire seco contenido en un  $\text{pie}^3$  de aire saturado:

$$0.07309 \text{ lb/pie}^3 \text{ (a } 70^\circ F \text{ y } 29.92 \text{ pulgadas de Hg)}$$

Peso de la mezcla saturada:

$$0.074239 \text{ lb/pie}^3 \text{ (a } 70^\circ F \text{ y } 29.92 \text{ pulgadas de Hg)}$$

- **Volumen específico ( $v$ )**

El volumen específico es una propiedad característica de cada material o elemento. Se define como la relación entre el volumen ocupado por una determinada cantidad de materia en otras palabras es recíproco del peso específico, o sea:

$$v = \frac{1}{W}$$

- **Humedad absoluta o densidad ( $d_v$ )**

El peso de vapor de agua expresado en libras o gramos por cada pie o metro cúbico de espacio se llama “humedad absoluta” o “densidad del vapor de agua” y se representa como  $d_v$  cuando el aire no está saturado y como  $d_d$  cuando si lo está.

$$d_v = \frac{\text{Masa de vapor de agua}}{\text{Volumen del aire}}$$

**Figura 34: Densidad del vapor de agua**

	Tamaño de la parcela	Masa de vapor H <sub>2</sub> O	Humedad absoluta
	2m <sup>3</sup>	10 g	5 g/m <sup>3</sup>
	1m <sup>3</sup>	10 g	10 g/m <sup>3</sup>

**Fuente:** Elaboración propia

- **Humedad específica o relación de humedad**

La cantidad de vapor de agua en el aire puede determinarse de varias maneras, la más lógica es precisar la masa de vapor de agua en una unidad de masa total de aire seco.

$$\omega = \frac{\text{masa vapor de agua}}{\text{masa aire seco}}$$

**Figura 35: Humedad específica o relación de humedad**

	Masa de la parcela	Masa de vapor H <sub>2</sub> O	Humedad específica
	1 kg	1 g	1 g/kg
	1 kg	1 g	1 g/kg

**Fuente:** Elaboración propia

- **Humedad relativa ( $\phi$ ) y variaciones**

Es la relación entre la cantidad de humedad que el aire contiene ( $m_v$ ) y la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura ( $m_g$ ).

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g}$$

Donde:

$$P_g = P_{sat \text{ a } T}$$

- **Relación entre presiones parciales y humedad específica**

La humedad específica se puede calcular como sigue:

El volumen ocupado por una libra de aire seco es:

$$V = \frac{mRT}{P_a} = \frac{1 * 53.3 * T}{P_b - P_v}$$

El peso del vapor en el volumen ocupado por un libra de aire seco es:

$$\omega_v = \frac{P_v * V}{RT} = \frac{P_v * V}{85.7(T)}$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores:

$$\omega_v = \frac{P_v * 53.3 * T}{85.7 * T * (P_b - P_v)}$$

Características de la mezcla vapor-aire:

$$\omega_v = 0.622 \frac{P_v}{P_b - P_v}$$

Donde:

$$P_v = 0 \rightarrow \text{Aire seco}$$

$$P_v < 3.1698 \text{ kPa} \rightarrow \text{Aire no saturado}$$

$$P_v = 3.1698 \text{ kPa} \rightarrow \text{Aire saturado}$$

- **Relación de saturación ( $\mu$ )**

La relación de saturación designada con la letra  $\mu$  se define como la relación del peso de vapor mezclado con una libra de aire seco en un momento dado, con el peso de vapor que satura esa libra de aire a la temperatura de la mezcla.

$$\mu = \frac{W_v}{W_d}$$

- **Relación de la humedad relativa con la relación de saturación**<sup>24</sup>

$$\phi = \frac{P_v}{P_d}; \mu = \frac{W_v}{W_d}$$

$$\mu = \frac{0.622 \left( \frac{P_v / (P_b - P_v)}{P_d / (P_b - P_d)} \right)}{0.622 \left( \frac{P_v / (P_b - P_v)}{P_d / (P_b - P_d)} \right)} = \frac{P_v}{P_d} \times \frac{P_b - P_d}{P_b - P_v}$$

$$\mu = \frac{\phi * P_b * \left(1 - \frac{P_d}{P_b}\right)}{P_b \left(1 - \frac{P_v}{P_b}\right)} = \frac{\phi * \left(1 - \frac{P_d}{P_b}\right)}{1 - \frac{P_v P_d}{P_b P_d}} = \frac{\phi * \left(1 - \frac{P_d}{P_b}\right)}{1 - \left(\frac{P_v}{P_d} * \frac{P_d}{P_b}\right)}$$

$$\mu = \frac{1 - \frac{P_d}{P_b}}{1 - \phi \frac{P_d}{P_b}} * \phi$$

Similarmente

$$\phi = \mu * \frac{P_b - P_v}{P_b - P_d} = \frac{\mu}{1 - (1 - \mu) \left(\frac{P_d}{P_b}\right)}$$

- **Temperatura de punto de rocío**

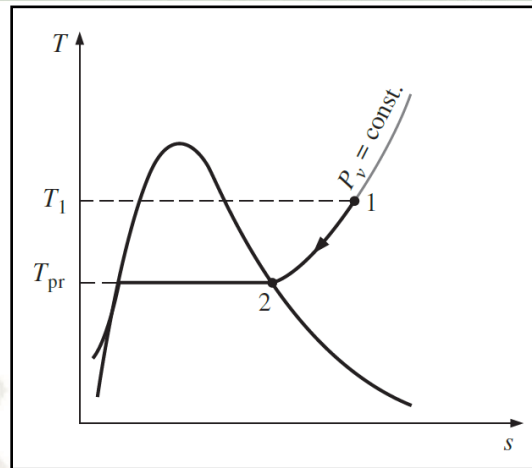
La temperatura de punto de rocío  $T_{pr}$  se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. En otras palabras  $T_{pr}$  es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor:

$$T_{pr} = T_{sat \text{ a } P_v}$$

En la figura 36, se muestra que cuando el aire se enfría a presión constante, la presión de vapor  $P_v$  permanece constante. Por lo tanto, el vapor en el aire (estado 1) experimenta un proceso de enfriamiento hasta alcanzar la línea de vapor saturado (estado 2)<sup>25</sup>.

<sup>24</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

<sup>25</sup> Cengel Y., Boles M. (2015). Termodinámica. Sexta edición. México: Editorial McGraw-Hill / Interamericana Editores



**Figura 36: Enfriamiento a presión constante del aire húmedo y temperatura de punto de rocío en el diagrama T-s del agua.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

Características de la  
temperatura de rocío

- Medida de la humedad
- Temperatura a la cual se satura el aire
- Temperatura que no cambia sin cambiar la humedad
- Si se enfría por debajo de ésta, empieza la condensación
- Sólo se reduce disminuyendo vapor
- Sólo aumenta añadiendo vapor

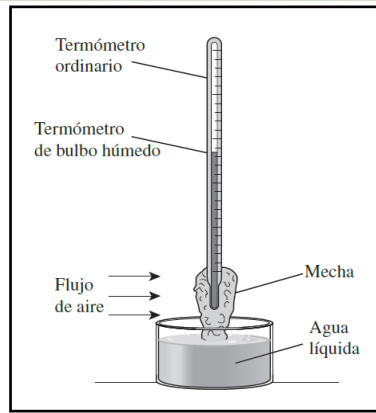
**Figura 37: Características de la temperatura de rocío.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

#### - Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo

La temperatura de bulbo seco es la que se mide con un termómetro convencional de mercurio o cuyo bulbo se encuentre seco. Esta es la medida del calor sensible del aire expresado en grados centígrados.

La temperatura bulbo húmedo  $T_{bh}$  indica la cantidad de calor total contenido en el aire y esta expresado en grados centígrados. Se determina cubriendo el bulbo del termómetro con una mecha de algodón saturada con agua, y soplar aire sobre ella, tal como se muestra en la figura, esta medición se emplea comúnmente en aplicaciones de aire acondicionado.



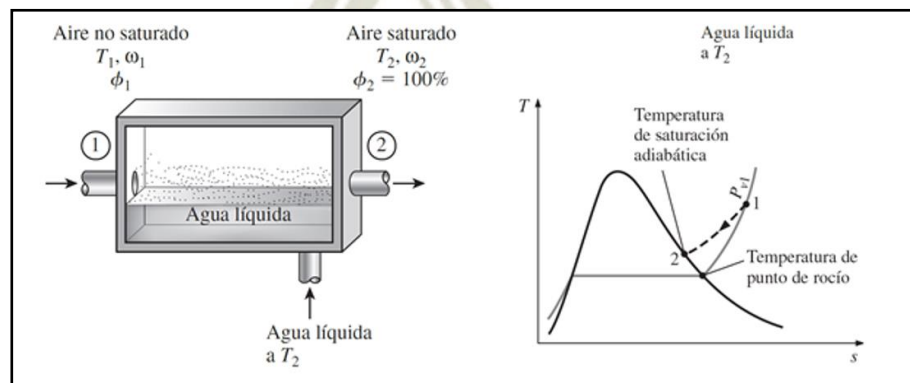
**Figura 38: Arreglo para medir la temperatura de bulbo húmedo.**

**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

- **Temperatura de saturación adiabática**

En el proceso de saturación adiabática que se muestra de manera esquemática, el sistema se compone de un canal largo aislado que contiene una pila de agua. Por el canal se hace pasar un flujo de aire estacionario no saturado con humedad específica de  $\omega_1$  (desconocida) y una temperatura de  $T_1$ . Cuando el aire fluye por el agua, un poco de esta se evapora y se mezcla con el flujo de aire, la cantidad de humedad aumentará durante este proceso y la temperatura descenderá. Si el canal tiene un largo suficiente, el flujo de aire saldrá como aire saturado ( $\phi = 100\%$ ) a la temperatura  $T_2$ , que se llama **temperatura de saturación adiabática**<sup>26</sup>.

**Figura 39: Proceso de saturación adiabática y su representación en un diagrama T-s del agua**



**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

<sup>26</sup> Cengel Y., Boles M. (2015). Termodinámica. Sexta edición. México: Editorial McGraw-Hill / Interamericana Editores

## 2.10 TABLAS Y CARTAS PSICROMÉTRICAS

### - Leyes psicométricas

1.- “Cuando el aire seco se satura adiabáticamente, la temperatura se reduce y la humedad relativa se incrementa, y la reducción de calor sensible es igual al incremento simultáneo de calor latente”.

2.- “Cuando el contenido de humedad del aire se incrementa adiabáticamente, la temperatura se reduce simultáneamente hasta que la presión de vapor corresponde a la temperatura de saturación. Esta se llama temperatura de saturación adiabática”.

3.- “Cuando cierta cantidad de agua aislada se evapora, se supone que la temperatura final será la adiabática de saturación y no está afectada por convección, por lo que la temperatura de bulbo húmedo será la adiabática de saturación”.

4.- “La temperatura de bulbo húmedo del aire depende sólo del calor total sensible y latente y es independiente de sus proporciones relativas. En otras palabras, la temperatura de bulbo húmedo es constante ya que el calor total también lo es”.

La carta psicrométrica es la representación gráfica de las tablas con la cual se puede analizar rápidamente las propiedades psicrométricas y facilitar la solución de varios problemas.

La carta psicrométrica muestra la relación que existe entre las siguientes siete propiedades del aire<sup>27</sup>.

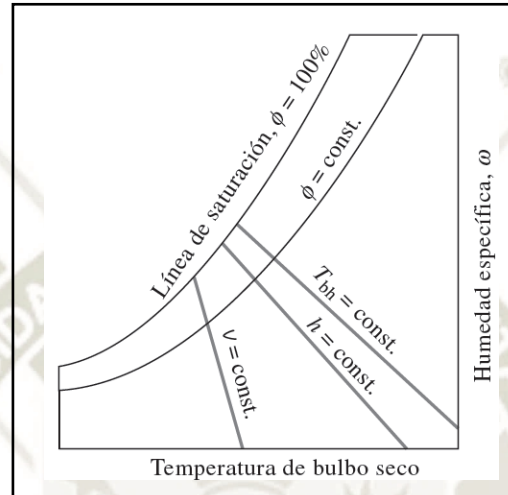
- 1) Temperatura de bulbo húmedo
- 2) Temperatura de rocío
- 3) Temperatura de bulbo seco
- 4) Humedad relativa
- 5) Humedad específica
- 6) Entalpia
- 7) Volumen específico

---

<sup>27</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

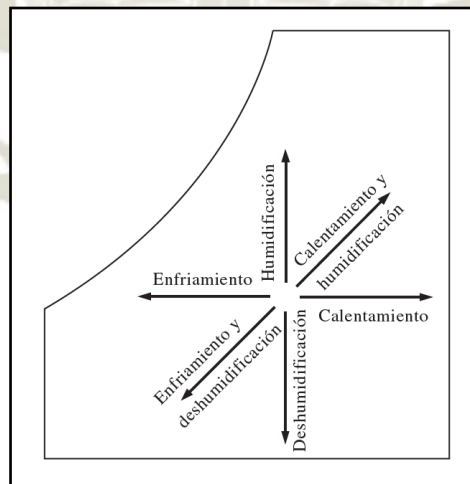
Se debe de conocer por lo menos dos de estas propiedades para hallar las demás.

La carta parte de la línea de saturación, es decir que a cada temperatura de bulbo seco corresponde cierta cantidad de humedad para que haya saturación; por lo tanto, si en las abscisas se representan las temperaturas y en las ordenadas las humedades específicas, la línea de saturación se grafica de la forma como se ilustra en la Figura 40.<sup>28</sup>



**Figura 40: Carta psicrométrica.**

**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)



**Figura 41: Varios procesos de acondicionamiento de aire.**

**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

<sup>28</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

### - **Propiedades psicrométrica a diferentes altitudes**

En su mayoría las cartas psicrométricas se han diseñado para la presión atmosférica a nivel del mar,  $P_{atm} = 101.325 \text{ kPa}$ , sin embargo existe cartas especiales para ciertos lugares específicos que se encuentran a diferentes altitudes.

Si se requiere realizar un cálculo psicrométrico de un lugar cuya altitud es considerable y no se cuenta con una carta especial, se puede usar la carta estándar al nivel del mar haciendo las correspondientes correcciones de humedad específica, entalpía y volumen.

### - **Corrección de la humedad específica**

Para obtener la corrección de la humedad específica se usa la tabla de correcciones que generalmente se encuentra en la parte izquierda de la tabla psicrométrica. En las abscisas se entra con la altitud en pies o bien con la diferencia de presiones  $\Delta P$ , entre la presión barométrica del lugar y la del nivel del mar, y en las ordenadas con la temperatura de bulbo húmedo, la lectura correspondiente es la corrección  $\Delta W'_v$ . Este valor leído en la tabla debe reducirse en un 1% por cada  $24^\circ\text{F}$  de diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo, o sea que la corrección de temperatura final  $\Delta W_v$ , será<sup>29</sup>:

$$\Delta W_v = \Delta W'_v \left( 1 - 0.01 \frac{t_{bs} - t_{bh}}{24} \right)$$

Donde:

$\Delta W_v$ : Corrección total de la humedad específica en gramos por lb de aire seco.

$\Delta W'_v$ : Corrección tabulada en la tabla de la humedad específica en gramos/lb de aire seco.

$t_{bs}$ : Temperatura de bulbo seco en  $^\circ\text{F}$ .

$t_{bh}$ : Temperatura de bulbo húmedo en  $^\circ\text{F}$ .

### - **Corrección de la entalpía**

Se puede hallar de la misma manera como se halló la corrección de la humedad específica, se encuentra la corrección de la entalpía  $\Delta h$ <sup>30</sup>.

<sup>29</sup> Eduardo Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

<sup>30</sup> Eduardo Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

### - Corrección del volumen específico

El volumen específico de la mezcla aire vapor, tomando en cuenta la ecuación de los gases y la ecuación de la humedad específica en función de la presión parcial, se obtiene la siguiente ecuación<sup>31</sup>:

$$v = \frac{0.754(t_{bs} + 460)}{P_b} \left( 1 + \frac{W'_v}{4.360} \right)$$

Donde:

$v$ : Volumen de una libra de mezcla en pies cúbicos.

$t_{bs}$ : Temperatura de bulbo seco en °F.

$P_b$ : Presión barométrica en pulgadas de Hg.

$W'_v$ : Humedad específica en gramos/lb de aire seco.

### - Desviación de la entalpia

La entalpía no siempre es constante a temperaturas de saturación adiabáticas constantes o a temperaturas de bulbo húmedo, sino que aumenta ligeramente cuando se aproxima a la saturación.

En las cartas psicrométricas se muestran las entalpías del aire saturado a diferentes temperaturas, en algunas cartas se muestran también las curvas de desviación para condiciones no saturadas.

Cuando se requiera obtener valores muy precisos se usa la desviación, pero en problemas de ingeniería suele pasarse por alto sin que los resultados varíen significativamente<sup>32</sup>.

## 2.11 PROPIEDADES DE ACONDICIONAMIENTO

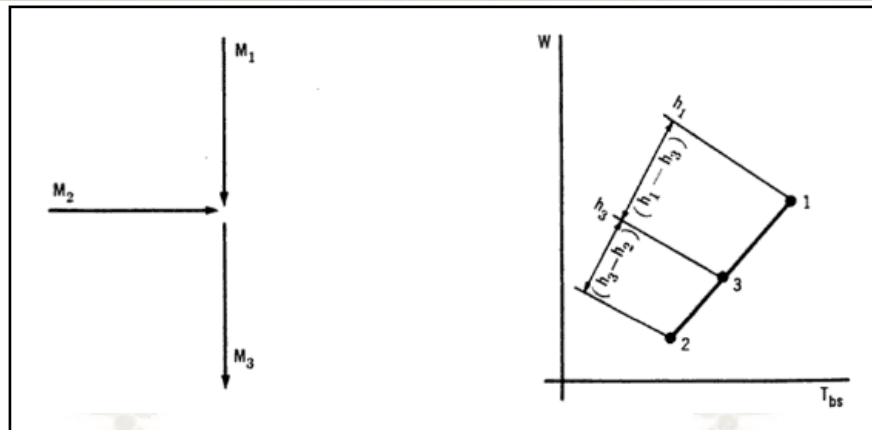
### - Mezcla de dos fluidos (aire húmedo y la atmosfera estándar)

En el sistema de aire acondicionado se tienen dos masas de aire  $M_1$  y  $M_2$  que al mezclarse se comportan de acuerdo a las siguientes expresiones:

---

<sup>31</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

<sup>32</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa



**Figura 42: Mezcla de dos flujos de masa de aire**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

Masa de aire seco:  $\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$

Masa de vapor de agua:  $\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 \dot{m}_{a3}$

Energía:  $h_1 \dot{m}_{a1} + h_2 \dot{m}_{a2} = h_3 \dot{m}_{a3}$

Si se elimina  $\dot{m}_{a3}$  de las relaciones anteriores, se obtiene:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en *kg/seg*

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en *kg/seg*

$\omega_1$ : Humedad específica en el punto 1 en *kg<sub>H2O</sub>/kg<sub>as</sub>*

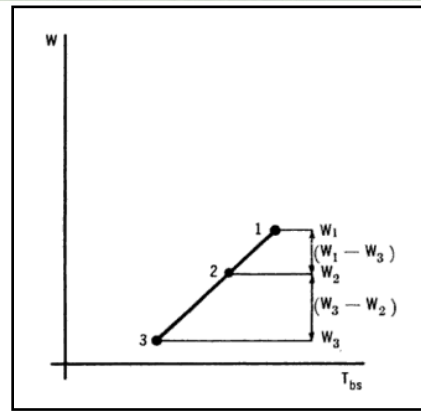
$\omega_2$ : Humedad específica en el punto 2 en *kg<sub>H2O</sub>/kg<sub>as</sub>*

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 en *kg<sub>H2O</sub>/kg<sub>as</sub>*

$h_1$ : Entalpia en el punto 1 en *kJ/kg<sub>as</sub>*

$h_2$ : Entalpia en el punto 2 en *kJ/kg<sub>as</sub>*

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 en *kJ/kg<sub>as</sub>*

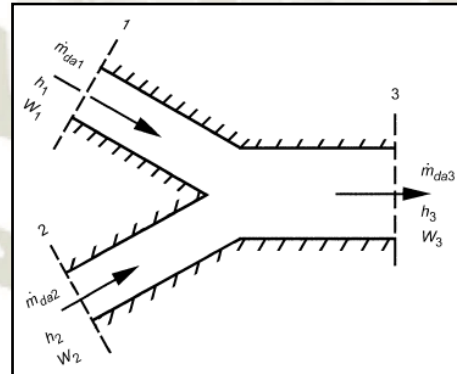


**Figura 43: Mezcla de dos flujos de aire. Humedad específica.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

Este proceso se lleva a cabo sin aumentar o disminuir calor o humedad.

En la carta psicrométrica la humedad específica y la entalpía tienen escalas lineales, sin considerar la desviación de la entalpía. Razón por la cual el estado final 3 cae en línea recta que une el punto 1 y 2 como se aprecia en la Figura 42, dividiendo en dos partes recíprocas a las masas de aire<sup>33</sup>.



**Figura 44: Esquema de dos flujos de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente.**

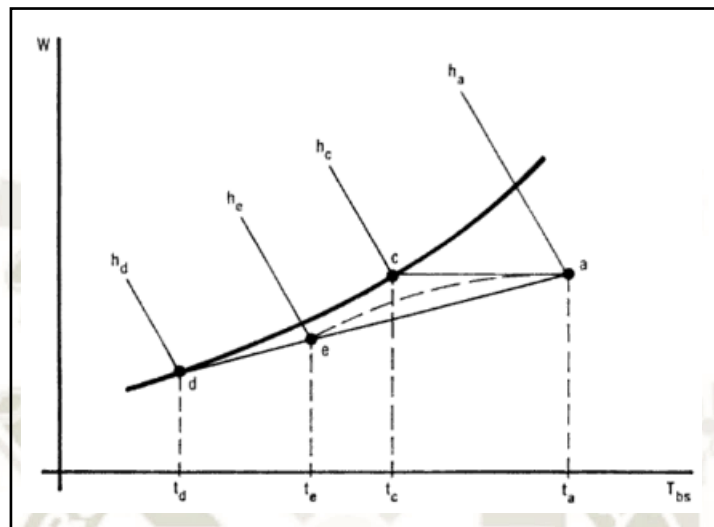
**Fuente:** (ASHRAE, 2001)

#### - Proceso de enfriamiento y deshumidificación

En este proceso la humedad específica del aire permanece constante durante el enfriamiento, pero su humedad relativa crece. Si la humedad relativa alcanza niveles

<sup>33</sup> Eduardo Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

extremadamente altos, es posible eliminar algo de humedad en el aire, lo que vendría ser la deshumidificación. Para esto es necesario enfriar el aire por debajo de su temperatura de punto de rocío<sup>34</sup>.



**Figura 45: Carta psicrométrica. Proceso de enfriamiento y deshumidificación.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

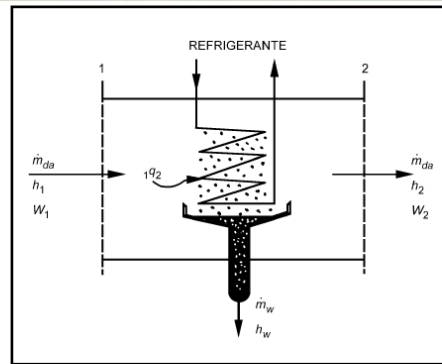
Parte del aire que se encuentra en contacto directo con la superficie reduce su temperatura hasta la temperatura media de la superficie, como se aprecia en el trazo “acd”, con condensación y consecuente deshumidificación de c a d<sup>35</sup>.

La condensación de humedad se produce cuando el aire húmedo se enfría a una temperatura por debajo de su punto de rocío inicial. Veamos la figura donde se muestra un serpentín de enfriamiento esquemático donde el aire húmedo debería de procesarse de manera uniforme.

Aunque el agua condensada se puede eliminar a varias temperaturas que van desde el punto de rocío inicial hasta la temperatura de saturación final.

<sup>34</sup> Cengel Y., Boles M. (2015). Termodinámica. Sexta edición. México: Editorial McGraw-Hill / Interamericana Editores

<sup>35</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa



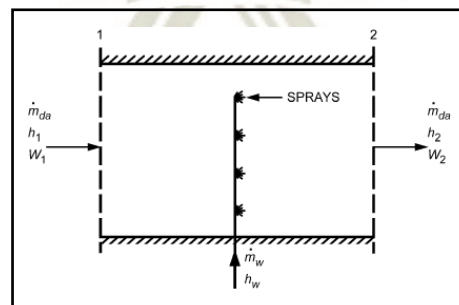
**Figura 46: Esquema del dispositivo para enfriamiento de aire húmedo.**

**Fuente:** (ASHRAE, 2001)

El aire que no se encuentra en contacto con la superficie se mezclará y enfriará con el aire que sí estuvo en contacto, y su estado final se encontrará sobre la línea recta entre a y d. En la práctica el trayecto real no es la línea recta ad, sino una curva parecida a la punteada. Esto último se debe a la continua mezcla de aire que estuvo en contacto directo con el aire que nunca lo estuvo.

**- Proceso de enfriamiento y humidificación**

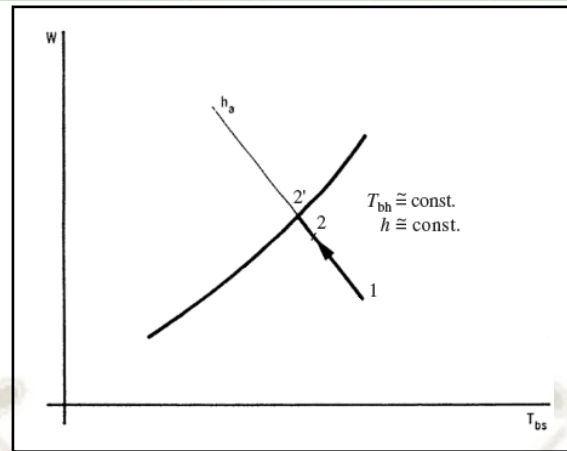
Una alternativa para evitar el alto costo inicial de un ciclo de refrigeración instalado en un sistema de aire acondicionado, se puede utilizar enfriadores por rociado o baño de agua, sobretodo en climas desérticos, calientes o secos. Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo seco baja, es decir un proceso de bulbo húmedo constante<sup>36</sup>.



**Figura 47: Representación esquemática de la inyección de agua en el aire.**

**Fuente:** (ASHRAE, 2001)

<sup>36</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa



**Figura 48: Carta psicrométrica. Enfriamiento y humidificación.**

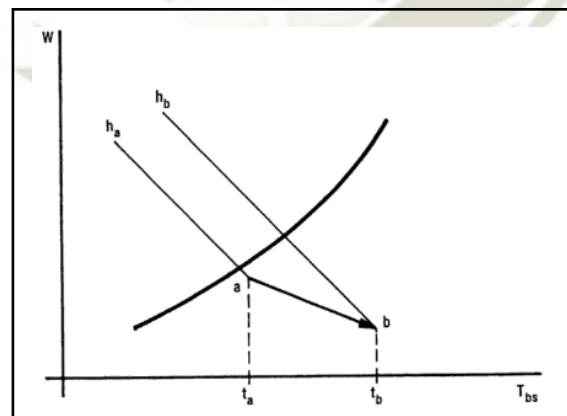
**Fuente:** (Goribar, 2009)

El bulbo húmedo del aire está representado por el punto 2'. El aire saldrá a esta temperatura siempre que se constituya una óptima mezcla de aire-agua.

Este proceso trabaja a una entalpia y temperatura de bulbo húmedo constante<sup>37</sup>.

- **Proceso de calentamiento y deshumidificación**

El proceso de calentamiento y deshumidificación simultáneos se pueden realizar haciendo pasar por un absorbente. En ambos casos el absorbente tendrá presión de vapor de agua menor que a la del aire.



**Figura 49: Carta psicrométrica. Calentamiento y deshumidificación**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

<sup>37</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

La humedad se condensa fuera del aire, en consecuencia, el calor latente se libera y aumenta el calor sensible del aire.

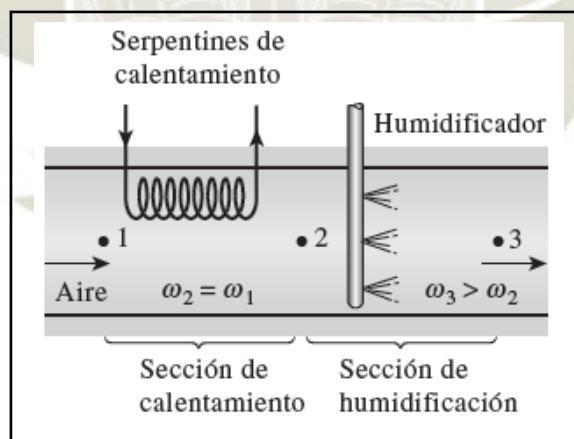
Si éstas son las únicas energías que intervienen, el proceso es inverso al adiabático de saturación, pero existe un calor absorbido o generado por el material activo que se llama calor de absorción.

Para absorbentes sólidos se usa sílice, alúmina, etc., y para los absorbentes líquidos, sales inorgánicas o compuestos orgánicos. En ambos casos el calor desprendido interviene en el proceso, incrementando el calor sensible.

- **Proceso de calentamiento y humidificación**

Proceso de mayor aplicación en temporada de invierno o a grandes alturas, donde el aire atmosférico es frecuentemente seco y frío.

Se consigue al pasar el aire por una zona de calentamiento usualmente por un banco de capacitores y resistencias, luego por una sección de humidificación como se muestra en la Figura 50.<sup>38</sup>



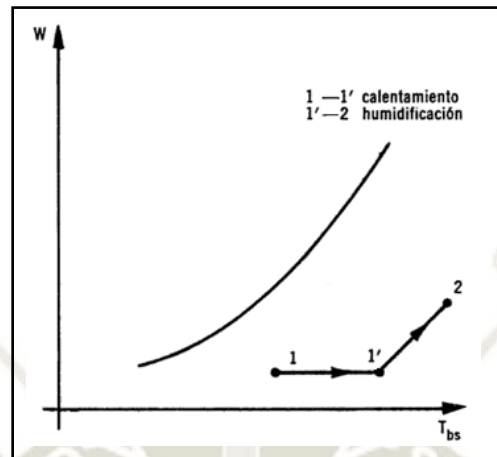
**Figura 50: Esquema del calentamiento del aire seguido de humidificación.**

**Fuente:** (Cengel Y. A., 2015)

Durante este proceso el aire incrementa su humedad específica y entalpía y la temperatura de bulbo seco también aumenta o disminuye según la temperatura inicial del

<sup>38</sup> Cengel Y., Boles M. (2015). Termodinámica. Sexta edición. México: Editorial McGraw-Hill / Interamericana Editores

aire, de la temperatura de las resistencias y del agua si este último es introducido en forma de vapor o se realiza rociando agua al flujo de aire.

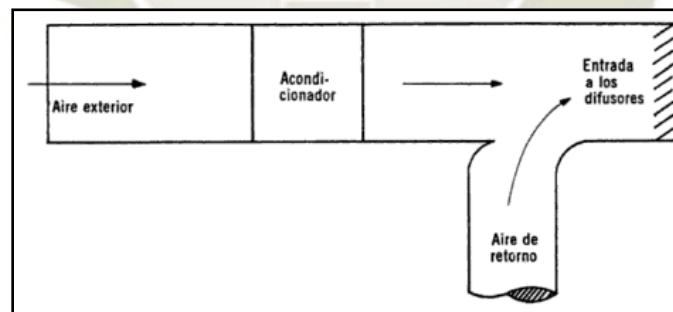


**Figura 51: Carta psicrométrica. Calentamiento y humidificación.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

#### - Aire de retorno

Llamado así al aire extraído del espacio acondicionado y que se vuelve a introducir al sistema antes de los difusores, pero después de la unidad acondicionadora. En algunos libros suele llamarse también aire de “by pass” del acondicionador.



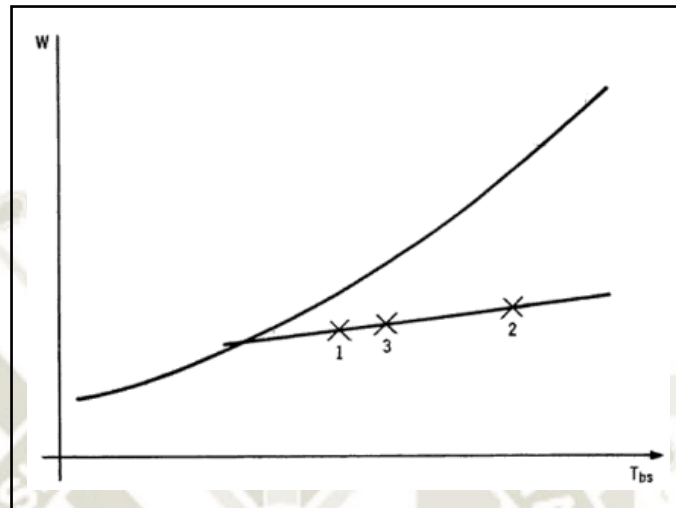
**Figura 52: Esquema que muestra el aire de retorno.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

Tomando como ejemplo la carta psicrométrica de la figura 56, el punto 2 representa las condiciones interiores de un espacio por ser acondicionado, entonces estas serían las características del aire de retorno<sup>39</sup>.

<sup>39</sup> Eduadro Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Mexico: Editorial Limusa

Las condiciones del aire suministrado están representadas en el punto 1, de modo que la mezcla del aire suministrado y el aire de retorno se ubicarían en la línea de SHF, en el punto 3, ubicación que depende de las cantidades de aire de retorno o aire suministrado.



**Figura 53: Carta psicrométrica. Representación de retorno de aire.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

## 2.12 CARGAS DE CALEFACCIÓN

Para mantener confortables los recintos interiores en invierno se usa métodos exactos y eficientes.

Es un hecho que si el sistema de calefacción deja de funcionar en un edificio o recinto durante la temporada de invierno, la temperatura del aire disminuye de manera considerable, esta disminución se debe a dos motivos, la transferencia de calor desde el aire caliente del interior del recinto hasta el aire frío del exterior a través de las paredes, ventanas, techos y puertas; y las fugas de aire frío a través de las pequeñas aberturas dados por la construcción del recinto, es decir, la infiltración.

La temperatura del aire del recinto depende de su entalpia, si este cambia también cambia su temperatura, es decir que el calor suministrado que generamos por el sistema de calefacción debe ser igual a las pérdidas de calor del aire en el recinto hacia el exterior <sup>40</sup>.

<sup>40</sup> Edward G. Pita, (2000), Acondicionamiento de aire Principios y Sistemas, Mexico: Editorial Continental.

### 2.12.1 Coeficiente global de transferencia de calor

Bajo los conceptos de resistencia térmica, resistencia térmica de la capa de aire superficial, conductancia y conductividad existe un coeficiente global de transferencia de calor ya calculado para muchas combinaciones diferentes de material de construcción, a la cual se le llama coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), cuyas unidades son BTU/hr-ft<sup>2</sup>-°F.

Entonces la ecuación de transferencia de calor sería: (Pita, 2000)

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

Donde:

$Q$ = Velocidad de transferencia de calor, BTU/hr

$U$ = Coeficiente global de transferencia de calor, BTU/hr-ft<sup>2</sup>-°F

$A$ = Área de la superficie a través de la cual pasa el calor, ft<sup>2</sup>

$\Delta T$ = Diferencia de temperatura, °F

### 2.12.2 Pérdidas de calor por infiltración y ventilación

Como las construcciones de edificios o cualquier recinto nunca son perfectas, es decir siempre quedan aberturas mínimas por donde el aire frío entra debido a la presión del viento, a esto se llama infiltración o ventilación.

Para calcular el efecto del aire de infiltración sobre la pérdida de calor sensible es mejor usar las unidades CFM (ft<sup>3</sup>/min) para el flujo de aire, por lo tanto se deduce a la siguiente ecuación: (Pita, 2000)

$$Q_{inf} = 1.1 \times CFM \times \Delta T$$

Donde:

$Q_{inf}$ = Calor sensible necesario para el aire de infiltración o ventilación, BTU/hr

$CFM$ = Velocidad de infiltración o ventilación del aire, ft<sup>3</sup>/min

$\Delta T$ = Cambio de temperatura entre el aire interior y exterior, °F

Para calcular el número de cambios de aire por hora CFM:

$$CFM = C.A. \times \frac{V}{60}$$

Donde:

*CFM*= Velocidad de infiltración de aire al recinto, CFM

*C.A.*= Número de cambios de aire por hora para el recinto

*V*= Volumen del recinto, ft<sup>3</sup>

**Figura 54: Cambio de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias, excluyendo el aire de ventilación**

Tipo de recinto	Vidrio sencillo sin cinta hermética	Guardaventana o con cinta hermética
Sin ventanas ni puertas exteriores	0.5	0.3
Puertas o ventanas exteriores de un lado	1	0.7
Puertas o ventanas exteriores en dos lados	1.5	1
Ventanas o puertas exteriores en tres lados	2	1.3
Vestibulos de entrada	2	1.3

**Fuente:** (Pita, 2000)

En general los cálculos de carga de calefacción y de enfriamiento se basan en las condiciones de diseño interiores y exteriores, es decir temperatura y humedad dentro del rango de las zonas de confort.

Se debe considera también las pérdidas de calor por ductos, tuberías y en recuperaciones por lo cual se suele sobredimensionar el equipo de calefacción o enfriamiento según corresponda<sup>41</sup>.

### 2.13 CARGA DE ENFRIAMIENTO

Con el mismo objetivo de alcanzar una temperatura de confort en el recinto, se calcula de igual manera para las necesidades de calefacción, incluyendo algunos factores demás.

En las condiciones de diseño se debe tomar en cuenta las cargas de alumbrado, la potencia de alumbrado, el factor de balastra que toma en cuenta las pérdidas de calor en la balastra de las unidades fluorescentes, un valor típico es 1.25 para alumbrado fluorescente y

<sup>41</sup> Edward G. Pita, (2000), Acondicionamiento de aire Principios y Sistemas, Mexico: Editorial Continental.

para incandescente es 1; otro factor es carga de enfriamiento para el alumbrado, este toma en cuenta el almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado, depende de cuánto tiempo este prendido el alumbrado, según ASHRAE Fundamentals Volume se debe considerar el valor 1.<sup>42</sup>

#### - Carga de personas

La ganancia de calor debida a personas se compone de dos partes, el calor sensible y el calor latente que viene de la transpiración.

$$Q_S = q_S \times n \times FCE$$

$$Q_L = q_L \times n$$

Donde:

$Q_S, Q_L$  = Ganancia de calor sensible y latente

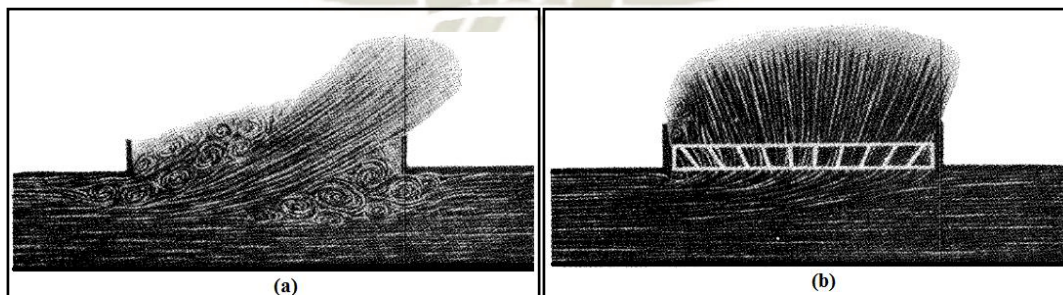
$q_S, q_L$  = Ganancia de calor sensible y latente por persona

$n$  = Número de personas

$FCE$  = Factor de carga de enfriamiento para las personas

#### - Accesorios y conexiones de ductos

Para controlar y mejorar la distribución de aire en el recinto se usa una rejilla igualadora, se conecta a la salida de aire a un ducto, el aire puede salir en forma dispereja ocasionando mala distribución en el recinto, pero usando una rejilla igualadora se corrige el problema.



**Figura 55: Empleo de rejilla igualadora en el cuello del ducto. (a) Mala distribución del aire en el cuello. (b) La rejilla igualadora empareja el flujo.**

**Fuente:** (Pita, 2000)

<sup>42</sup> Edward G. Pita, (2000), Acondicionamiento de aire Principios y Sistemas, Mexico: Editorial Continental.

## CAPÍTULO III

### DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO

#### 3.1 ALTERNATIVAS DE SELECCIÓN DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO

Entre los diferentes modelos de módulos de aire acondicionado se tienen los siguientes:

- GUNT, de procedencia Alemana.
- TECQUIPMENT, de procedencia Británica.
- SSEUMACHINE, de procedencia Jinan – China.

Para obtener la mejor opción se realiza una comparación de los tres modelos mediante un criterio de ponderación considerando la puesta en marcha en el laboratorio de la universidad.

Alternativa 1:



**Figura 56: Módulo de aire acondicionado modelo ET 605 G.U.N.T.**

**Fuente:** (Gunt Hamburg, 2018)

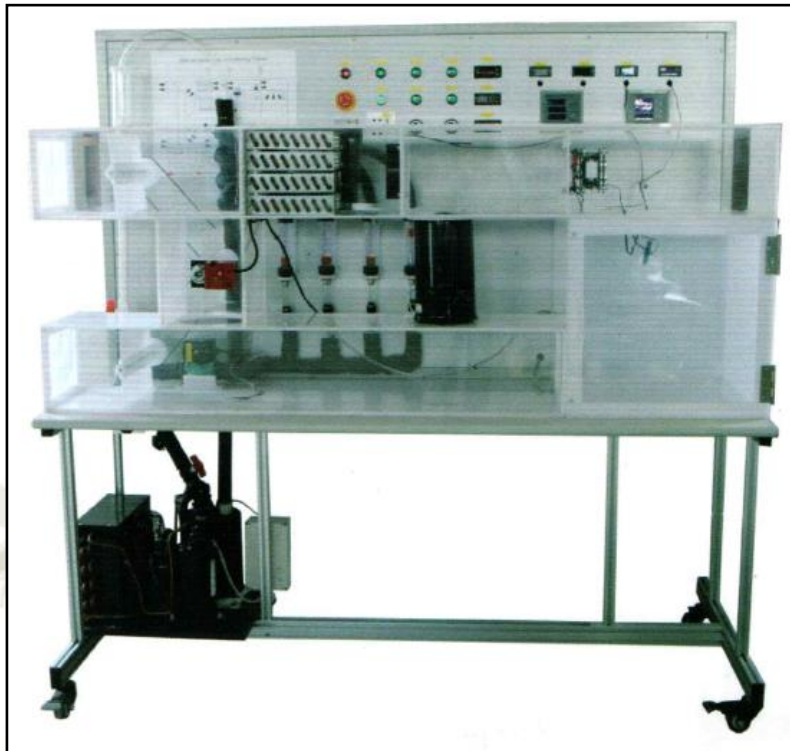
Alternativa 2:



**Figura 57: Módulo de aire acondicionado modelo EC1501 TecQuipment.**

**Fuente:** (Academia Tecquipment, 2018)

Alternativa 3:



**Figura 58: Módulo de aire acondicionado propuesto.**

**Fuente:** (Vocational Training Equipment, 2018)

Tomando como criterio de ponderación a los siguientes valores de puntuación, resaltando

Excelente: 80 - 100

Regular: 30 – 40

Bueno: 50 – 70

Malo: 0 – 20

**Tabla 2: Cuadro comparativo de módulos de AA**

CUADRO COMPARATIVO					
FACTORES A CONSIDERAR			ELEMENTOS DE EVALUACIÓN		
			GUNT	TECQUIPMENT	SSEDUMACHINE
1	Costo del módulo de A.A.	30	15	20	30
2	Funcionamiento	18	14	13	16
3	Operación	16	13	14	15
4	Mantenimiento	11	11	9	11
5	Calidad	25	25	23	22
<b>TOTAL</b>		<b>100</b>	<b>78</b>	<b>79</b>	<b>94</b>

**Fuente:** Elaboración propia

Conforme al cuadro comparativo la mejor opción es el módulo de aire acondicionado propuesto. Este módulo cuenta con un microcontrolador “Arduino” donde registra los datos en tiempo real de los sensores instalados en el módulo.

### 3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA EL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO

#### 3.2.1 Determinación de la carga térmica del caso de estudio

A continuación, se desarrollará el cálculo detallado para una cámara de simulación instalada en el módulo de aire acondicionado, utilizando relaciones termodinámicas y expresiones recomendadas por la ASHRAE los cuales serán citados a modo de referencia y tablas de los fabricantes de los equipos.

El ambiente a ser evaluado es una cámara de simulación instalada en el módulo con la siguiente configuración esquemática.

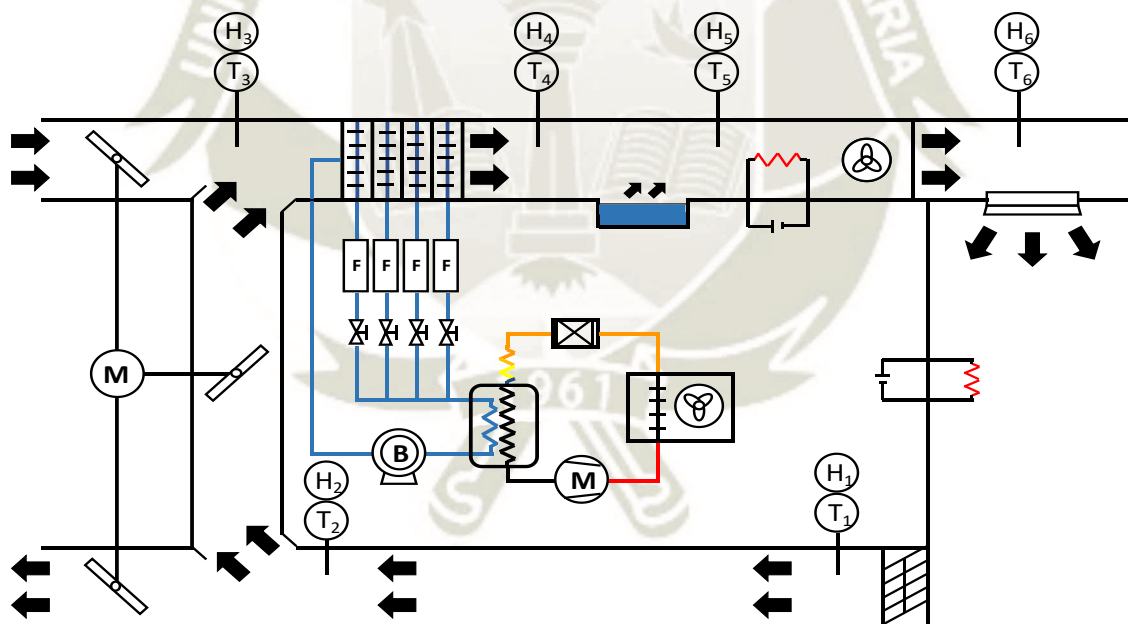


Figura 59: Esquema del diagrama del módulo de aire acondicionado.

Fuente: Elaboración propia

**Tabla 3: Dimensiones de la cámara de simulación**

DIMENSIONES	MILIMETROS	METROS	PIES	PULGADAS
<b>LARGO</b>	385	0.385	1.263	15.16
<b>ANCHO</b>	400	0.400	1.312	15.75
<b>ALTO</b>	465	0.465	1.526	18.31

**Fuente:** Elaboración propia

- **Determinación de la carga de calefacción**

Método del cambio de aire para calcular la tasa de infiltración

$$T_{amb} = 20\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow 68^{\circ}\text{F}$$

$$T_{int} = 26\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow 78^{\circ}\text{F}$$

Tenemos un cambio de aire de 1.5 de la siguiente Figura 61:

Tipo de recinto	Vidrio sencillo sin cinta hermética	Guardaventana o con cinta hermética
Sin ventanas ni puertas exteriores	0.5	0.3
Puertas o ventanas exteriores de un lado	1	0.7
<b>Puertas o ventanas exteriores en dos lados</b>	<b>1.5</b>	1
Ventanas o puertas exteriores en tres lados	2	1.3
Vestíbulos de entrada	2	1.3

**Figura 60: Cambio de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias, excluyendo el aire de ventilación.**

**Fuente:** (Pita, 2000)

$$V = \text{volumen del recinto, pie}^3$$

$$V = L \times a \times h$$

$$V = 1.263 \times 1.312 \times 1.526$$

$$V = 2.53 \text{ pie}^3$$

A continuación, calculamos el flujo CFM.

$$CFM = C.A. \times \frac{V}{60}$$

$$CFM = 1.5 \times \frac{2.53}{60}$$

$$CFM = 0.0633 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

Reemplazando se obtiene:

$$Q_{inf} = 1.1 \times CFM \times \Delta T$$

$$Q_{inf} = 1.1 \times 0.0633 \times 10$$

$$Q_{inf} = 0.6963 \text{ BTU/hr}$$

- **Ganancia de calor por conducción**

Coefficiente de transferencia de calor total, U

$$U_{madera} = 0.22 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}}$$

$$U_{plastico} = 1.06 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}}$$

**Fuente:** (Pita, 2000)

Área total de la cámara de simulación

$$A_T = 2(l \times a + a \times h + l \times h)$$

$$A_T = 2(1.263 \times 1.312 + 1.312 \times 1.526 + 1.263 \times 1.526)$$

$$A_T = 11.17 \text{ pie}^2$$

Plástico de puerta = 36 cm x 44 cm = 1584 cm<sup>2</sup>

$$A_P = 1584 \text{ cm}^2 \left( \frac{1}{100 \text{ cm}} \right)^2 \left( \frac{1 \text{ pie}}{0.3048 \text{ m}} \right)^2$$

$$A_P = 1.705 \text{ pie}^2$$

∴

$$A_{paredes} = A_T - A_P$$

$$A_{paredes} = 11.17 - 1.705$$

$$A_{paredes} = 9.465 \text{ pie}^2$$

$$Q_{paredes} = U \times A \times \Delta T$$

$$Q_{paredes} = 0.22 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}} \times 9.465 \text{ pie}^2 \times 10^\circ\text{F}$$

$$Q_{paredes} = 20.82 \frac{BTU}{hr}$$

$$Q_{plastico} = U \times A \times \Delta T$$

$$Q_{plastico} = 1.06 \frac{BTU}{hr \times pie^2 \times ^\circ F} \times 1.705 pie^2 \times 10^\circ F$$

$$Q_{plastico} = 18.07 \frac{BTU}{hr}$$

∴

$$Q_{calefacción} = Q_{paredes} + Q_{plastico} + Q_{infiltración}$$

$$Q_{calefacción} = 20.82 + 18.07 + 0.6963$$

$$Q_{calefacción} = 39.58 \frac{BTU}{hr}$$

- **Determinación de carga de enfriamiento**

Método del cambio de aire para calcular la tasa de infiltración

$$T_{amb} = 20^\circ C \rightarrow 68^\circ F$$

$$T_{int} = 14^\circ C \rightarrow 57^\circ F$$

Tenemos un cambio de aire de 1.5 de la siguiente Figura 62:

Tipo de recinto	Vidrio sencillo sin cinta hermética	Guardaventana o con cinta hermética
Sin ventanas ni puertas exteriores	0.5	0.3
Puertas o ventanas exteriores de un lado	1	0.7
Puertas o ventanas exteriores en dos lados	1.5	1
Ventanas o puertas exteriores en tres lados	2	1.3
Vestibulos de entrada	2	1.3

**Figura 61: Cambio de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias, excluyendo el aire de ventilación.**

**Fuente:** (Pita, 2000)

$$V = \text{volumen del recinto, } pie^3$$

$$V = L \times a \times h$$

$$V = 1.263 \times 1.312 \times 1.526$$

$$V = 2.53 pie^3$$

A continuación, calculamos el flujo CFM.

$$CFM = C.A. \times \frac{V}{60}$$

$$CFM = 1.5 \times \frac{2.53}{60}$$

$$CFM = 0.0633 \frac{pie^3}{min}$$

Reemplazando se obtiene:

$$Q_{inf} = 1.1 \times CFM \times \Delta T$$

$$Q_{inf} = 1.1 \times 0.0633 \times 11$$

$$Q_{inf} = 0.7659 \text{ BTU/hr}$$

- **Ganancia de calor por conducción**

Coefficiente de transferencia de calor total, U

$$U_{madera} = 0.22 \frac{BTU}{hr \times pie^2 \times ^\circ F}$$

$$U_{plastico} = 1.06 \frac{BTU}{hr \times pie^2 \times ^\circ F}$$

**Fuente:** (Pita, 2000)

Área total de la cámara de simulación

$$A_T = 2(l \times a + a \times h + l \times h)$$

$$A_T = 2(1.263 \times 1.312 + 1.312 \times 1.526 + 1.263 \times 1.526)$$

$$A_T = 11.17 \text{ pie}^2$$

Plástico de puerta = 36 cm x 44 cm = 1584 cm<sup>2</sup>

$$A_P = 1584 \text{ cm}^2 \left( \frac{1}{100 \text{ cm}} \right)^2 \left( \frac{1 \text{ pie}}{0.3048 \text{ m}} \right)^2$$

$$A_P = 1.705 \text{ pie}^2$$

∴

$$A_{paredes} = A_T - A_P$$

$$A_{paredes} = 11.17 - 1.705$$

$$A_{paredes} = 9.465 \text{ pie}^2$$

$$Q_{paredes} = U \times A \times \Delta T$$

$$Q_{paredes} = 0.22 \frac{BTU}{hr \times pie^2 \times ^\circ F} \times 9.465 pie^2 \times 11^\circ F$$

$$Q_{paredes} = 22.90 \frac{BTU}{hr}$$

$$Q_{plastico} = U \times A \times \Delta T$$

$$Q_{plastico} = 1.06 \frac{BTU}{hr \times pie^2 \times ^\circ F} \times 1.705 pie^2 \times 11^\circ F$$

$$Q_{plastico} = 19.88 \frac{BTU}{hr}$$

- **Ganancia de calor simulada en la cámara de simulación**

El módulo de aire acondicionado está equipado con una resistencia calefactora cuya potencia nominal es 500 W para simular una carga dentro de la cámara.

$$Q_{resistencia} = 1705 \frac{BTU}{hr}$$

∴

$$Q_{requerido} = Q_{paredes} + Q_{plastico} + Q_{resistencia} + Q_{infiltración}$$

$$Q_{requerido} = 22.90 + 19.88 + 1705 + 0.7659$$

$$Q_{requerido} = 1748.5 \frac{BTU}{hr}$$

### 3.3 SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO

El módulo de aire acondicionado está compuesto por diferentes componentes lo cual se detalla la selección de cada uno de ellos.

#### 3.3.1 Equipo de refrigeración Chiller

El módulo está equipado con una unidad enfriadora de agua usando un compresor rotativo, el cual comprime el refrigerante para poder extraer el calor del agua en el intercambiador de calor instalado.

Consta de:

- Compresor de tipo rotativo LG - QA050CBDA
- Datos de entrada del compresor: 220 V, 60 Hz
- Potencia de compresor: 1 HP
- Capacidad: 1350 W
- Agente refrigerante: R134a



**Figura 62: Compresor del equipo de refrigeración Chiller.**

**Fuente:** Elaboración propia

- **Condensador**

Para poder disipar el calor absorbido en el evaporador del intercambiador de calor y de la energía del compresor se acondicionó el condensador con once pasos tubería de 3/8 de pulgada a lo largo de su dimensión.

Utiliza R134a a una presión de 0.2 Mpa en la succión o presión de baja y de 0.9 Mpa en la descarga. Usualmente son de voltaje monofásico a 220 V y una frecuencia de 60 Hz.

En la siguiente Figura 63 se observa la instalación del condensador en el módulo de aire acondicionado.

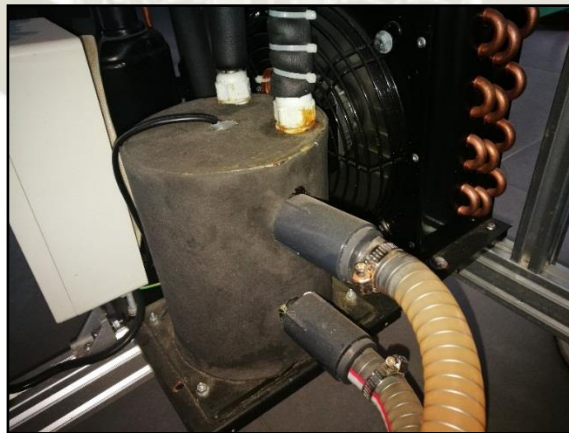


**Figura 63: Condensador del equipo de refrigeración Chiller.**

**Fuente:** Elaboración propia

- **Evaporador o intercambiador de calor de inmersión**

Consta de una carcasa soldada a tuberías plásticas de PVC, tiene una alta resistencia a las fugas, la estructura interna consta de un tubo de titanio altamente resistente a la corrosión por el cual va el refrigerante. Equipado con paquete esponja gris de aislamiento de espesor 1 mm.



**Figura 64: Intercambiador de calor de inmersión.**

**Fuente:** Elaboración propia

- **Strainer o filtro colador**

Para el sistema de enfriamiento utilizado se debe seleccionar un filtro colador teniendo las siguientes consideraciones:

- Diámetro de entrada y salida: 3.2 mm
- Longitud total: 86 mm

**Tabla 4: Selección de filtro colador.**

Model	D (mm)	D1 (mm)	D2 (mm)	L1 (mm)	L (mm)
DK001	6.35	3.2	3.2	5	86
DK002	16	9.7	9.7	10	70
DK003	19.05	8.2	8.2	8	55
DK004	19.8	8.3	8.3	10	90
DK005	25	6.5	6.5	12	100
DK006	25.4	6.5	6.5	10	93
DK007	28	8.2	8.2	7	114
DK008	28.6	9.7	9.7	10	90
DK009	31.8	9.7	9.7	10	100
DK010	32	9.7	9.7	10	80
DK011	35	12.8	12.8	10	180
DK012	50	12.9	12.9	10	120
DK013	50.8	9.65	9.65	10	210

**Fuente:** (Main Products, 2018)



**Figura 65: Filtro colador modelo DK001.**

**Fuente:** Elaboración Propia

- **Bomba de agua helada**

Electro bomba de uso doméstico cuya función es transportar el agua helada del intercambiador de calor hacia los evaporadores instalados en el ducto superior del módulo de aire acondicionado.

- Cálculo para la selección de la electrobomba

$$P_B = \frac{Q_B H_B}{76 \eta_B}$$

Donde:

$P_B$  = Potencia de la bomba, HP

$Q_B$  = Caudal de la bomba, l/seg

$H_B$  = Altura de la bomba, m

$\eta_B$  = Eficiencia de la bomba

Considerando una eficiencia de 0.50, altura de 20 metros y caudal de 18 l/min

$$P_B = 0.158 \text{ HP}$$

Para evitar las pérdidas en accesorios y tuberías se elige una bomba de 0.2 HP, esta se puede regular por la válvula de desfogue dirigida al tanque de agua.



**Figura 66: Bomba de agua RM 150 W, 3/4" x 3/4"**

**Fuente:** (Shen bei Pumps, 2018)

- **Caudalímetros de agua**

Para visualizar el caudal que pasa por cada evaporador del sistema de enfriamiento se debe seleccionar un instrumento para medir el caudal volumétrico del agua teniendo las siguientes consideraciones:

- Rango de caudal de trabajo: 0 a 250 LPH
- Diámetro de entrada y salida: 20 mm



**Figura 67: Caudalímetro de agua de 25 – 250 L/h**

**Fuente:** (Douling Water Treatment Factory, 2018)

Long Tube Type (Without Guide Rod)				
Model	Measure Range	Length (mm)	Connection Type	
			Socket-end Connection Size (mm)	BSP Thread Connection Size
LZB-15S	2-20 L/h 3-30 L/h 4-40 L/h 5-50 L/h 6-60 L/h 10-100 L/h 16-160 L/h	280	Φ20	G½"
	25-250 L/h			
LZB-25S	40-400 L/h 50-500 L/h 60-600 L/h 100-1000 L/h	380	Φ32	G¾"
	100-1000 L/h 160-1600 L/h 250-2500 L/h 300-3000 L/h			
LZB-40S (with guide rod)	0.4-4 m³/h 0.6-6 m³/h 1-10 m³/h	420	Φ50	G1¼"
LZB-50S	0.4-4 m³/h 0.6-6 m³/h 1-10 m³/h	435	Φ63	G1½"
	1.6-16 m³/h (with guide rod)			

Accuracy: ±4%

Pressure: ≤1Mpa

Temperature :0~60 °C

**Figura 68: Selección de caudalímetro**

**Fuente:** (Douling Water Treatment Factory, 2018)

Se opta por cuatro caudalímetros de rango 25 – 250 L/h, sin varilla de guía, de material acrílico transparente.

- **Evaporador de agua helada**

Se instaló cuatro evaporadores donde circula agua helada proveniente del intercambiador de calor para el enfriamiento del aire en la cámara de simulación, acondicionado al ducto superior de 19 cm de largo, 19.5 cm de ancho y 20 cm de alto; cada evaporador tiene 8 pasos de tubería de un diámetro de 3/8”.



**Figura 69: Evaporador de agua helada de 19cm x 19.5cm x 20cm.**

**Fuente:** Elaboración propia

- **Válvulas manuales tipo bola**

Se selecciona una válvula manual de tipo bola comumente usada en equipos de tratamiento de agua; hecho de un material PVC moldeado por inyección, cuenta con una buena capacidad anticorrosiva y puede cumplir con la presión de trabajo de 1.5 MPa. Se toma las siguientes consideraciones:

- Diametro de conexión: 1/2”

TRUE UNION MANUAL VALVE							
SN	Nominal diameter	d (∅)	D (mm)	A (mm)	L (mm)	W (mm)	H (mm)
1	DN15	∅20	53	85	102	20	48
2	DN20	∅25	60	90	116	26	53
3	DN25	∅32	71	105	128	28	65
4	DN32	∅40	83	116	146	31.5	75
5	DN40	∅50	95	128	162	34.5	87
6	DN50	∅63	116	140	177	38.5	99
7	DN65	∅75	145	209	229	40	128
8	DN80	∅90	164	204.5	292	64	140
9	DN100	∅110	188	209	310	69	160

**Figura 70: Selección de válvula**

**Fuente:** (Aqua-tech, 2018)



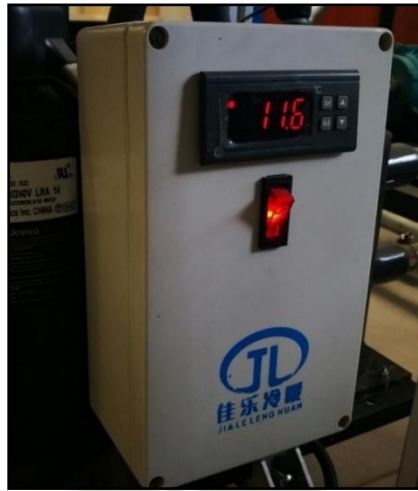
**Figura 71: Selección de válvulas DN15 de ½"**

**Fuente:** (Aqua-tech, 2018)

Se selecciona cuatro válvulas manuales de tipo globo de ½" para las tuberías de agua helada.

- **Termostato del intercambiador de calor digital**

Instalado para calibrar la temperatura del evaporador y controlar el compresor del sistema de enfriamiento. Cuenta con una pantalla Led, controles para establecer una temperatura o ajustar a temperatura requerida, su precisión varía en  $\pm 1$  °C, el retardo de lectura del sensor de temperatura es de 1 minuto

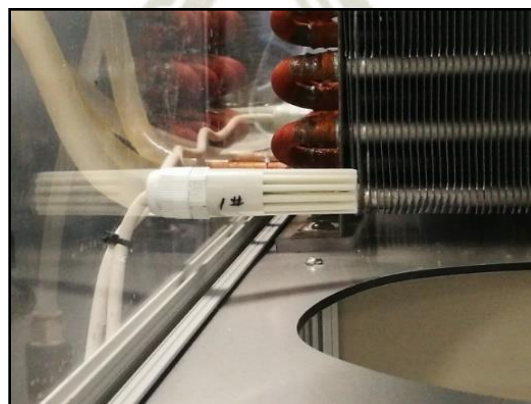


**Figura 72: Termostato digital del intercambiador de calor y accionador del compresor del sistema de enfriamiento.**

**Fuente:** (Temperature Controller, 2018)

### 3.3.2 Medidores de temperatura de bulbo seco y humedad relativa y conjunto de displays

Instalados en puntos estratégicos en el módulo de aire acondicionado, miden la temperatura de ese punto y la humedad relativa a la que se encuentra, cuenta con una excelente precisión en la medición de la temperatura y con un error de 5% en la medición de humedad.

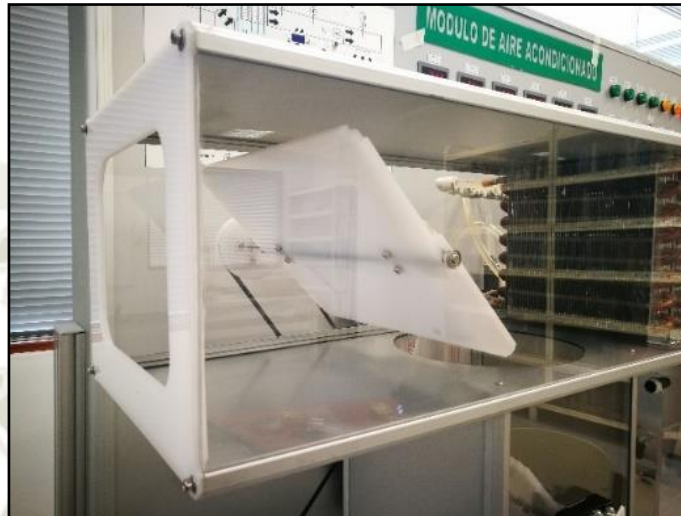


**Figura 73: Medidores digitales de temperatura y humedad.**

**Fuente:** (Shenzhen Feng Chipsource Electronic, 2018)

### 3.3.3 Compuerta de ducto

Son de un material acrílico transparente para poder visualizar lo componentes que lleva un sistema de aire acondicionado real.



**Figura 74: Ducto de ventilación del módulo de aire acondicionado.**

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.3.4 Tablero multifuncional digital

El siguiente tablero multifuncional digital puede medir el flujo de corriente, voltaje, potencia, factor de potencia, energía eléctrica y otros parámetros eléctricos del sistema o componente que se encuentre en funcionamiento.



**Figura 75: Tablero multifuncional digital.**

**Fuente:** (Acrel Electric, 2018)

### 3.3.5 Resistencias de calentamiento de aire

También conocidas como resistencias blindadas aleteadas comúnmente usadas para procesos industriales de aire. Su diseño permite que pueda ser instalado directamente dentro de canales de ventilación para el calentamiento directo del aire circulante en convección forzada y natural.

La superficie aleteada favorece el intercambio térmico con el aire, alcanzado temperaturas de hasta 200°C.

Este producto está sometido a muchos controles dimensionales y a pruebas eléctricas conforme a la norma ISO 9001:2008, entre las mencionadas pruebas esta la prueba de resistencia, de aislamiento, de rigidez, la prueba dieléctrica, del valor óhmico y la corriente de fuga. (SRL, 2019)

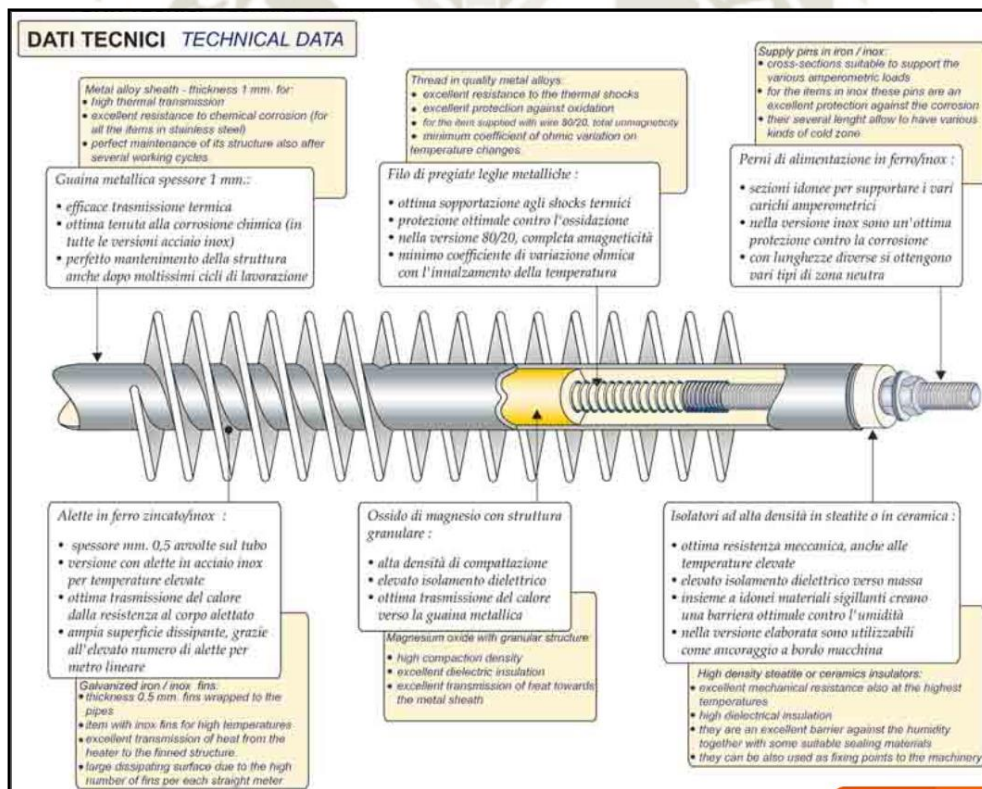


Figura 76: Datos técnicos de la resistencia eléctrica.

Fuente: (Resistencias Electricas, 2018)

Datos técnicos principales:

- Material vaina: Acero al carbono / Acero Inoxidable

- Material aleta: Acero al carbono / Acero Inoxidable
- Diámetros vainas: 8,2 – 10,3 – 15,4mm
- Diámetro zona aleteada (banda aleteada circular) = 28,2 – 30,3 – 35,4 mm
- Terminal: De tornillo
- Distancia entre vástagos: Mín. 25 mm (resistencias en U)
- Tensión de alimentación: A partir de 110V
- Potencia: Variable en función de la densidad superficial(W/cm<sup>2</sup>)

Para la selección de la resistencia se tomó en consideración lo siguiente:

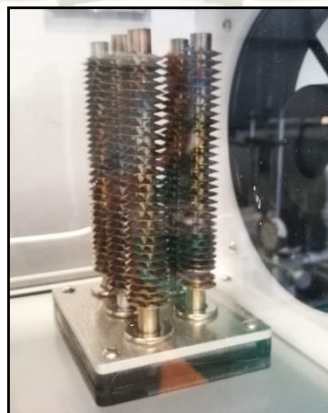
- Longitud activa de total: 840 mm

**CALEFACTORES ALETADOS HELICOIDALES EN RECTO, MODELOS AHR**

Código	Dimensiones en mm		Wattios	W/cm <sup>2</sup>	Clase térmica constructiva Electricfor	Peso En Kg
	Longitud L	Zona activa A				
AHR1000	470	410	1000	8,1	T-700-T	0,28
AHR2000	900	840	2000	7,7	T-700-T	0,53
AHR3000	1320	1260	3000	7,7	T-700-T	0,78
AHR4000	1750	1690	4000	7,6	T-700-T	1,03
AHR5000	2180	2120	5000	7,6	T-700-T	1,29
AHR6000	2600	2540	6000	7,6	T-700-T	1,54

**Figura 77: Selección de resistencia eléctrica.**

**Fuente:** (Termic Broto, 2019)



**Figura 78: Resistencias de calefacción instaladas en el ducto del módulo de aire acondicionado**

**Fuente:** Elaboración propia

Se instaló cinco resistencias tubulares aleteadas para mejorar el intercambio térmico al aire que circula por los ductos del módulo de aire acondicionado.

### 3.3.6 Ventilador

El ventilador funciona con un voltaje de 220 V, una frecuencia de 60 Hz y una potencia de 65 Watts seleccionado por las dimensiones que coinciden con el ducto de ventilación del módulo de aire acondicionado de 20 cm largo por 20 cm de altura, con flujo de 12 m<sup>3</sup>/min, el ventilador gira a 2600 rev/min, equipado con un rodamiento de tipo bola de larga vida útil y bajo ruido.

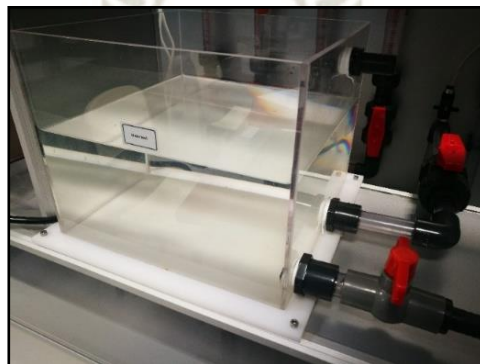


**Figura 79: Ventilador de aire**

**Fuente:** (Corp., 2019)

### 3.3.7 Tanque de agua

Se acondiciona un tanque de agua para el agua, cuenta con su sistema de desfogue y cambio de flujo, tiene las siguientes dimensiones 25cm x 25cm x 20 cm, el acrílico tiene un espesor de 5 mm.



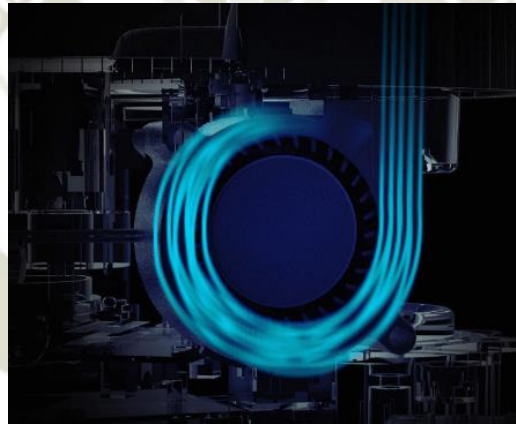
**Figura 80: Tanque de agua**

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.3.8 Humidificador

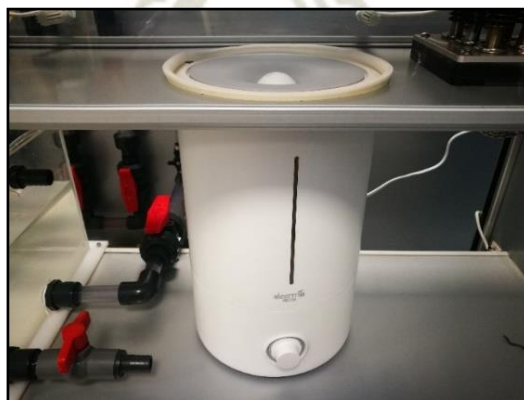
Este humidificador es un aparato eléctrico que puede aumentar la humedad del aire; con un diseño simple y sencillo, de diámetro de 20 cm, de 5 litros de capacidad y con triple protección para evitar la contaminación del agua almacenada gracias al filtro de carbón activado que atrapa y elimina las impurezas y polvo presente en el exterior.

Solo necesita de agua, agregado por la parte de abajo del tanque y empieza a humidificar el aire del recinto, mediante turboventilador que hay dentro del aparato, que forma un conducto de aire circulante en su interior y suministra aire rápidamente. Se forma un anillo de neblina, que consiste en una corriente de aire circular similar a la de los huracanes, tiene 4 cm de ancho forma el haz de neblina de agua que es expulsada por la parte de arriba.



**Figura 81: Turboventilador instalado dentro del humidificador.**

**Fuente:** (Xiaomi Deerma, 2018)



**Figura 82: Humidificador de 5L**

**Fuente:** (Xiaomi Deerma, 2018)

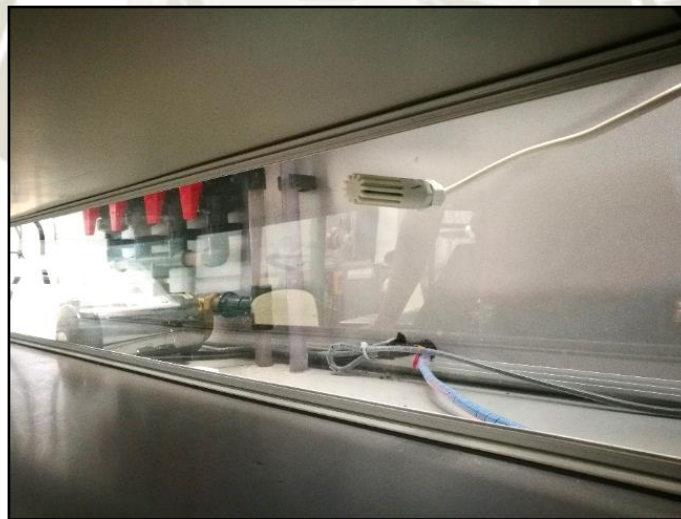
### 3.3.9 Servomotor de compuertas de ducto



**Figura 83: Servomotor de compuertas de ducto**

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.3.10 Ducto de ventilación



**Figura 84: Ducto de ventilación**

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.3.11 Interruptor de alta presión y baja presión

Se utilizan para proteger el compresor, se instalaron dos interruptores de presión uno para la tubería de succión o baja presión y otro para la tubería de descarga o alta presión.



**Figura 85: Interruptores de alta y baja presión.**

**Fuente:** (Pressure Regulator, 2018)

El interruptor de alta presión se estableció a una presión de corte de 10 bares como máximo y en el interruptor de baja presión se estableció a una presión de corte de 0 Kpa.

### 3.3.12 Tablero de control

Tablero donde se encuentra los botones, perillas accionadores, luces led indicativas del funcionamiento de cada componente del módulo de aire acondicionado, interruptor termomagnético y botón de parada de emergencia.



**Figura 86: Tablero de control del módulo de aire acondicionado.**

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.3.13 Puerto USB de datos

El módulo de aire acondicionado cuenta con un puerto USB para conectar a una PC, transfiere los datos leídos en los sensores a la pantalla de la computadora en tiempo real. Se debe tener instalado el software antes de conectarlo.



**Figura 87: Puerto USB del módulo de aire acondicionado.**

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.3.14 Cámara de simulación

Cámara de simulación del módulo de aire acondicionado con difusor de aire en la parte superior y extracción en la parte lateral inferior, tiene las siguientes dimensiones: 38.5 cm x 40 cm x 46.5 cm de largo, ancho y altura respectivamente.



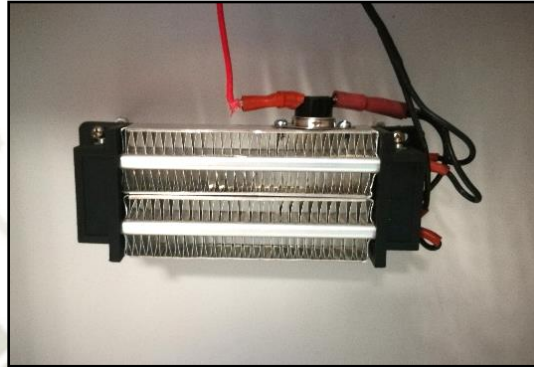
**Figura 88: Cámara de simulación.**

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.3.15 Resistencia de calor sensible en la cámara de simulación

Los calefactores PTC usados comúnmente para el calentamiento de aire impulsado, están basados en varios PTC colocadas en serie dentro de marcos paralelos. Entre las filas de

PTC hay una estructura de alas de aluminio que favorece una distribución térmica homogénea por todo el flujo de aire que atraviesa, mientras está en funcionamiento no hay un enrojecimiento o llama lo cual puede ser instalado en recintos cerrados. Recibe una tensión de 220 V, su potencia nominal es 500 W, puede calentar hasta 100°C<sup>43</sup>.



**Figura 89: Calentador tipo resistencia PTC.**

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.3.16 Manómetro de alta y baja del refrigerante

Para la medición de altura del refrigerante en el sistema de enfriamiento, se instala dos manómetros de alta y baja presión en las líneas correspondientes para la visualización de la presión de trabajo en las diferentes configuraciones que se puede realizar en el módulo de aire acondicionado.



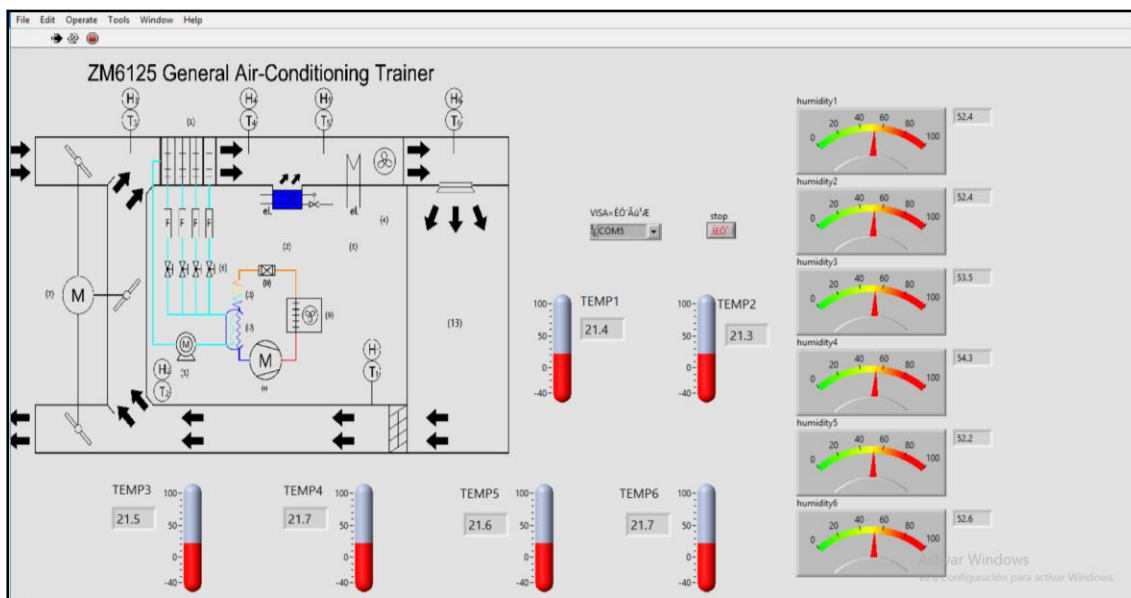
**Figura 90: Manómetros de alta y baja del sistema de enfriamiento.**

**Fuente:** Elaboración propia

<sup>43</sup> Alibaba. (s.f.), <https://yibai001.en.alibaba.com/>

### 3.3.17 Software de medición de datos del módulo de aire acondicionado

El módulo de aire acondicionado está equipado con un software para la medición de los datos de temperatura y humedad, sensores ubicados en diferentes puntos estratégicos, haciendo más fácil la toma de datos por el alumno.



**Figura 91: Software del módulo de aire acondicionado.**

**Fuente:** Módulo de aire acondicionado

**Tabla 5: Características técnicas del módulo de aire acondicionado**

Ítem	Detalle
Tipo de sistema de enfriamiento	Chiller
Potencia nominal del compresor	1 HP
Potencia nominal de la bomba de agua	150 Watts
Temperatura mínima de enfriamiento del intercambiador de calor	5 °C
Temperatura mínima de enfriamiento del evaporador	14.5 °C
Temperatura de calentamiento máxima de la resistencia calefactora	40 °C
Caudal máximo de operación de la bomba	12 litros/min
Potencia nominal del ventilador axial	65 Watts
Flujo de aire del ventilador axial	12 m <sup>3</sup> /min
Velocidad máxima del ventilador axial	2600 rpm
Potencia nominal del humidificador	40 Watts
Humedad relativa máxima	98.60%
Potencia nominal de la resistencia PTC	500 Watts
Potencia nominal de la resistencia calefactora aletada	2000 Watts

**Fuente:** Elaboración propia

## CAPÍTULO IV

### PRUEBAS Y RESULTADOS DEL MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO

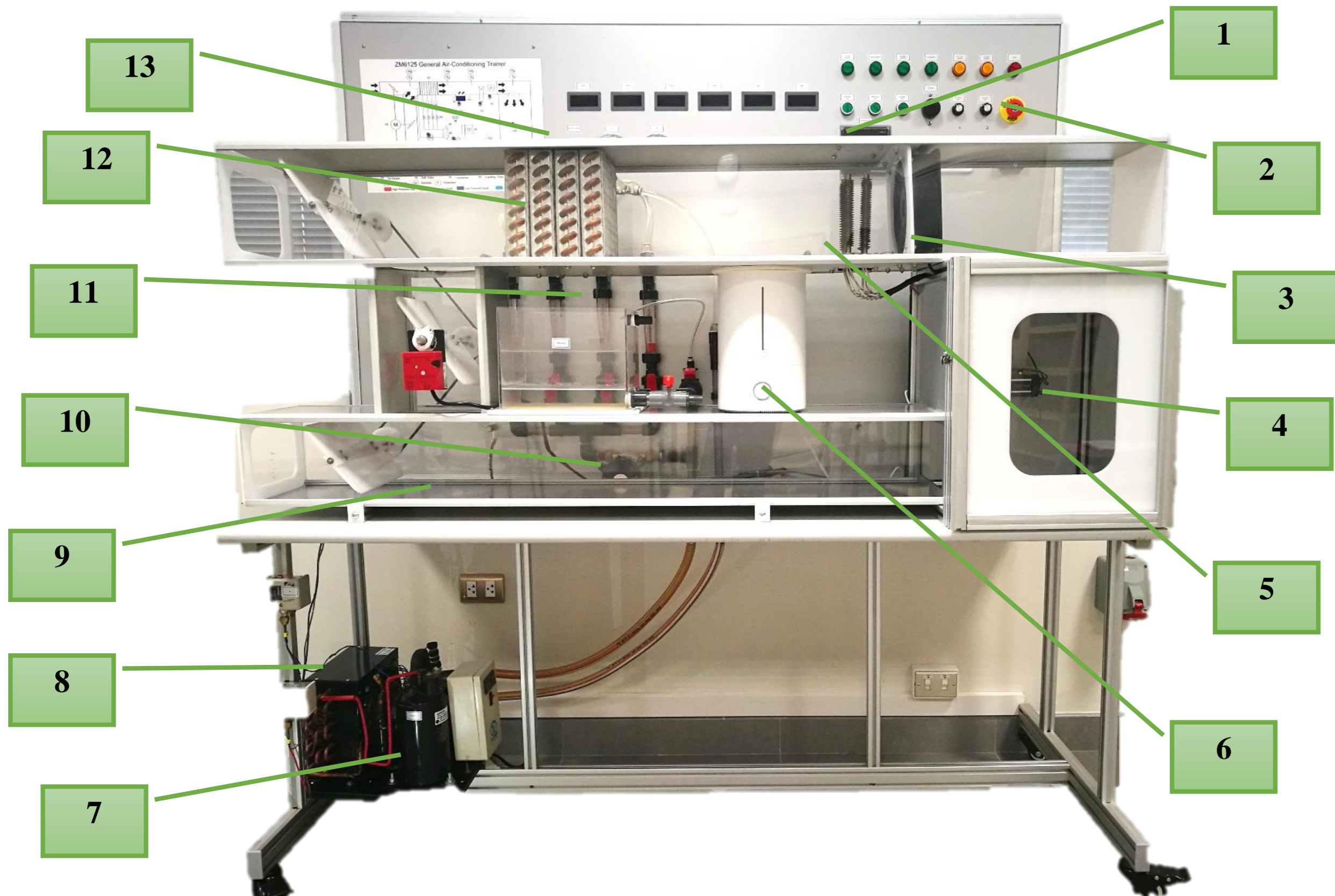
#### 4.1 TIPOS DE PRUEBAS A REALIZAR

Las siguientes pruebas del módulo didáctico de aire acondicionado fueron realizadas en el mes de Marzo del 2019; dado que el módulo computarizado de aire acondicionado se encuentra totalmente disponible e instalado en el laboratorio de Termofluidos de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica.

Trabaja con una potencia de entrada de alimentación general de 220 Voltios  $\pm$  10 %.

El equipo de entrenamiento cuenta con una estructura de marco de aluminio, lo cual lo hace más fácil y ligero también garantizando la resistencia del equipo; el módulo está equipado con cuatro ruedas universales en su parte inferior para mejorar su movilidad en el laboratorio.

El módulo didáctico de aire acondicionado está equipado con un buen sistema de protección de seguridad, está equipado con un interruptor de protección de alta y baja presión en el ciclo de refrigeración, cuando la presión del sistema es anormal, el compresor puede dejar de funcionar inmediatamente para proteger el compresor y el sistema. Está equipado con un disyuntor de fuga puesta a tierra, una parada de emergencia y una protección de tierra confiable en el circuito eléctrico para garantizar la seguridad del módulo y las personas que lo operen.



**Figura 92: Componentes del módulo computarizado de aire acondicionado.**

Fuente: Elaboración propia

**Tabla 6: Componentes del módulo de aire acondicionado**

ITEM	DESCRIPCIÓN
1	Tablero multifuncional digital
2	Tablero de control
3	Ventilador
4	Cámara de simulación
5	Resistencias calefactoras de aire
6	Humidificador
7	Compresor
8	Condensador
9	Ducto de ventilación
10	Bomba de agua
11	Rotámetros
12	Evaporador
13	Sistema de medidores de temperatura de bulbo seco y humedad relativa

**Fuente:** Elaboración propia

Una vez conectado el equipo a una fuente de poder de 220 Voltios monofásico, a una frecuencia de 60 Hz, se procede a accionar el interruptor termomagnético de inmediato se encenderá el indicador luminoso rojo.

Por lo tanto, se activa los displays que se encargan de medir la temperatura de bulbo seco y humedad relativa de los sensores ubicados en el módulo y el tablero multifuncional digital.

- Se observa la temperatura de bulbo seco y humedad relativa en la cual se encuentra el laboratorio donde está el módulo de aire acondicionado.
- Se tomará lectura de los datos del tablero multifuncional donde se registra el voltaje, intensidad de corriente, frecuencia, potencia activa, potencia reactiva y el coseno de phi ( $\cos\phi$ ).
- Se conocerá la potencia del sistema total y de cada sistema del módulo identificando cual es el de mayor consumo de corriente.
- Se analizará sistema por sistema tomando el tiempo que demora en alcanzar alguna temperatura o humedad requerida.
- Se realizará diferentes configuraciones en el módulo con respecto al flujo de ventilación o el flujo en el evaporador activando y desactivando sistemas dentro del módulo.

- Al usar el sistema de calentamiento mediante resistencias tomar en cuenta las marcas de máximo indicadas en el módulo.
- La ventaja que presenta el módulo es la visualización de los datos de temperatura y humedad medidos en tiempo real y proyectado a un software en un ordenador, conectado el cable USB en el puerto USB indicado en el módulo con un ordenador.

### **CARACTERÍSTICAS DE LAS PRUEBAS A REALIZAR**

- Conforme se realizaron las diferentes pruebas se verificó el correcto funcionamiento del módulo, tanto del sistema eléctrico, sistema de refrigeración, sistema de calentamiento por resistencias, sistema de bombeo de agua helada.
- El fluido refrigerante utilizado en el módulo es el R134a y el voltaje requerido es 220 V monofásico.
- Las pruebas efectuadas fueron realizadas activando y desactivando la carga térmica sensible que se encuentra en la cámara de simulación.
- El módulo está equipado con manómetros de alta y baja para el refrigerante del equipo de refrigeración ubicados en la parte superior del módulo.
- Para las pruebas a realizar el laboratorio debe mantenerse ventilado, no debe operarse en un ambiente cerrado.
- Está prohibido arrancar el módulo con frecuencia. El intervalo mínimo debe ser de 3 minutos por cada vez que se inicie el módulo para una prueba.
- Al realizar las pruebas no operar el módulo con las manos mojadas, riesgo de posible descarga eléctrica.
- Al terminar de realizar las diferentes pruebas deberá de cortarse la fuente de poder del módulo.

## 4.2 ANÁLISIS TÉCNICO OPERATIVO DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO

### 4.2.1 Análisis técnico operativo del sistema eléctrico

#### a. Determinación de la potencia del sistema de enfriamiento

Para obtener la potencia del sistema de enfriamiento se accionará el sistema de refrigeración por Chiller, primero se encenderá el compresor simultáneamente el ventilador del condensador. Partiendo de una temperatura ambiente de 21°C, se enfriará hasta los 9.8° C aproximadamente; en este punto se realizará la primera lectura de voltaje y amperaje presentados en el tablero multifuncional digital del módulo.

$$P_{enf} = V_{enf} * I_{enf} * \cos \phi$$

Donde:

$V_{enf}$ : Voltaje del equipo de enfriamiento, V

$I_{enf}$ : Intensidad de corriente del equipo de enfriamiento, Amp

$\cos \phi$ : Factor de potencia del equipo de enfriamiento.

Reemplazando datos obtenidos:

$$P_{enf} = 219.6 * 1.394 * 0.835$$

$$P_{enf} = 255.61 \text{ Watts}$$

Una vez la temperatura del sistema de enfriamiento este en 7°C se procede a apagar el compresor para luego encender la bomba de agua la cual bombeara agua fría a los evaporadores que se encuentra en el ducto de entrada; mediante el tablero multifuncional digital se realiza la lectura del voltaje y amperaje.

$$P_{bomba} = V_{bomba} * I_{bomba} * \cos \phi$$

Donde:

$V_{bomba}$ : Voltaje de la bomba de agua, V

$I_{bomba}$ : Intensidad de corriente de la bomba de agua, Amp

$\cos \phi$ : Factor de potencia de la bomba de agua.

Reemplazando datos obtenidos:

$$P_{bomba} = 219.4 * 0.943 * 1$$

$$P_{bomba} = 206.89 \text{ Watts}$$

### b. Determinación de la potencia de calentamiento

El módulo de aire acondicionado está equipado con dos puntos de calentamiento, el primero se ubica antes de la cámara de simulación y el segundo se ubica dentro de la cámara de simulación.

Encendemos la primera fuente de calor conformado por resistencias hasta lograr una temperatura de 40°C aproximadamente para tomar la lectura del voltaje y amperaje presentados en el tablero multifuncional digital.

$$P_{rest\ 1} = V_{rest\ 1} * I_{rest\ 1} * \cos \phi$$

Donde:

$V_{rest\ 1}$ : Voltaje de la resistencia de calentamiento en el ducto, V

$I_{rest\ 1}$ : Amperaje de la resistencia de calentamiento en el ducto, Amp

$\cos \phi$ : Factor de potencia de la resistencia de calentamiento en el ducto.

Reemplazando datos obtenidos:

$$P_{rest\ 1} = 215.3 * 6.06 * 0.747$$

$$P_{rest\ 1} = 974.62 \text{ Watts}$$

Una vez apagado la resistencia en el ducto se procede a encender independientemente la segunda fuente de calor que se encuentra en la cámara de simulación hasta llegar a los 28°C. Esta resistencia simula el calor sensible en la cámara. Tomamos los datos de voltaje y amperaje presentados en el tablero multifuncional digital.

$$P_{rest\ 2} = V_{rest\ 2} * I_{rest\ 2} * \cos \phi$$

Donde:

$V_{rest\ 2}$ : Voltaje de la resistencia de calor sensible en la cámara de simulación, V.

$I_{rest\ 2}$ : Intensidad de corriente de la resistencia de calor sensible en la cámara de simulación, Amp.

$\cos \phi$ : Factor de potencia de la resistencia de calor sensible en la cámara de simulación.

Reemplazando datos obtenidos:

$$P_{rest 2} = 217.6 * 0.115 * 0.756$$

$$P_{rest 2} = 18.91 \text{ Watts}$$

### c. Determinación de la potencia del humidificador

Para obtener la potencia de humidificación debemos encender el humidificador, hasta lograr una humedad del 75% en el sensor 5, tomar los datos de voltaje y amperaje del tablero multifuncional digital.

$$P_{humd} = V_{humd} * I_{humd} * \cos \phi$$

Donde:

$V_{humd}$ : Voltaje del humidificador, V

$I_{humd}$ : Intensidad de corriente del humidificador, Amp

$\cos \phi$ : Factor de potencia del humidificador.

Reemplazando datos obtenidos:

$$P_{humd} = 219.1 * 0.265 * 0.684$$

$$P_{humd} = 39.71 \text{ Watts}$$

### d. Determinación de la potencia del ventilador

Para la determinación de la potencia del ventilador lo encendemos y verificamos el flujo de entrada y salida de aire, tomamos los datos de voltaje y amperaje del tablero multifuncional digital.

$$P_{vent} = V_{vent} * I_{vent} * \cos \phi$$

Donde:

$V_{vent}$ : Voltaje del ventilador, V

$I_{vent}$ : Intensidad de corriente del ventilador, Amp

$\cos \phi$ : Factor de potencia del ventilador.

Reemplazando datos obtenidos:

$$P_{vent} = 218.9 * 0.345 * 0.849$$

$$P_{vent} = 64.12 \text{ Watts}$$

#### e. Determinación de la potencia total del sistema de aire acondicionado

Para obtener la potencia total se deberá accionar en simultanea el compresor hasta tener una temperatura de 7°C, la bomba de agua, el ventilador, humidificador al máximo indicado, la primera resistencia del ducto al punto máximo indicado en el tablero del módulo, resistencia de la cámara de simulación al punto máximo indicado en el tablero del módulo. Tomar los datos de voltaje y amperaje mostrados en el tablero multifuncional digital.

$$P_{total} = V_{total} * I_{total} * \cos \phi$$

Donde:

$V_{total}$ : Voltaje total del módulo de aire acondicionado, V

$I_{total}$ : Intensidad de corriente total del módulo de aire acondicionado, Amp

$\cos \phi$ : Factor de potencia del módulo de aire acondicionado.

Reemplazando datos obtenidos:

$$P_{total} = 214.4 * 9.07 * 0.858$$

$$P_{total} = 1668.47 \text{ Watts}$$

### 4.3 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICINADO

#### 4.3.1 Prueba de enfriamiento ciclo abierto

El sistema de enfriamiento es del tipo chiller, que se puede definir como una unidad de agua-aire, por lo mismo que mediante una bomba se hace circular agua por un intercambiador de calor en el cual se realiza el cambio de estado.

El agua que sale del intercambiador de calor circula por unos evaporadores que se encuentran en el ducto superior, modificando así la temperatura del aire, el agua retorna al intercambiador para rectificar su temperatura produciéndose un nuevo intercambio de calor entre el agua y el refrigerante.

Se analizó el tiempo y el comportamiento del aire en el enfriamiento, registrando los datos de temperatura de bulbo seco (*TBS*) y la humedad relativa (*HR*). Para esta primera prueba se preparó el módulo como un sistema de ciclo abierto, es decir las compuertas de entrada y salida totalmente abiertas.



**Figura 93: Compuertas de entrada y salida abiertas**

**Fuente:** Elaboración Propia

Para esta prueba se encenderá primero el compresor del sistema de refrigeración y se tomará el tiempo hasta que la temperatura llegue a los 7 °C, seguidamente se encenderá la bomba de agua y el ventilador. Los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 7.

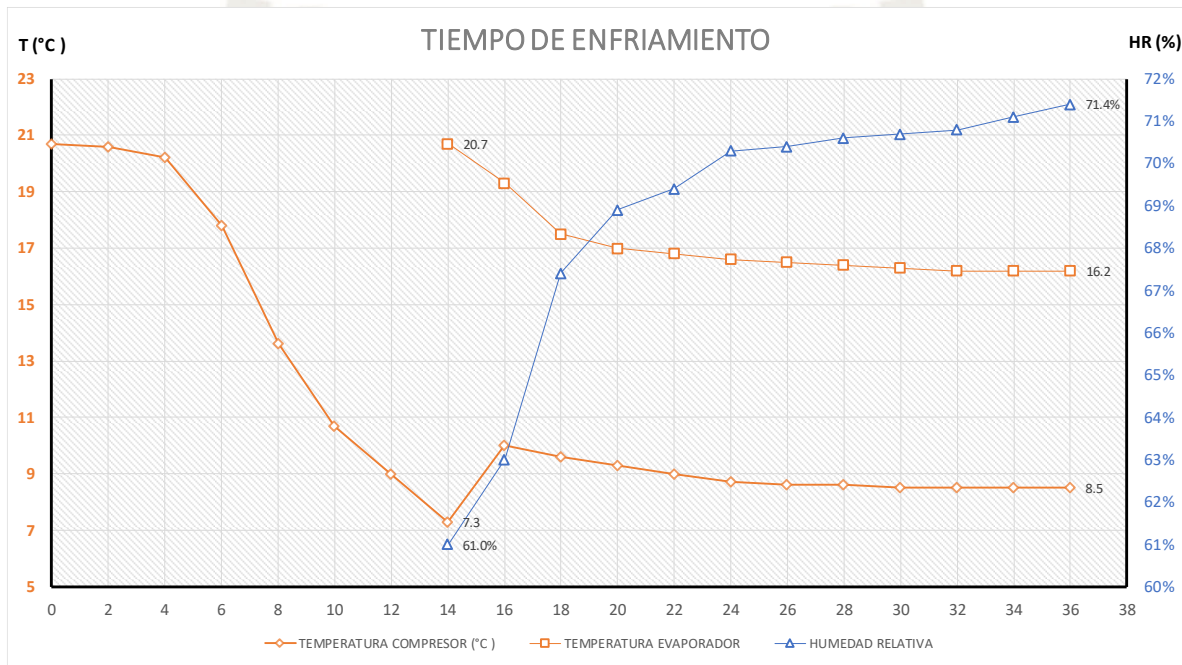
**Tabla 7: Prueba de tiempo de enfriamiento - ciclo abierto**

TIEMPO (min)	TEMPERATURA COMPRESOR (°C)	TEMPERATURA EVAPORADOR (°C)	HUMEDAD RELATIVA (%)
0	20.7	/	/
2	20.6		
4	20.2		
6	17.8		
8	13.6		
10	10.7		
12	9		
14	7.3	20.7	61
16	10	19.3	63
18	9.6	17.5	67.4
20	9.3	17	68.9
22	9	16.8	69.4
24	8.7	16.6	70.3
26	8.6	16.5	70.4
28	8.6	16.4	70.6
30	8.5	16.3	70.7
32	8.5	16.2	70.8
34	8.5	16.2	71.1
36	8.5	16.2	71.4

**Fuente:** Elaboración Propia

El tiempo de enfriamiento en el intercambiador de calor fue de 14 minutos, la temperatura alcanzada fue de 7.3 °C, el tiempo de enfriamiento del aire que circula por el evaporador fue de 22 minutos para alcanzar una temperatura de 16.2 °C, la humedad relativa se incrementó en 10 %, se tomó los valores del sensor número 4. En las siguientes gráficas se puede observar la variación de la temperatura y humedad con respecto al tiempo.

**Gráfica 1: Tiempo vs temperatura de bulbo seco y humedad relativa con ciclo abierto**



**Fuente:** Elaboración propia

En el Anexo A se plasma los datos obtenidos en una carta psicrométrica, se observa que el proceso de enfriamiento o deshumidificación tiene calor sensible y latente extraído.

#### 4.3.2 Prueba de enfriamiento ciclo cerrado

Para esta prueba se modificará la posición de las compuertas, para que el ciclo sea cerrado. Se procede a encender el compresor hasta que la temperatura del agua llegue aproximadamente a 7 °C, seguidamente se encenderá la bomba de agua y el ventilador. Se tomarán los datos de temperatura de bulbo seco (*TBS*) y la humedad relativa (*HR*) de los 6 sensores ubicados en el módulo de aire acondicionado.

Los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 8.

**Tabla 8: Prueba de tiempo de enfriamiento ciclo cerrado**

TIEMPO (min)	TEMPERATURA SIST. ENF. (°C)	TEMPERATURA (°C) SENSOR 1	TEMPERATURA (°C) SENSOR 2	TEMPERATURA (°C) SENSOR 3	TEMPERATURA EVAPORADOR (°C) SENSOR 4	TEMPERATURA (°C) SENSOR 5	TEMPERATURA (°C) SENSOR 6	HUMEDAD RELATIVA (%) SENSOR 1	HUMEDAD RELATIVA (%) SENSOR 2	HUMEDAD RELATIVA (%) SENSOR 3	HUMEDAD RELATIVA (%) SENSOR 4	HUMEDAD RELATIVA (%) SENSOR 5	HUMEDAD RELATIVA (%) SENSOR 6
0	20.9												
1	20.9												
2	20.8												
3	20.5												
4	20.2												
5	18.7												
6	17.8												
7	15.3												
8	13.6												
9	12.1												
10	10.7												
11	9.8												
12	9												
13	8.1												
14	7.3	20.9	20.9	21.1	21.1	21	21.1	52.9%	49.0%	47.7%	52.2%	51.3%	53.8%
15	9.1	20.8	20.9	21	19.8	19.9	20.1	51.0%	50.8%	50.0%	56.2%	50.8%	51.9%
16	10	20.5	20.7	20.7	18.1	18.5	19	50.5%	50.0%	49.6%	55.4%	53.0%	53.6%
17	9.8	20.2	20.5	20.5	17.2	17.9	18.3	50.4%	49.7%	49.3%	57.6%	54.1%	54.4%
18	9.6	19.9	20.3	20.3	16.8	17.6	18	50.6%	49.8%	49.3%	58.5%	54.4%	54.9%
19	9.5	19.7	20.1	20.2	16.5	17.4	17.7	50.8%	49.8%	49.3%	59.0%	55.0%	55.1%
20	9.3	19.5	20	20	16.2	17	17.5	50.9%	49.8%	49.3%	59.3%	55.5%	55.3%
21	9.1	19.3	19.8	19.9	16.1	16.8	17.4	51.0%	49.9%	49.2%	59.5%	55.7%	55.4%
22	9	19.2	19.7	19.8	15.9	16.6	17.3	51.0%	49.8%	49.2%	59.5%	56.0%	55.3%
23	8.9	19.1	19.6	19.7	15.8	16.4	17.2	51.0%	49.7%	49.1%	59.7%	56.1%	55.4%
24	8.7	19	19.5	19.6	15.7	16.4	17	50.9%	49.7%	49.1%	59.7%	56.1%	55.3%
25	8.5	18.9	19.4	19.5	15.6	16.3	17	51.0%	49.7%	49.1%	59.8%	56.2%	55.3%
26	8.4	18.8	19.3	19.5	15.4	16.1	16.9	51.0%	49.7%	49.1%	60.0%	56.6%	55.3%
27	8.3	18.7	19.3	19.4	15.4	16.1	16.8	51.1%	49.7%	49.2%	60.1%	56.5%	55.3%
28	8.1	18.6	19.2	19.3	15.3	15.9	16.8	51.1%	49.6%	49.1%	60.0%	56.8%	55.3%
29	8	18.5	19.1	19.2	15.2	15.9	16.7	51.1%	49.7%	49.0%	60.0%	56.7%	55.2%
30	7.9	18.5	19.1	19.2	15.1	15.7	16.7	51.1%	49.7%	49.1%	60.2%	57.0%	55.2%
31	7.9	18.4	19	19.2	15.1	15.7	16.6	51.2%	49.7%	49.1%	60.2%	57.0%	55.2%
32	7.8	18.4	19	19.1	15	15.6	16.6	51.3%	49.8%	49.2%	60.4%	57.2%	55.2%
33	7.8	18.3	18.9	19.1	15	15.6	16.5	51.3%	49.8%	49.2%	60.3%	57.2%	55.2%
34	7.7	18.3	18.9	19	14.9	15.6	16.5	51.3%	49.8%	49.2%	60.5%	57.2%	55.2%
35	7.7												
36	7.3												
37	6.9												
38	6.4												
39	6												
40	5.9												
41	5.7	18.4	19	19.2	15.8	16.2	17.3	53.0%	51.8%	51.2%	59.4%	56.9%	55.0%
42	6.2	18.4	18.9	19.1	15.1	15.8	16.8	50.4%	49.0%	48.5%	58.8%	56.0%	53.5%
43	7.5	18.2	18.8	19	14.8	15.6	16.6	50.0%	48.5%	48.0%	59.1%	56.1%	53.4%
44	7.4	18.2	18.8	18.9	14.7	15.4	16.5	50.2%	48.5%	48.2%	59.5%	56.4%	53.6%
45	7.2	18.1	18.7	18.9	14.6	15.3	16.5	50.4%	48.8%	48.2%	59.8%	56.9%	53.8%
46	6.7	18.1	18.7	18.9	14.6	15.3	16.4	50.5%	48.9%	48.4%	60.0%	57.0%	54.0%
47	6.3	18	18.6	18.8	14.6	15.2	16.4	50.7%	49.0%	48.5%	60.1%	57.1%	54.2%
48	6	18	18.6	18.8	14.5	15.3	16.4	50.8%	49.1%	48.6%	60.2%	57.1%	54.3%
49	5.9	17.9	18.6	18.7	14.5	15.3	16.3	50.9%	49.2%	48.8%	60.3%	57.2%	54.4%
50	5.9	17.9	18.6	18.7	14.5	15.1	16.3	51.0%	49.4%	48.9%	60.4%	57.5%	54.6%
51	5.8	17.9	18.5	18.7	14.5	15.2	16.3	51.2%	49.5%	48.9%	60.4%	57.5%	54.6%
52	5.7	17.8	18.5	18.7	14.5	15.2	16.3	51.2%	49.5%	49.0%	60.6%	57.4%	54.7%
53	5.7	17.8	18.5	18.7	14.5	15.1	16.3	51.3%	49.6%	49.1%	60.6%	57.9%	54.8%
54	5.6	17.8	18.5	18.6	14.5	15.1	16.2	51.3%	49.7%	49.2%	60.4%	57.6%	54.8%

Fuente: Elaboración Propia



**Figura 94: Posición cerrada de las compuertas de entrada y salida de aire**

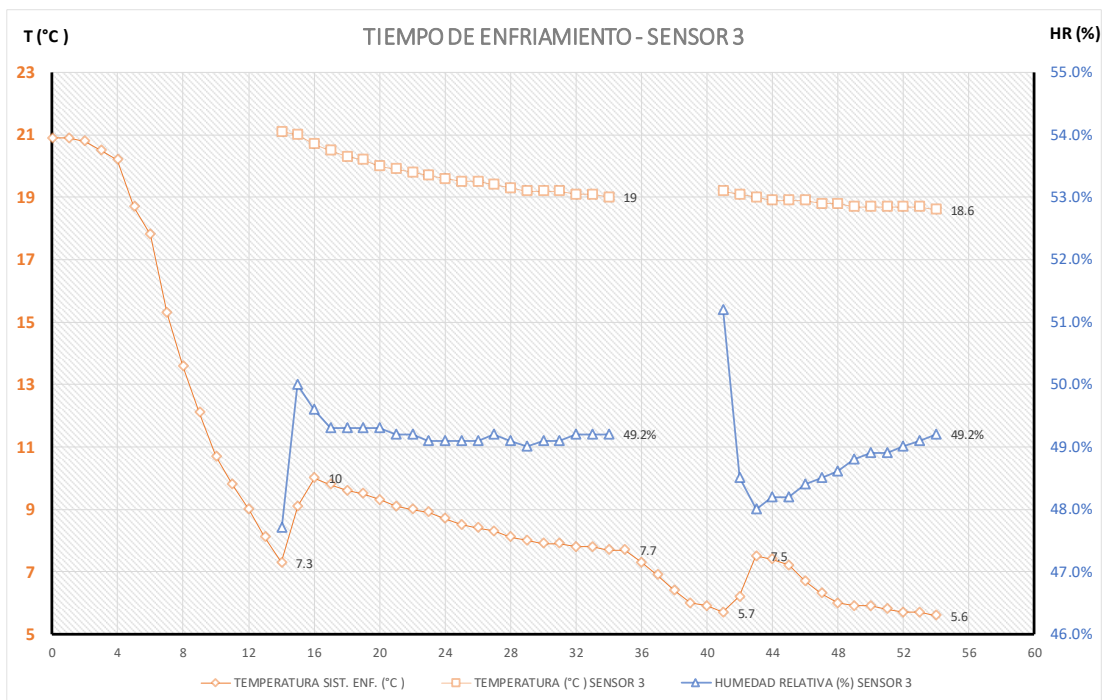
**Fuente:** Elaboración propia

Los resultados son similares a la prueba de enfriamiento con ciclo abierto. La temperatura mínima alcanzada fue de  $14.5\text{ }^{\circ}\text{C}$  en el sensor número 4 que se encuentra a la salida del evaporador. Se observa también que en el transcurso de los ductos del módulo la temperatura del aire aumenta ligeramente hasta los  $18.6\text{ }^{\circ}\text{C}$  en el sensor número 3.

Con respecto a la humedad relativa (*HR*), en el sensor 4 se incrementa en 8% luego que el aire pasa por el evaporador. En los siguientes sensores el incremento de humedad relativa se va reduciendo hasta ser similar humedad relativa inicial en el sensor número 3.

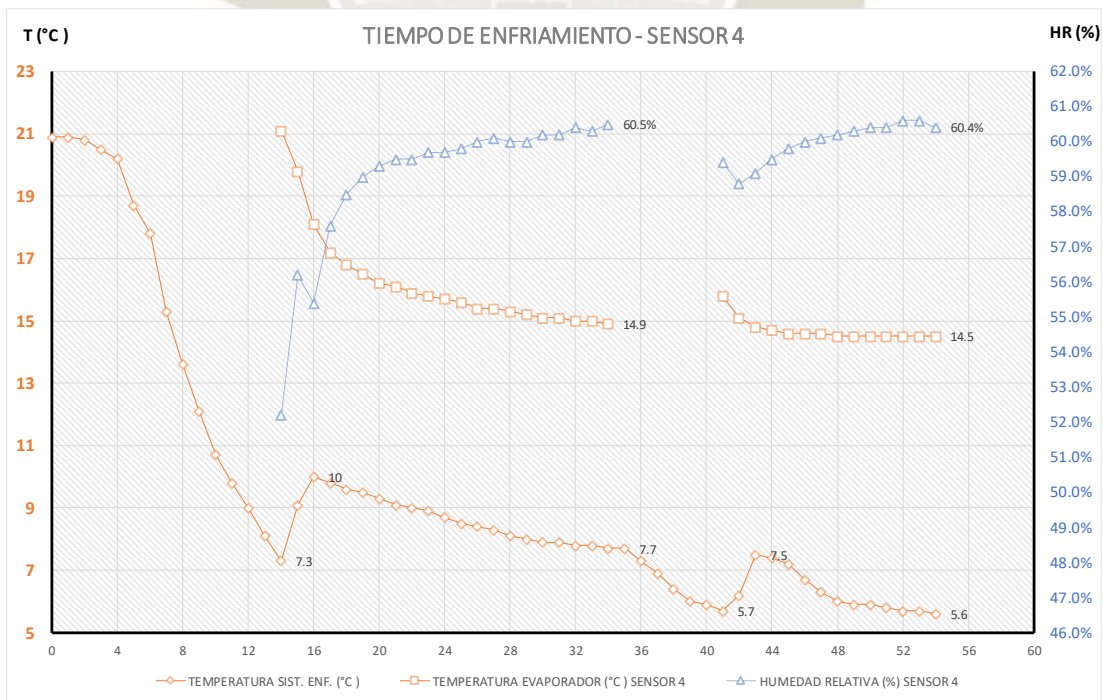
En las siguientes imágenes se aprecia la variación de la temperatura y humedad con respecto al tiempo, desde el ingreso del aire hasta la salida.

**Gráfica 2: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado**



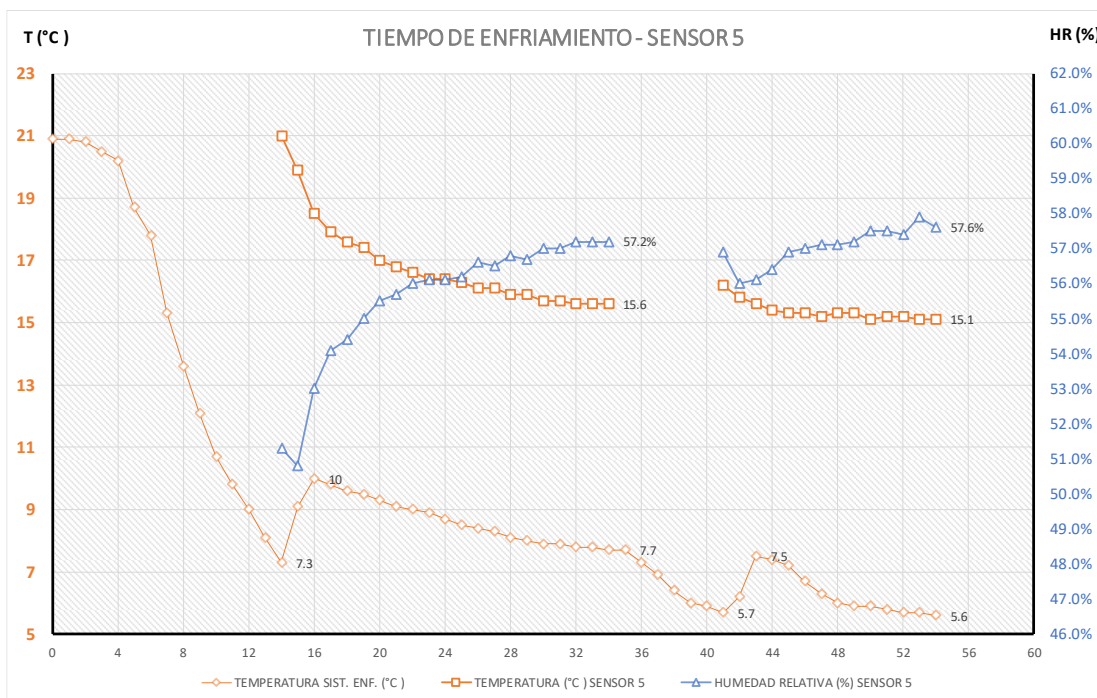
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 3: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado**



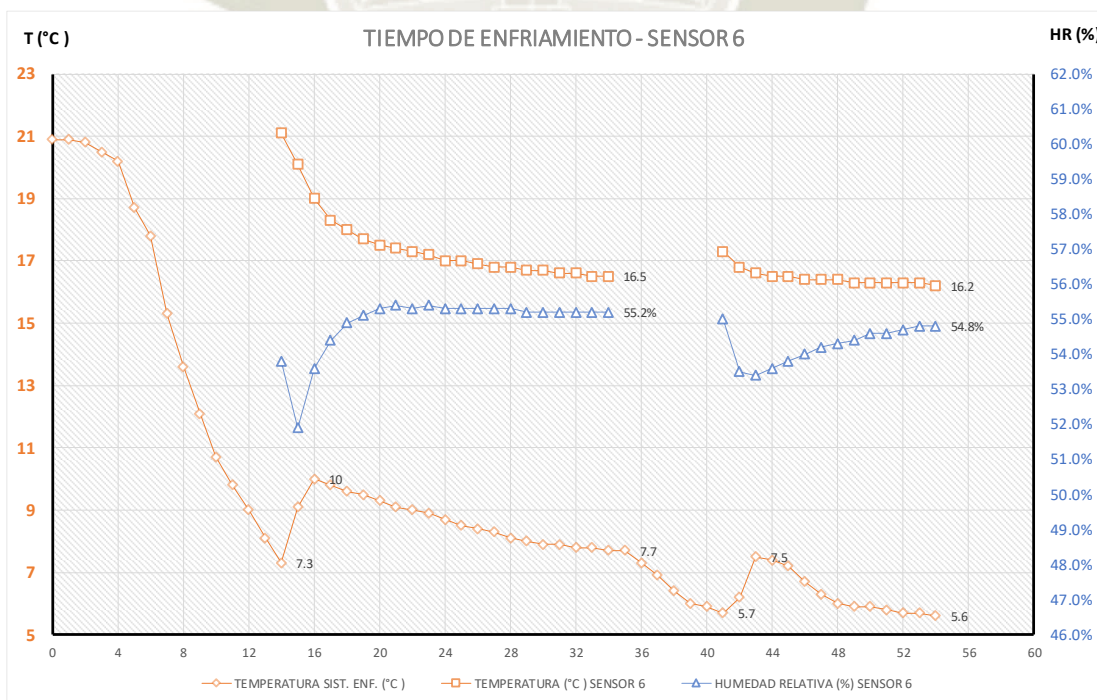
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 4: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado**



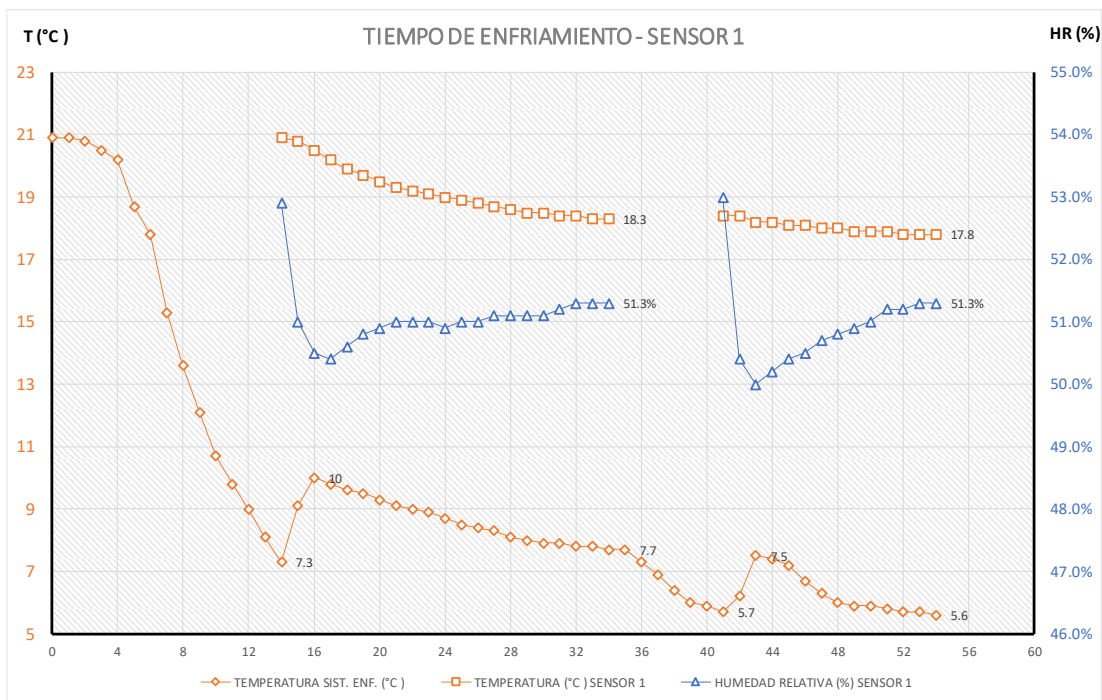
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 5: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado**



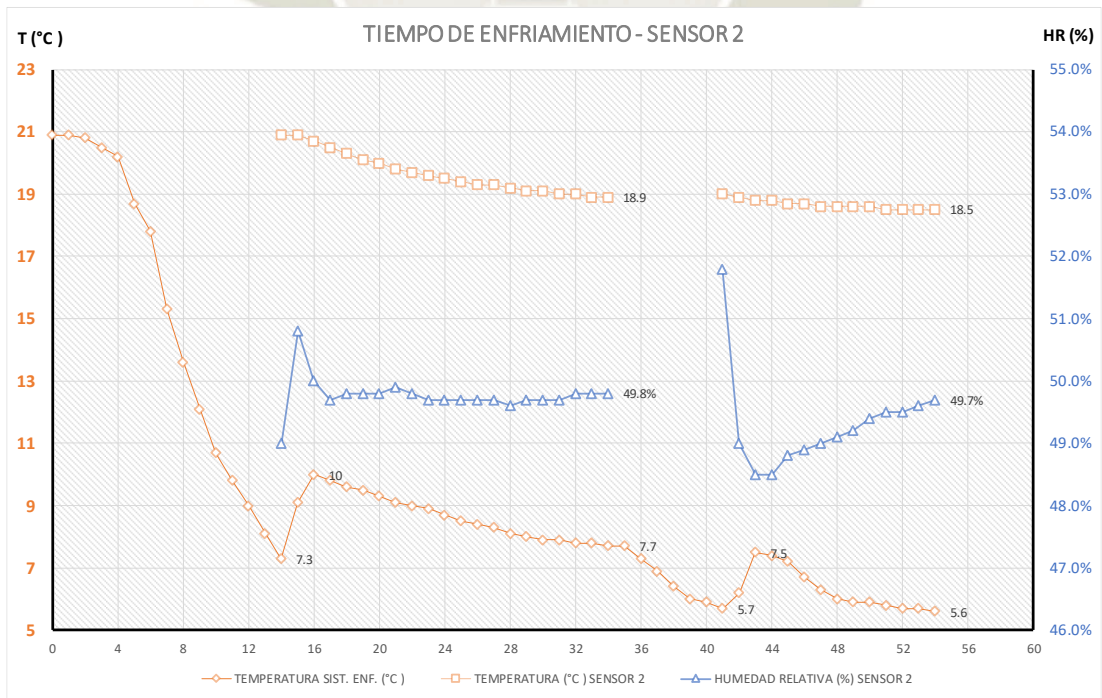
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 6: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado**



Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 7: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de enfriamiento con ciclo cerrado**

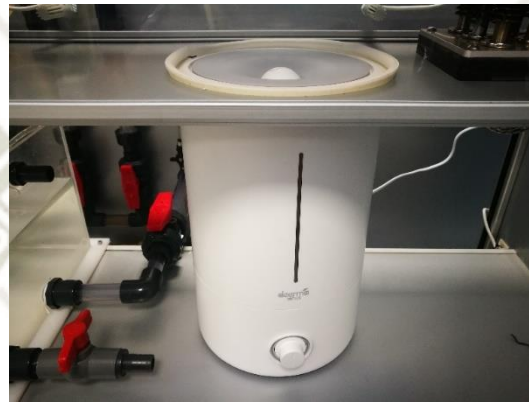


Fuente: Elaboración propia

Se graficó los datos tomados en la carta psicrométrica que se muestra en el Anexo B. Se aprecia que el comportamiento del aire es relativamente horizontal en dirección a la izquierda. Que corresponde a un proceso de enfriamiento con deshumidificación.

#### 4.3.3 Prueba de humidificación con ciclo abierto

Para esta prueba de humidificación posicionamos las compuertas de entrada y salida abiertas. Se procederá a encender el ventilador y el humidificador para comenzar a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (*TBS*) y humedad relativa (*HR*).



**Figura 95: Humidificador del módulo de aire acondicionado**

**Fuente:** Elaboración propia

Los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 9.

**Tabla 9: Prueba de tiempo de humidificación con ciclo abierto**

TIEMPO (min)	HUMEDAD RELATIVA (%)						TEMPERATURA ( °C )					
	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3	SENSOR 4	SENSOR 5	SENSOR 6	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3	SENSOR 4	SENSOR 5	SENSOR 6
0	54.6%	54.7%	53.5%	55.3%	53.9%	53.2%	21.4	21.2	21.5	21.5	21.7	21.5
2	71.1%	70.2%	56.1%	57.9%	65.2%	74.9%	20.8	20.7	21.3	21.3	19.8	18.7
4	74.3%	72.9%	55.2%	57.6%	68.4%	78.1%	19.6	20.1	21.1	21.1	18.7	18
6	76.8%	75.1%	54.2%	57.5%	70.8%	80.5%	19.2	19.8	21.2	21.1	18.3	17.7
8	77.4%	75.5%	54.7%	57.1%	69.6%	80.9%	18.9	19.5	21.1	21.1	18.4	17.5
10	80.0%	77.9%	55.2%	57.1%	69.4%	83.6%	18.6	19.3	21.1	21.1	18.3	17.2
12	81.3%	78.8%	55.6%	57.5%	72.2%	84.9%	18.3	19	21.1	21.1	18.1	16.9
14	82.5%	80.0%	56.5%	58.2%	70.9%	85.6%	18.1	18.8	21.1	21.1	18	16.8
16	83.4%	80.7%	54.6%	56.9%	70.0%	86.1%	17.8	18.7	21.1	21.1	18.2	16.8
18	84.1%	81.4%	54.1%	56.9%	72.1%	86.4%	17.8	18.5	21.1	21.1	17.8	16.7
20	83.8%	81.0%	56.3%	57.8%	71.8%	85.7%	17.7	18.4	21.1	21	17.9	16.7
22	85.4%	82.6%	55.5%	57.8%	70.9%	87.7%	17.5	18.3	21	21	18	16.4

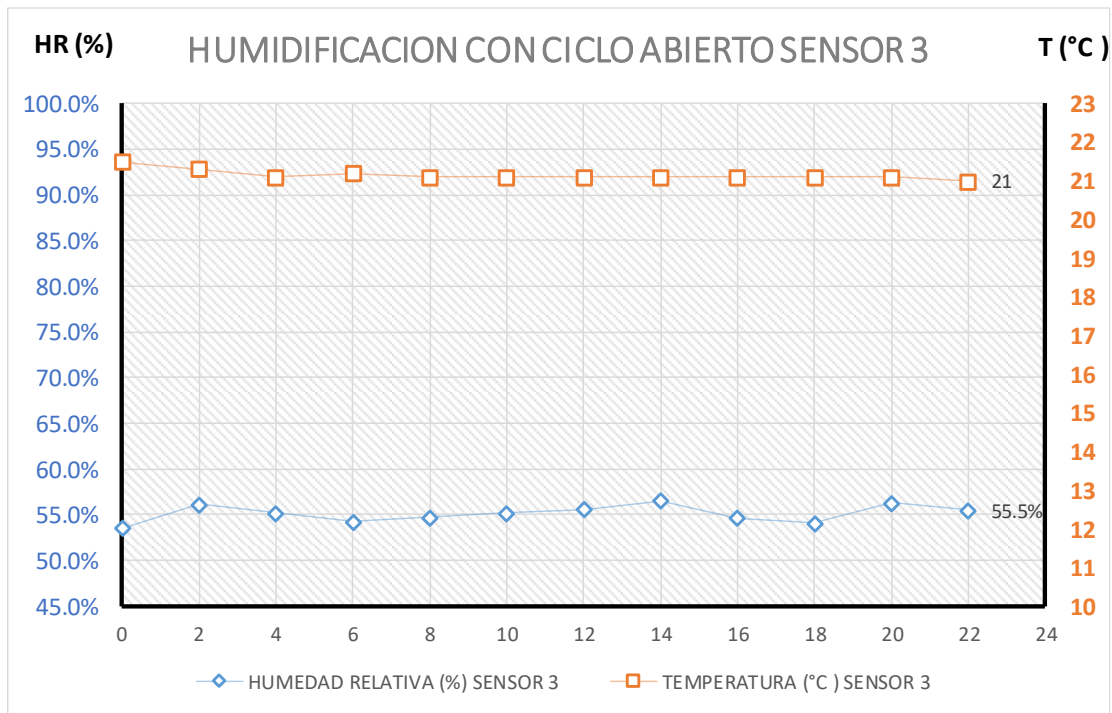
**Fuente:** Elaboración propia

Se observa que la humedad relativa máxima alcanzada es de 87.7 % con una temperatura de 16.4 °C en el sensor 6. El tiempo de prueba fue de 22 minutos partiendo de una temperatura de 21.7°C y humedad relativa de 54%.

Al ser un ciclo abierto la temperatura y la humedad relativa antes del humidificador se mantiene constante.

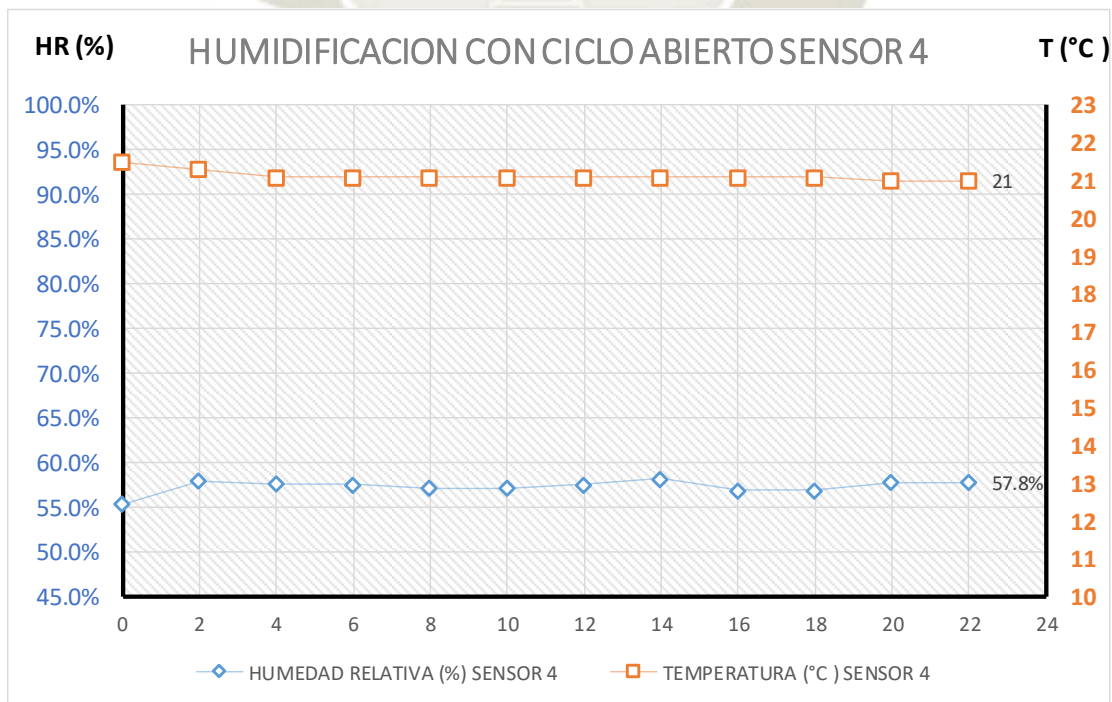
En las siguientes imágenes se aprecia la variación de la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa desde el punto de entrada hasta el punto de salida.

**Gráfica 8: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de humidificación con ciclo abierto**



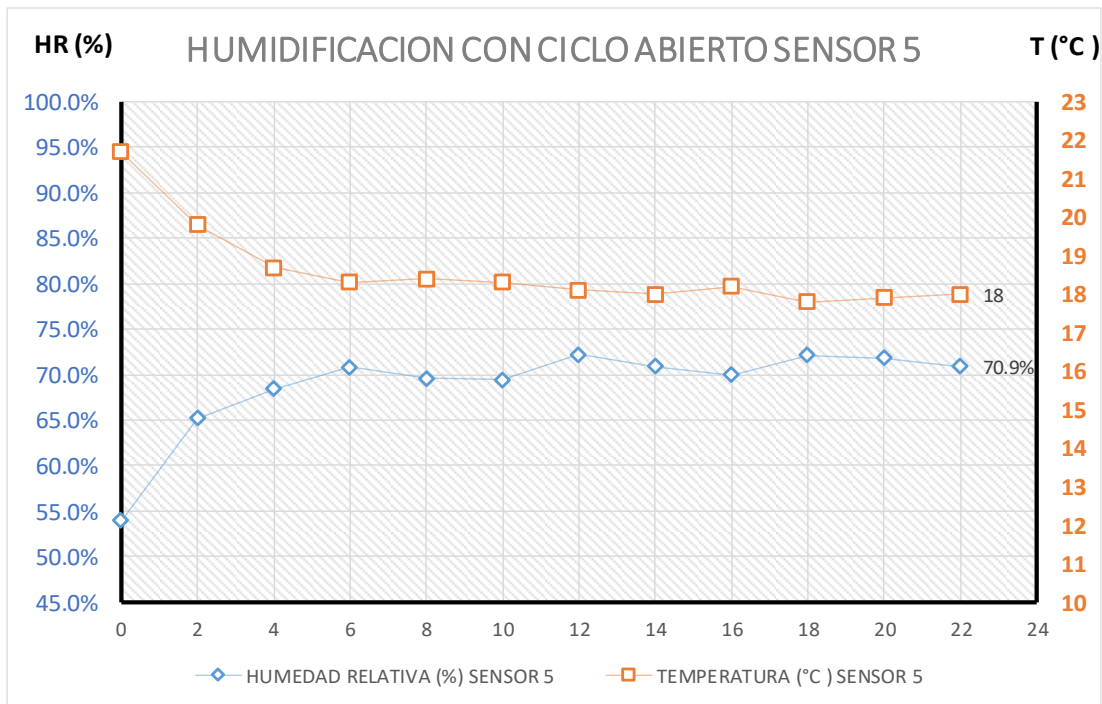
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 9: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de humidificación con ciclo abierto**



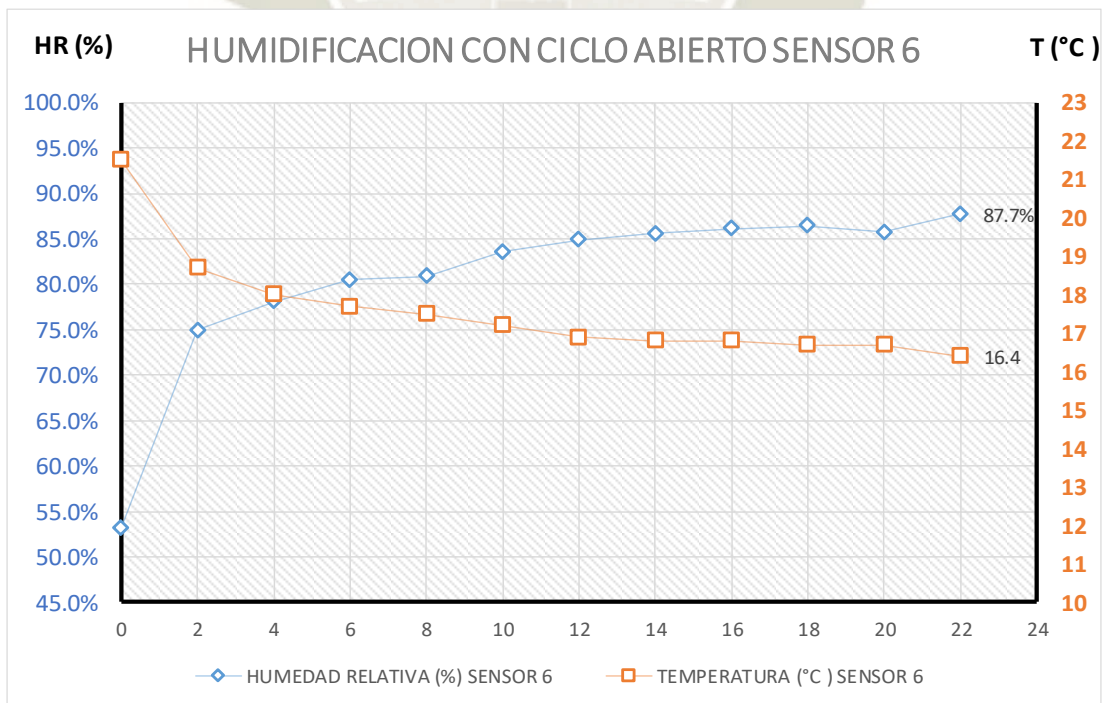
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 10: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de humidificación con ciclo abierto**



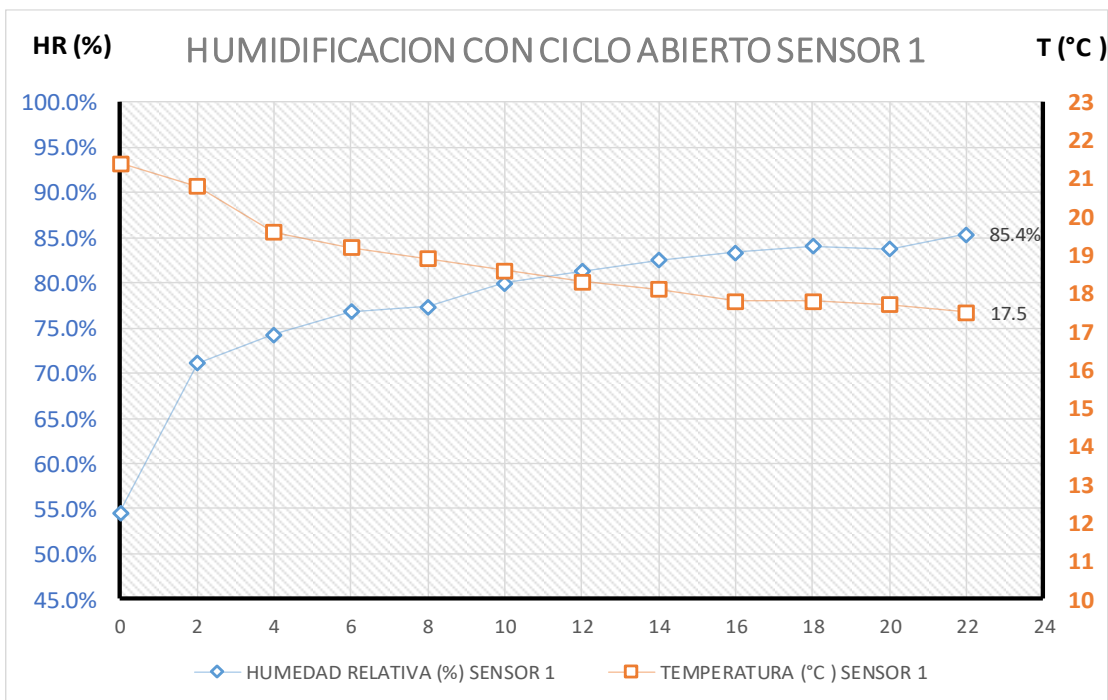
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 11: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de humidificación con ciclo abierto**



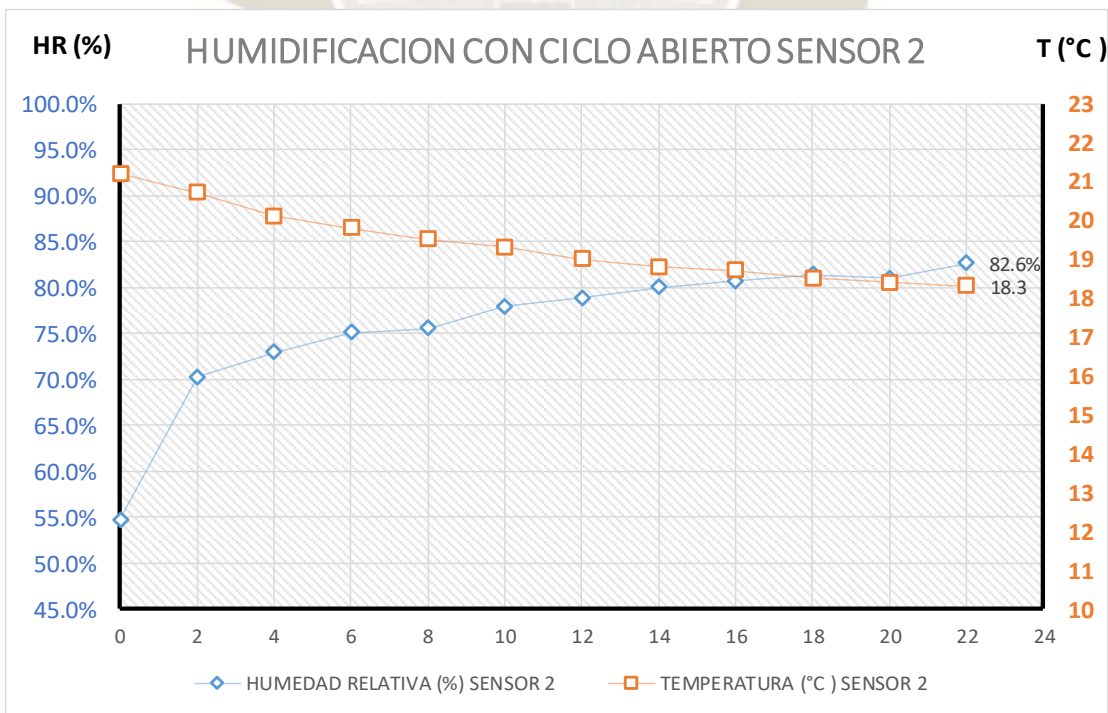
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 12: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de humidificación con ciclo abierto**



Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 13: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de humidificación con ciclo abierto**



Fuente: Elaboración propia

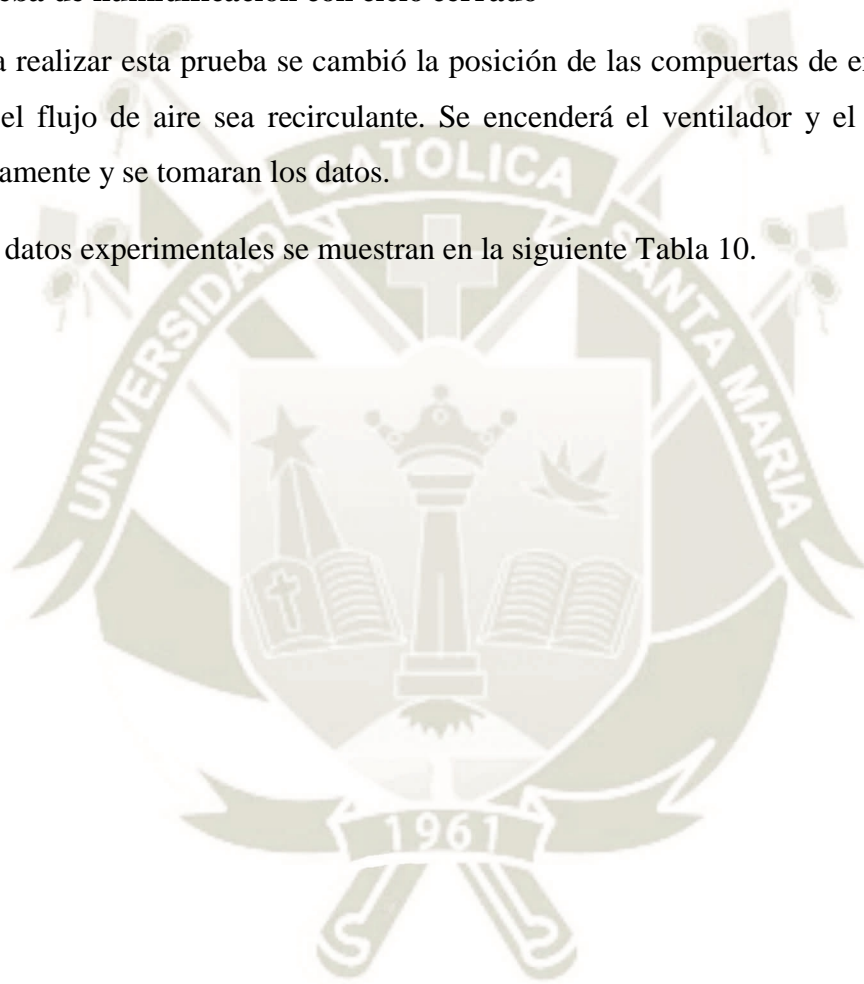
Al ingresar los datos en la carta psicrométrica (Anexo C) se observa que el comportamiento del aire va en dirección a la izquierda con una ligera elevación. Esto significa que humidifica y enfría el aire conservando la temperatura de bulbo húmedo (*T<sub>BH</sub>*) y la entalpía (*h*) casi constante.

Este tipo de enfriador evaporativo se usa más en climas desérticos.

#### 4.3.4 Prueba de humidificación con ciclo cerrado

Para realizar esta prueba se cambió la posición de las compuertas de entrada y salida para que el flujo de aire sea recirculante. Se encenderá el ventilador y el humidificador simultáneamente y se tomarán los datos.

Los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 10.



**Tabla 10: Prueba de tiempo de humidificación con ciclo cerrado**

TIEMPO (min)	HUMEDAD RELATIVA (%)						TEMPERATURA ( °C )					
	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3	SENSOR 4	SENSOR 5	SENSOR 6	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3	SENSOR 4	SENSOR 5	SENSOR 6
0	57.5%	57.8%	53.8%	54.2%	56.0%	59.0%	20.7	20.7	21.2	21.2	20.8	21.2
1	91.4%	91.5%	76.9%	85.3%	84.6%	94.0%	20.9	21.1	21.1	21.1	20.4	20.6
2	95.7%	96.0%	82.8%	93.5%	90.0%	96.9%	20.9	21	20.8	20.5	20.1	20.9
3	96.6%	96.9%	84.1%	96.1%	91.7%	97.4%	20.9	21.1	20.7	20.3	20.1	21
4	97.0%	97.4%	84.8%	97.0%	92.3%	97.7%	21	21.1	20.7	20.2	20.1	21.1
5	97.2%	97.6%	85.3%	97.5%	93.1%	98.0%	21	21.2	20.7	20.2	20.1	21.1
6	97.4%	97.8%	85.6%	97.7%	93.6%	98.2%	21	21.2	20.7	20.2	20.1	21.2
7	97.5%	97.9%	85.8%	97.9%	93.7%	98.3%	21.1	21.2	20.7	20.2	20.1	21.2
8	97.6%	98.1%	86.0%	97.9%	94.0%	98.4%	21.1	21.2	20.7	20.2	20.1	21.2
9	97.8%	98.2%	86.2%	98.0%	94.3%	98.4%	21.1	21.2	20.7	20.2	20.1	21.2
10	97.9%	98.3%	86.3%	98.1%	94.4%	98.5%	21.1	21.3	20.8	20.2	20.9	21.2
11	97.9%	98.3%	86.4%	98.2%	94.6%	98.6%	21.2	21.3	20.8	20.3	20.3	21.3

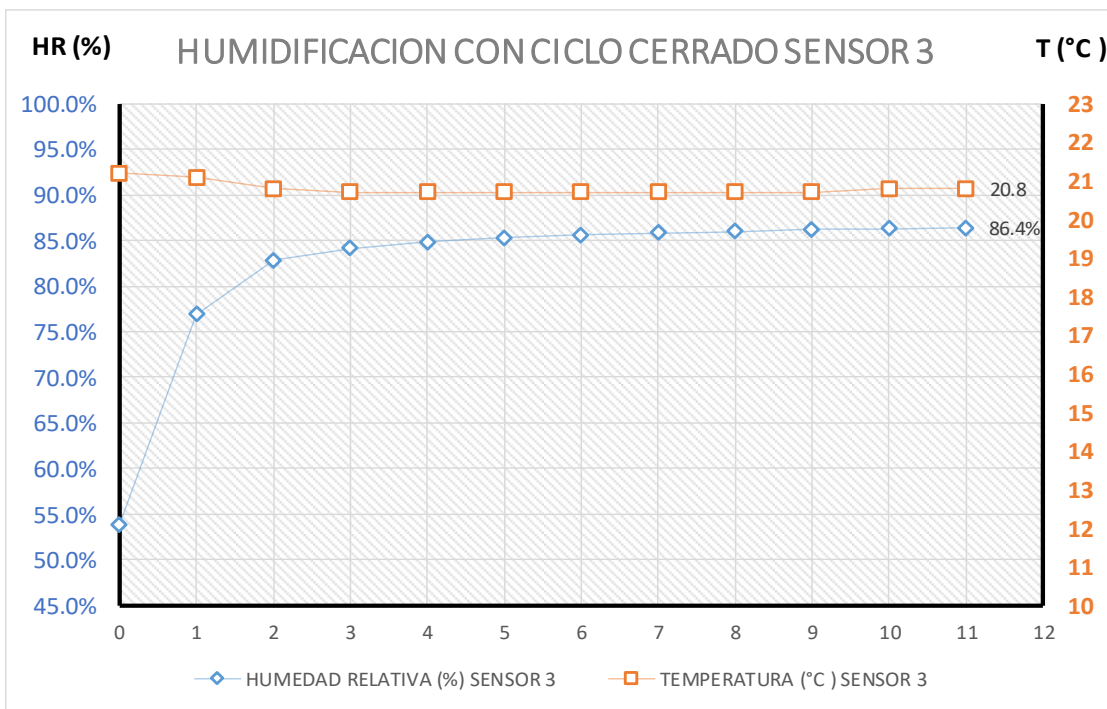
**Fuente:** Elaboración propia

La humedad relativa máxima alcanzada en esta prueba fue de 98.6% la cual está muy cercana al punto de rocío, en los demás sensores del módulo registraron una humedad mayor a 95 %.

En este caso se observa que la temperatura en todos los puntos se mantiene casi constante a comparación de la anterior prueba con ciclo abierto. El tiempo máximo de esta prueba fue de 11 minutos, la mitad del tiempo que la prueba anterior.

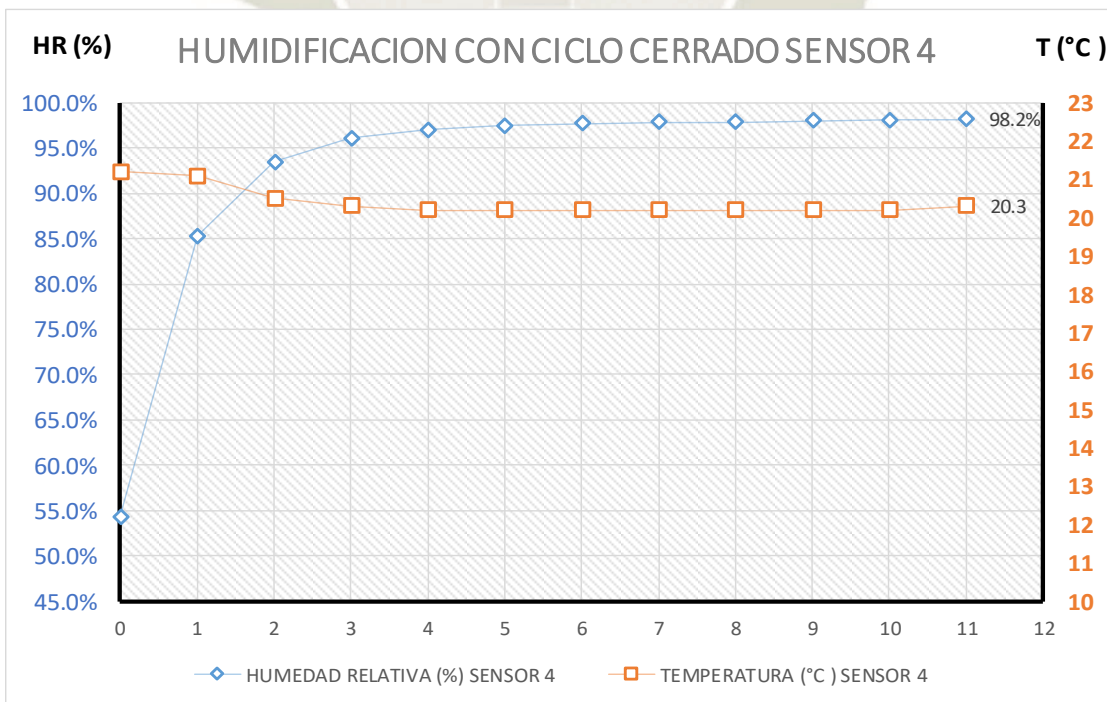
En las siguientes imágenes se observa la variación de la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa registrada por cada sensor.

**Gráfica 14: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de humidificación con ciclo cerrado**



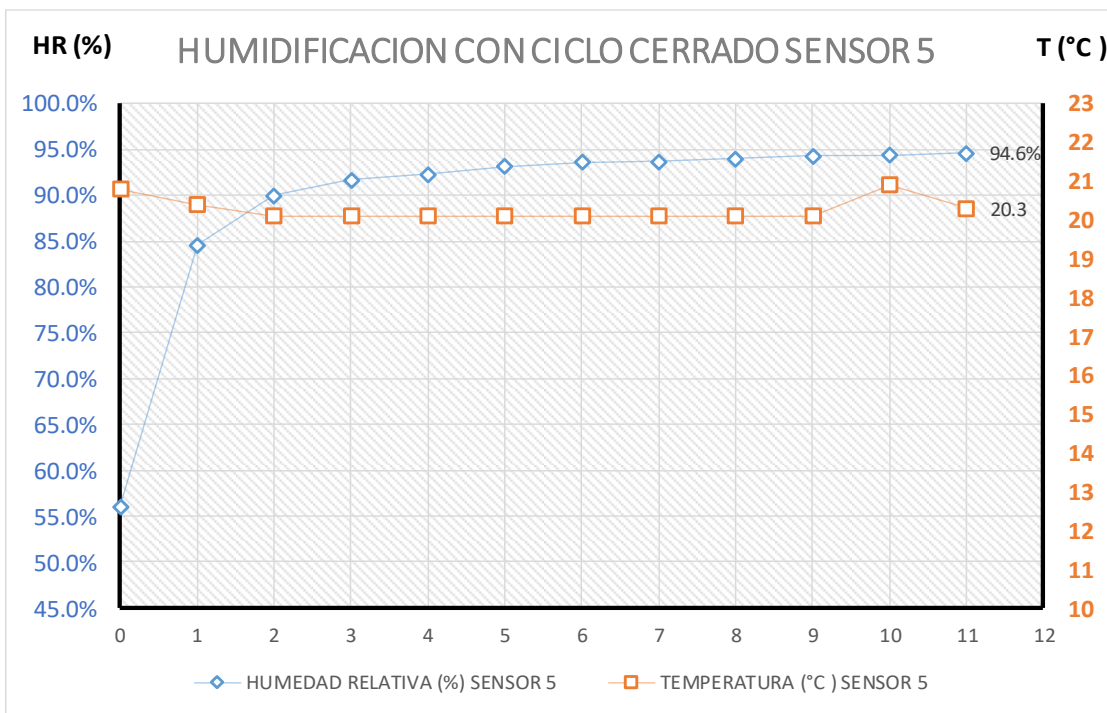
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 15: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de humidificación con ciclo cerrado**



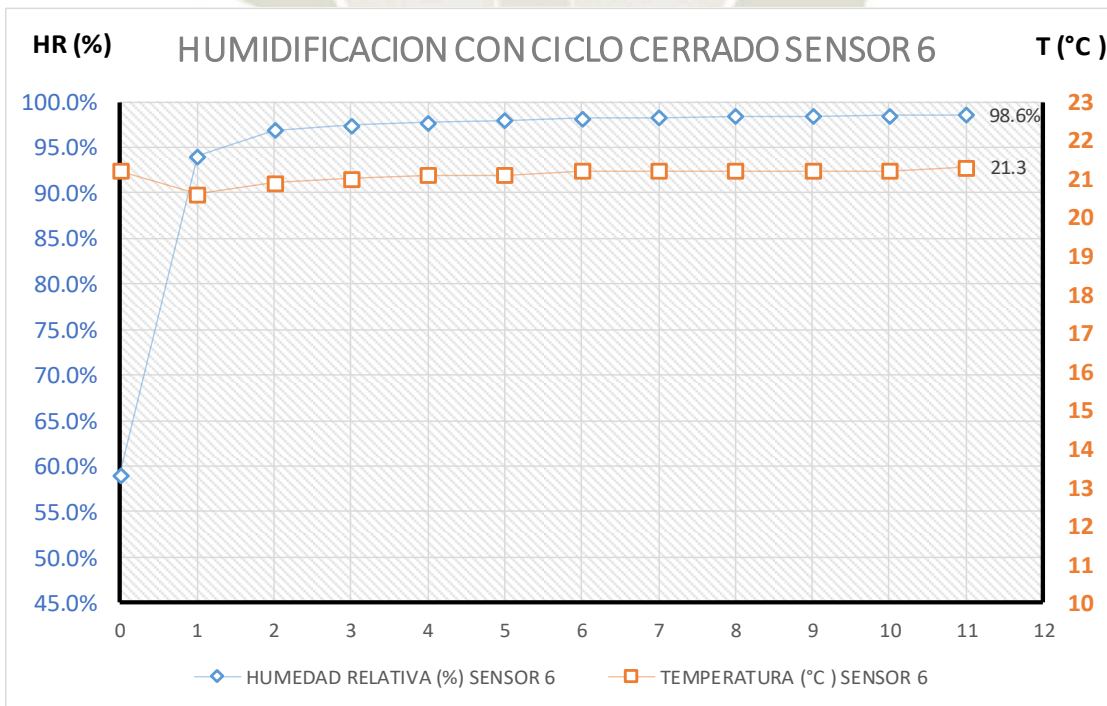
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 16: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de humidificación con ciclo cerrado**



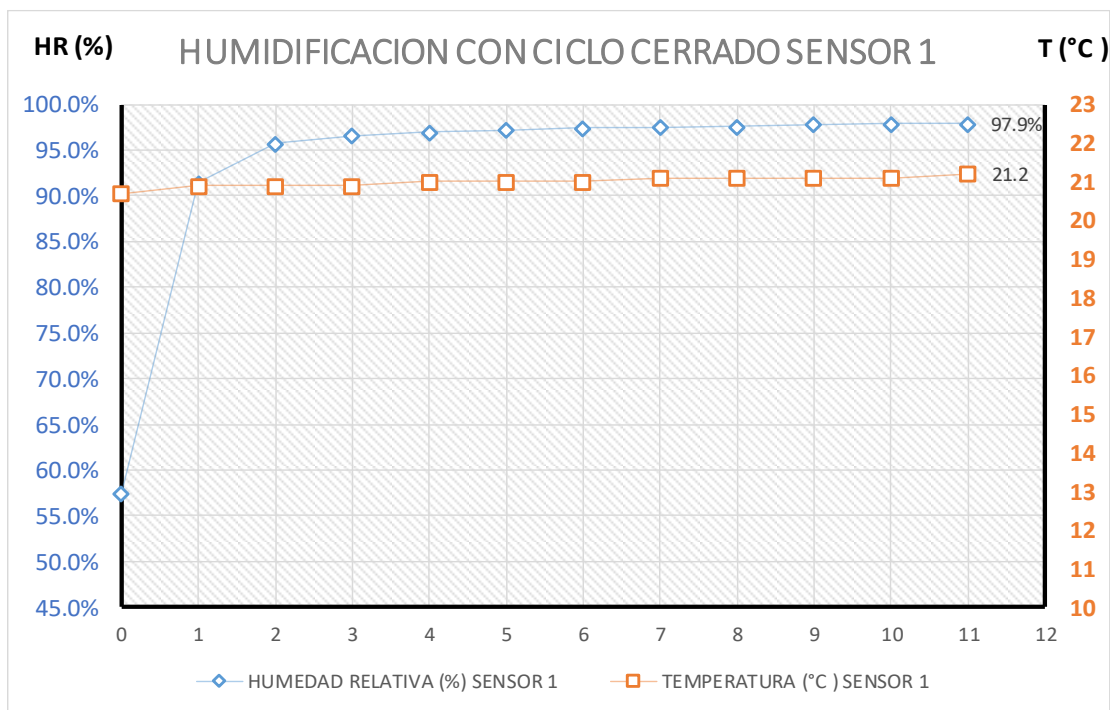
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 17: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de humidificación con ciclo cerrado**



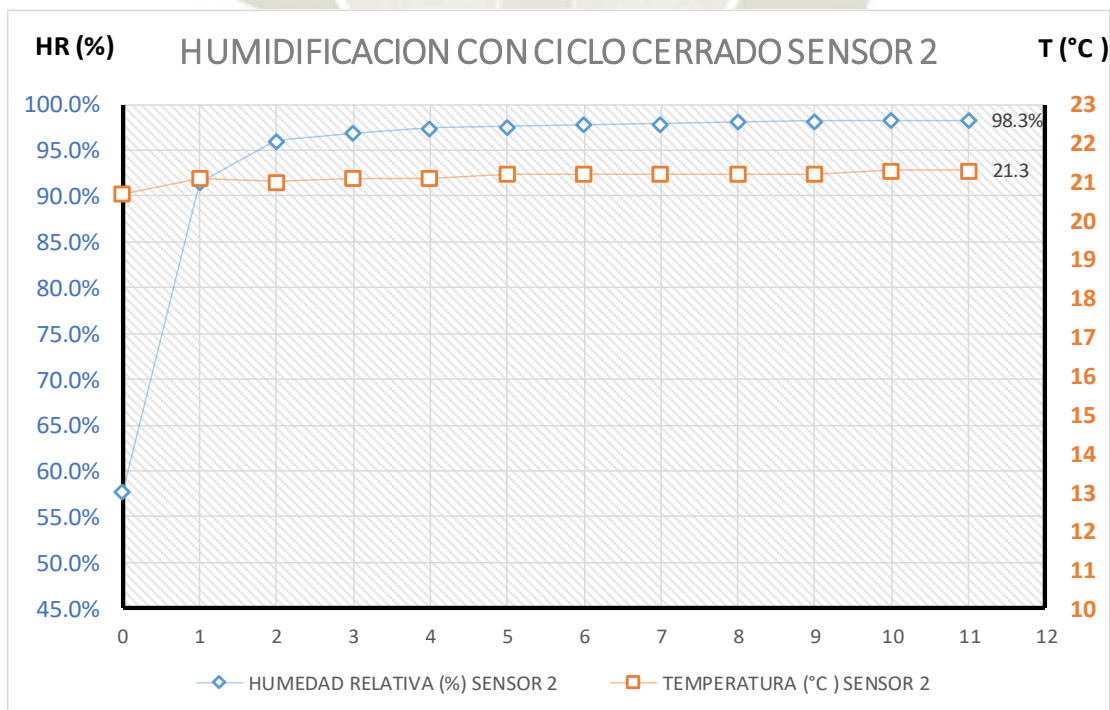
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 18: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de humidificación con ciclo cerrado**



Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 19: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de humidificación con ciclo cerrado**



Fuente: Elaboración propia

Al pasar los datos registrados a la carta psicrométrica (Anexo D) se observa el comportamiento del aire, el cual es totalmente humidificación con dirección vertical ascendente, esto indica que el cambio de calor es completamente latente, aumentando la entalpia ( $h$ ) sin variar la temperatura de bulbo seco ( $TBS$ ).

#### 4.3.5 Prueba de calentamiento con ciclo abierto

Para la prueba de calentamiento, se usó calefactores aletados helicoidales en recto, se pondrá en posición abierta las compuertas de entrada y salida de aire, luego se encenderá el ventilador y los calefactores simultáneamente. Al ser calefactores del tipo industrial, el calentamiento de aire forzado puede alcanzar la temperatura de 200 °C. La temperatura recomendada de operación debe ser menor igual a 40 °C. para evitar la deformación del ducto.

Los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 11.

**Tabla 11: Prueba de tiempo de calentamiento con ciclo abierto**

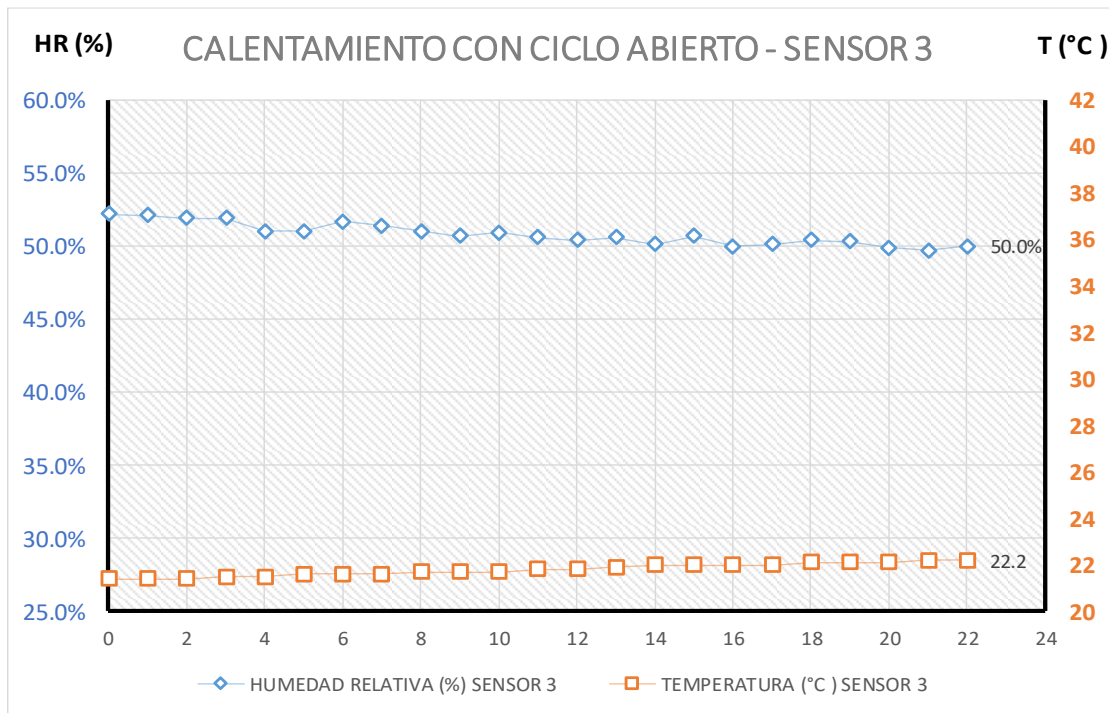
TIEMPO (min)	HUMEDAD RELATIVA (%)						TEMPERATURA ( °C )					
	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3	SENSOR 4	SENSOR 5	SENSOR 6	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3	SENSOR 4	SENSOR 5	SENSOR 6
0	55.1%	55.0%	52.2%	53.8%	53.1%	54.0%	21	21	21.4	21.2	21	21.4
1	54.5%	54.6%	52.1%	53.2%	52.5%	51.9%	21.3	21.2	21.4	21.2	21.2	22.5
2	52.8%	53.7%	51.9%	53.3%	51.6%	46.5%	22.1	21.6	21.4	21.3	21.6	25
3	50.8%	52.0%	51.9%	53.1%	50.5%	41.7%	23	22.4	21.5	21.4	22.2	27.7
4	47.9%	50.0%	51.0%	52.5%	48.7%	37.8%	24.1	23.1	21.5	21.5	22.8	29.8
5	45.5%	47.9%	51.0%	52.4%	47.6%	35.3%	25.2	24	21.6	21.6	23.3	31.6
6	44.1%	46.8%	51.7%	52.5%	46.9%	34.1%	26.1	24.6	21.6	21.6	23.8	32.7
7	42.5%	45.3%	51.4%	52.2%	45.4%	32.4%	26.8	25.2	21.6	21.7	24.4	33.7
8	41.0%	43.9%	51.0%	51.8%	44.6%	31.2%	27.6	25.8	21.7	21.8	24.7	34.6
9	39.6%	42.4%	50.7%	51.7%	43.7%	29.9%	28.2	26.4	21.7	21.9	25.1	35.3
10	38.9%	41.7%	50.9%	51.5%	43.3%	29.3%	28.7	26.9	21.7	21.9	25.4	35.9
11	38.0%	40.8%	50.6%	51.2%	42.8%	28.4%	29.2	27.4	21.8	22	25.6	36.6
12	37.3%	40.0%	50.4%	50.9%	41.8%	27.8%	29.7	27.8	21.8	22.1	25.9	37.1
13	36.6%	39.3%	50.6%	51.0%	41.8%	27.3%	30.2	28.2	21.9	22.1	26	37.6
14	35.8%	38.6%	50.1%	50.7%	41.0%	26.9%	30.8	28.6	22	22.2	26.4	37.9
15	35.6%	38.5%	50.7%	51.0%	41.0%	26.7%	31.2	28.9	22	22.3	26.7	38.3
16	34.8%	37.7%	50.0%	50.6%	40.5%	26.2%	31.7	29.4	22	22.4	26.8	38.8
17	34.2%	37.3%	50.1%	50.4%	40.4%	26.1%	32.1	29.6	22	22.4	26.8	38.9
18	34.1%	37.0%	50.4%	50.7%	40.1%	26.1%	32.3	29.9	22.1	22.4	27.1	39.1
19	33.9%	36.9%	50.3%	50.3%	39.7%	25.8%	32.5	30.1	22.1	22.5	27.3	39.4
20	33.4%	36.3%	49.9%	50.5%	39.6%	25.4%	32.7	30.3	22.1	22.5	27.4	39.6
21	33.1%	36.0%	49.7%	49.8%	39.1%	25.3%	32.9	30.6	22.2	22.6	27.6	39.8
22	32.6%	35.7%	50.0%	50.2%	38.9%	25.2%	33.4	30.8	22.2	22.7	27.8	40

**Fuente:** Elaboración propia

Como resultado de las pruebas se observa que la humedad relativa se redujo de 54% a 25.2% en el sensor número 6, alcanzando una temperatura de 40 °C. en los demás puntos de medición también se redujo la humedad excepto en los dos puntos de entrada que son el sensor 3 y 4.

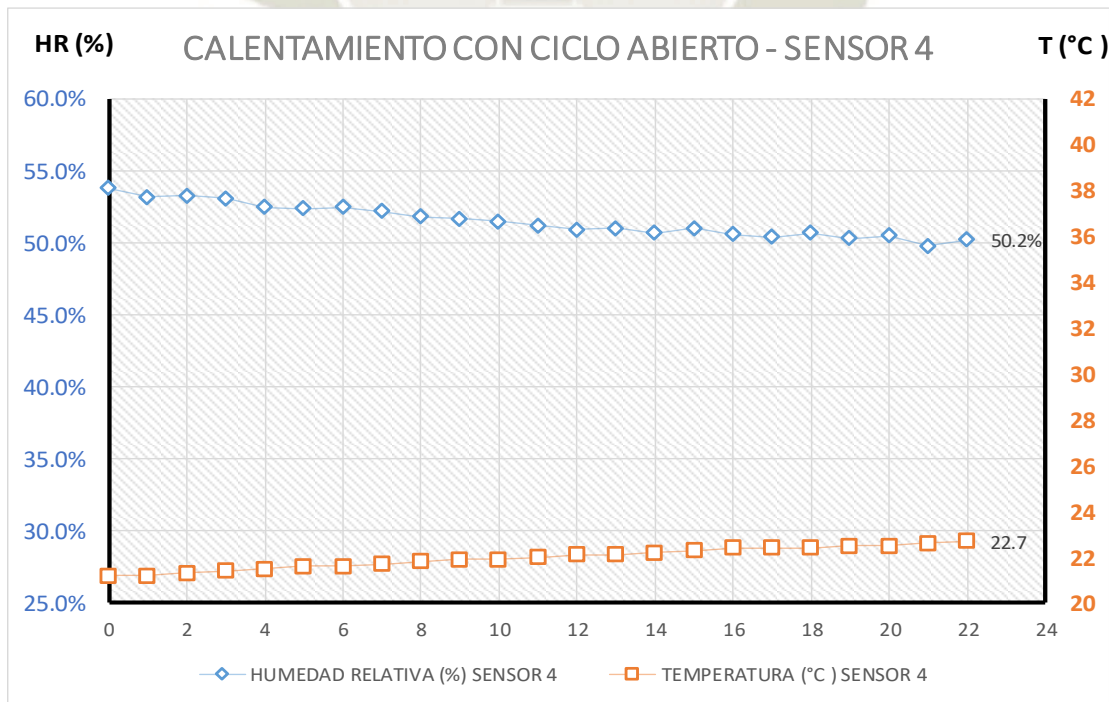
En las siguientes imágenes se muestra la variación de la temperatura de bulbo seco (*TBS*) y la humedad relativa (*HR*) desde el punto de ingreso sensor 3 hasta la salida sensor 2.

**Gráfica 20: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de calentamiento con ciclo abierto**



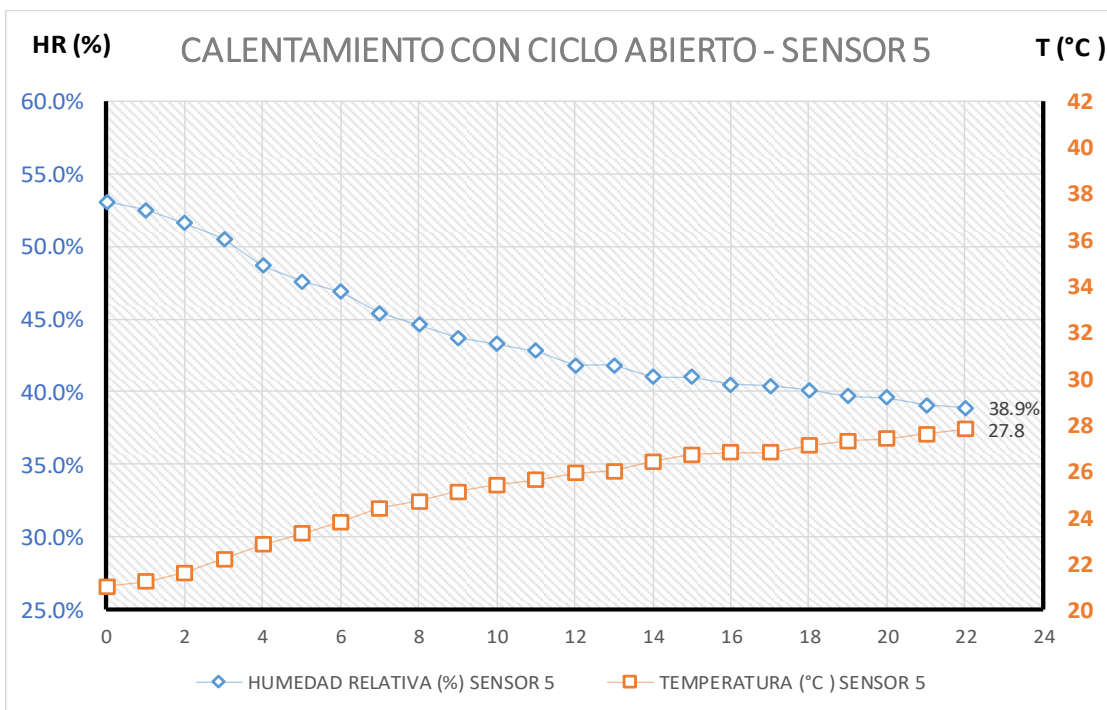
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 21: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de calentamiento con ciclo abierto**



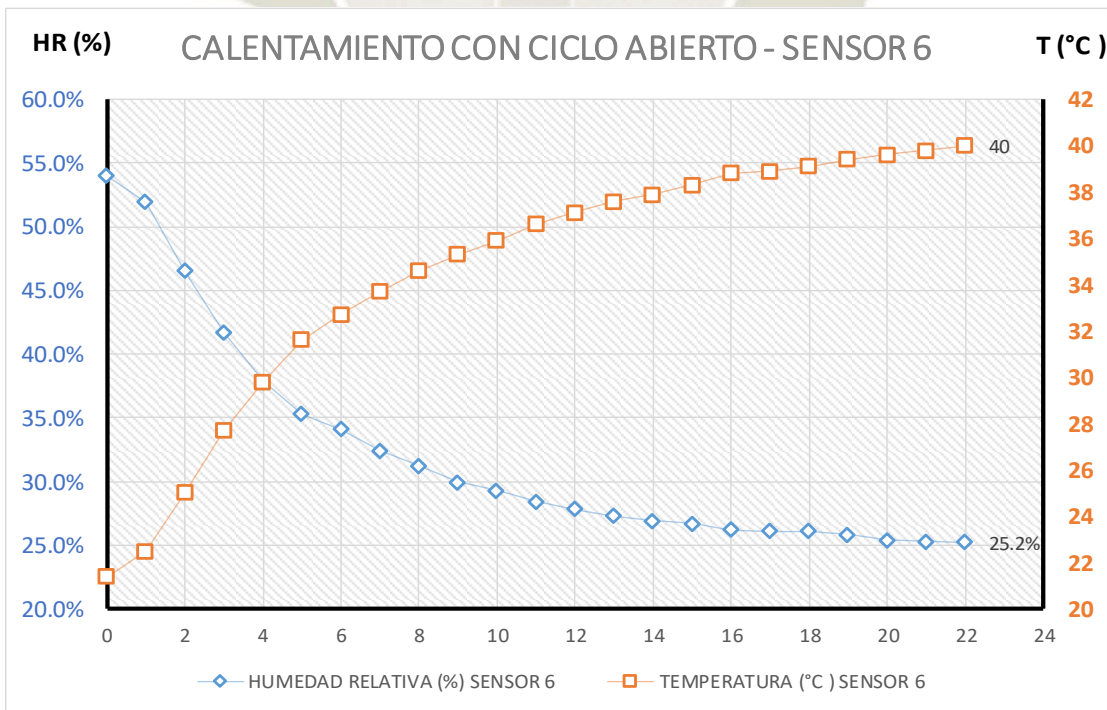
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 22: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de calentamiento con ciclo abierto**



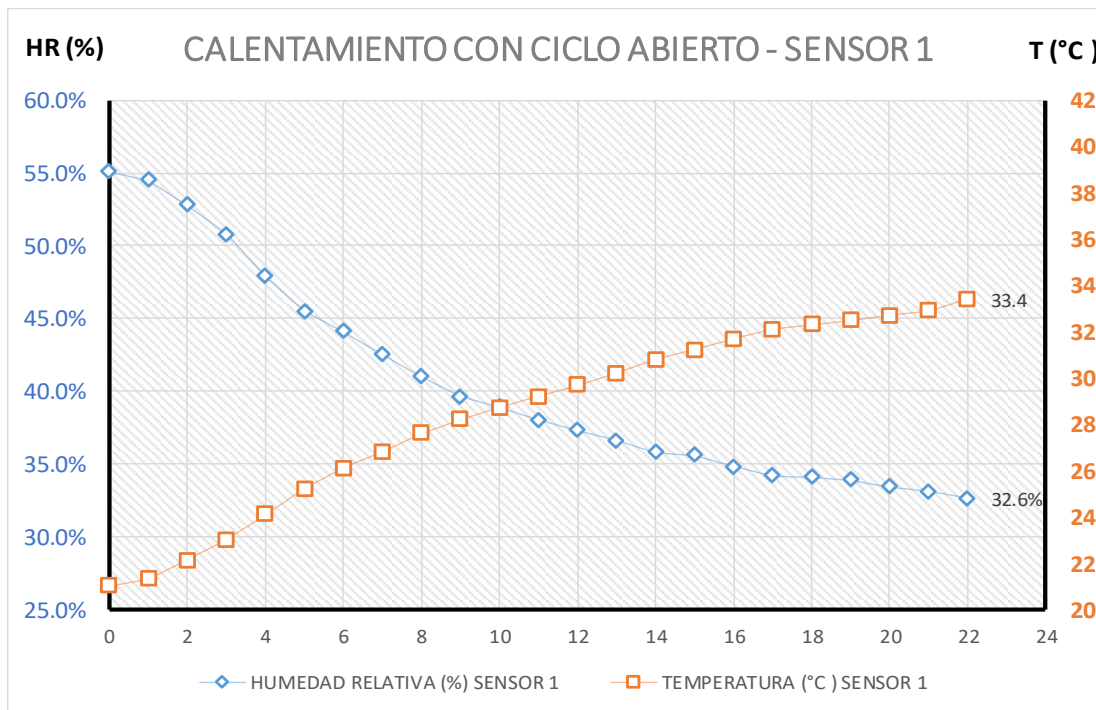
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 23: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de calentamiento con ciclo abierto**



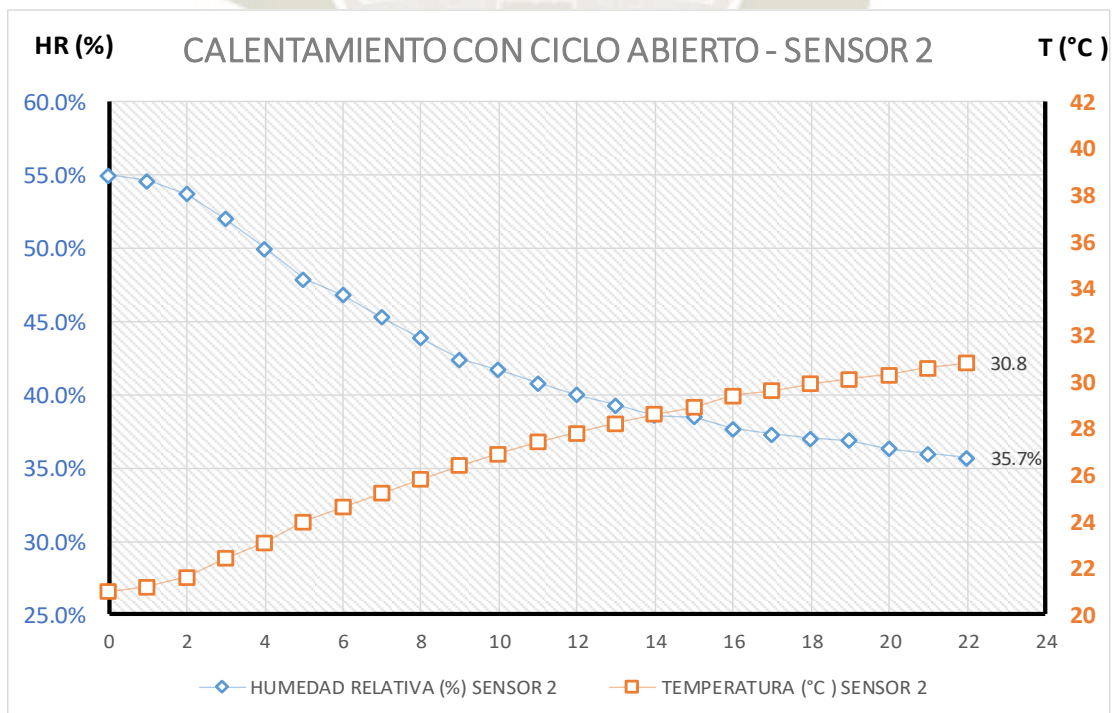
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 24: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de calentamiento con ciclo abierto**



Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 25: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de calentamiento con ciclo abierto**

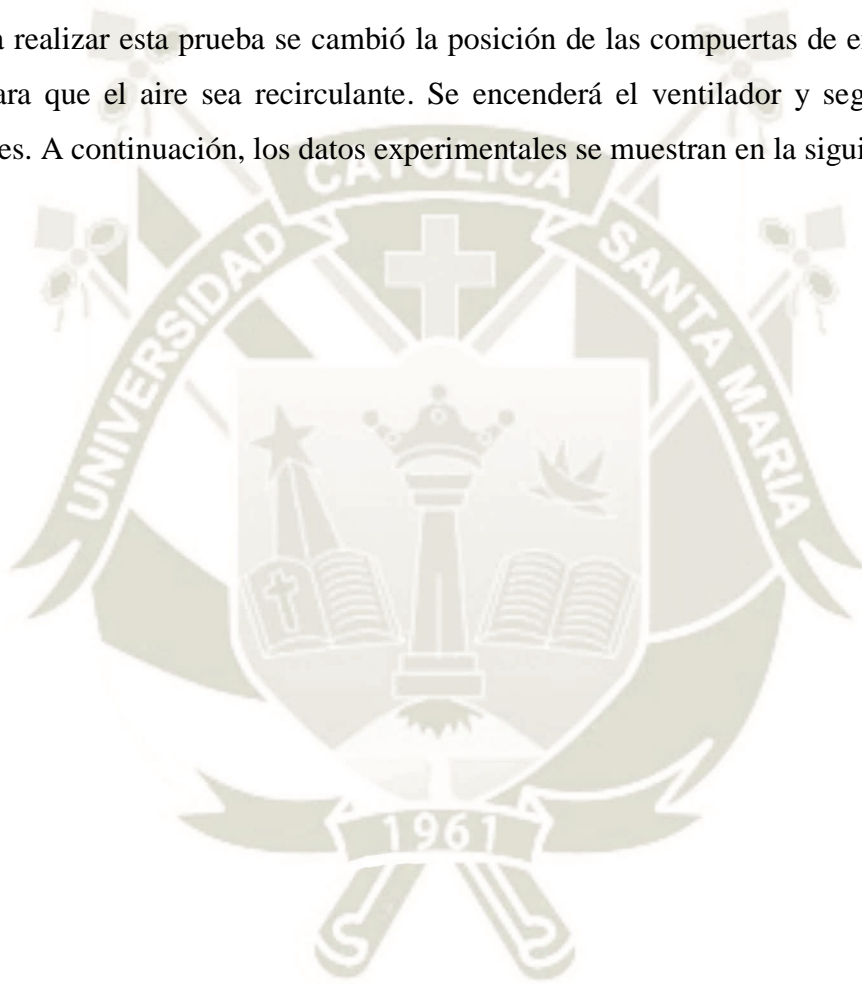


Fuente: Elaboración propia

El tiempo para alcanzar la temperatura de  $40^{\circ}\text{C}$  fue de 22 minutos, al ingresar los datos experimentales en la carta psicrométrica (Anexo E) se observa que el comportamiento del aire es calentamiento con dirección horizontal hacia la derecha con una ligera conservación de humedad. El calor añadido es en su mayoría sensible donde se observa el incremento de la entalpía ( $h$ ) y de la temperatura de bulbo húmedo ( $T_{BH}$ ).

#### 4.3.6 Prueba de calentamiento con ciclo cerrado

Para realizar esta prueba se cambió la posición de las compuertas de entrada y salida de aire para que el aire sea recirculante. Se encenderá el ventilador y seguidamente los calefactores. A continuación, los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 12.



**Tabla 12: Prueba de tiempo de calentamiento con ciclo cerrado**

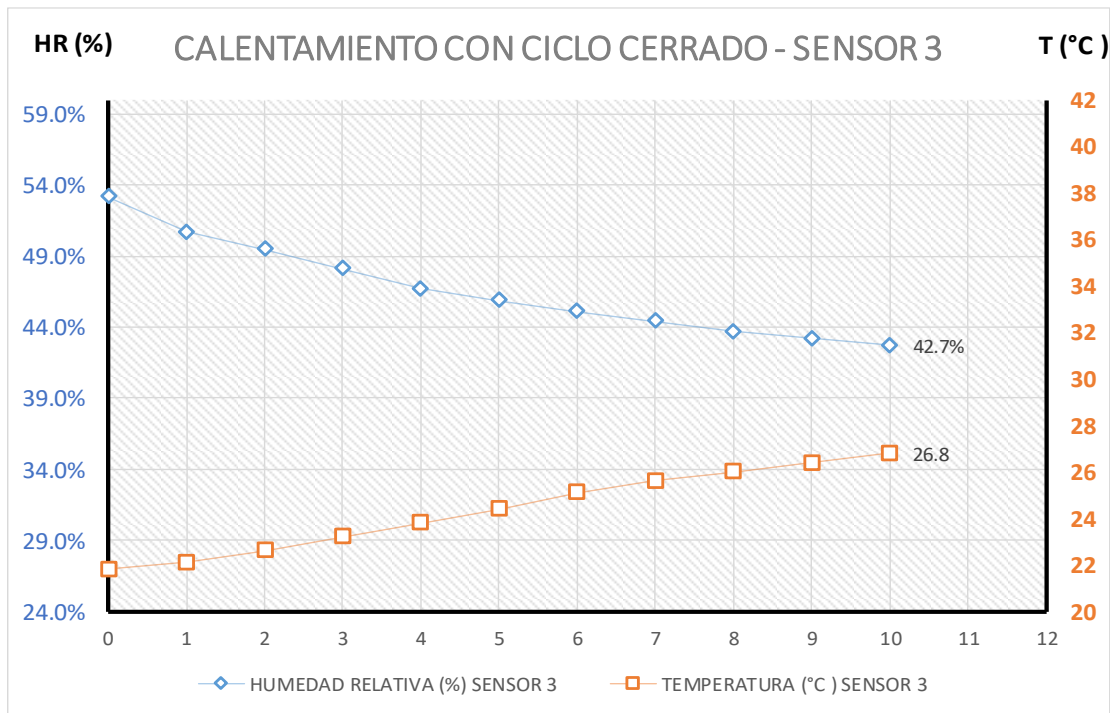
TIEMPO (min)	HUMEDAD RELATIVA (%)						TEMPERATURA ( °C )					
	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3	SENSOR 4	SENSOR 5	SENSOR 6	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3	SENSOR 4	SENSOR 5	SENSOR 6
0	55.4%	55.2%	53.2%	53.6%	52.5%	53.2%	21.4	21.5	21.8	21.8	21.5	22.2
1	51.8%	51.8%	50.7%	51.4%	49.9%	47.3%	22	22	22.1	22	22	24.1
2	50.0%	50.8%	49.5%	50.6%	48.1%	40.9%	22.8	22.5	22.6	22.4	22.7	27.6
3	47.4%	49.1%	48.1%	49.5%	46.3%	36.2%	24.1	23.2	23.2	22.8	23.6	30.6
4	45.1%	47.4%	46.7%	48.6%	44.3%	32.8%	25.2	24	23.8	23.3	24.6	33.2
5	42.8%	45.5%	45.9%	47.7%	42.7%	30.2%	26.5	24.9	24.4	23.7	25.6	35.2
6	41.4%	44.5%	45.1%	47.2%	41.4%	28.5%	27.6	25.7	25.1	24.3	26.6	37.1
7	40.3%	43.6%	44.4%	46.6%	40.7%	27.5%	28.4	26.4	25.6	24.7	27.2	38.3
8	39.1%	42.5%	43.7%	46.0%	39.2%	26.6%	29.3	27.1	26	25	28.1	39.4
9	38.4%	41.6%	43.2%	45.6%	38.6%	25.7%	29.9	27.8	26.4	25.4	28.8	40.5
10	37.5%	40.8%	42.7%	45.2%	37.5%	25.0%	30.7	28.3	26.8	25.7	29.4	41.3

**Fuente:** Elaboración propia

El tiempo para alcanzar una temperatura de bulbo seco (*TBS*) de 41.3 °C fue de 10 minutos. Comparado con la prueba de ciclo abierto este es más rápido ya que el calor añadido al aire recircula por todo el sistema. La humedad relativa(*HR*) se redujo de 53.2% a 25 % en el sensor 6, los demás puntos de medición presentan un reducción de por lo menos 9%.

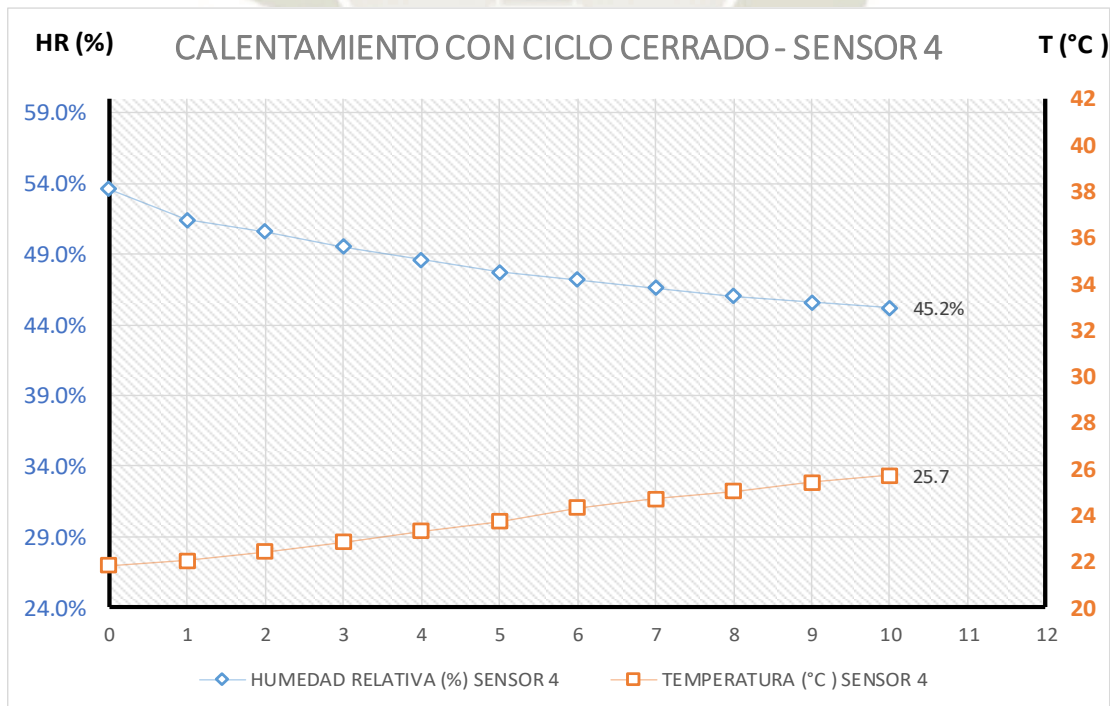
En las siguientes imágenes se aprecia la variación de la temperatura de bulbo seco (*TBS*) y la humedad relativa(*HR*) desde el punto de inicio en el sensor 3 continuamente hasta la salida en el sensor 2.

**Gráfica 26: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 3 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado**



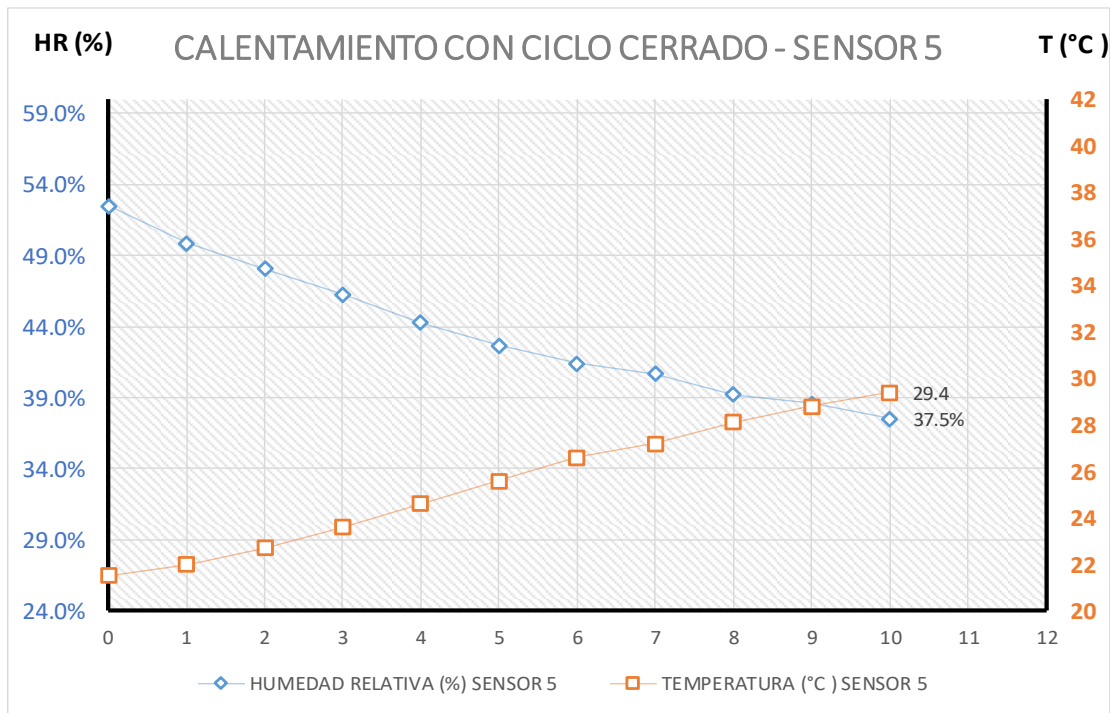
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 27: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 4 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado**



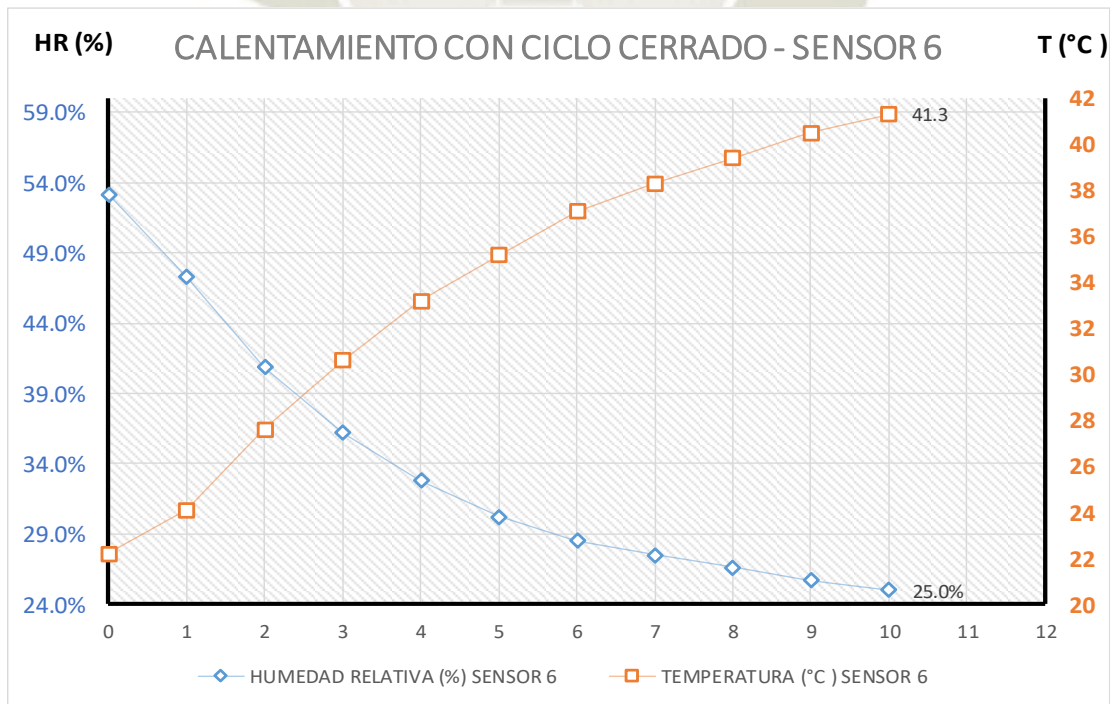
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 28: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 5 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado**



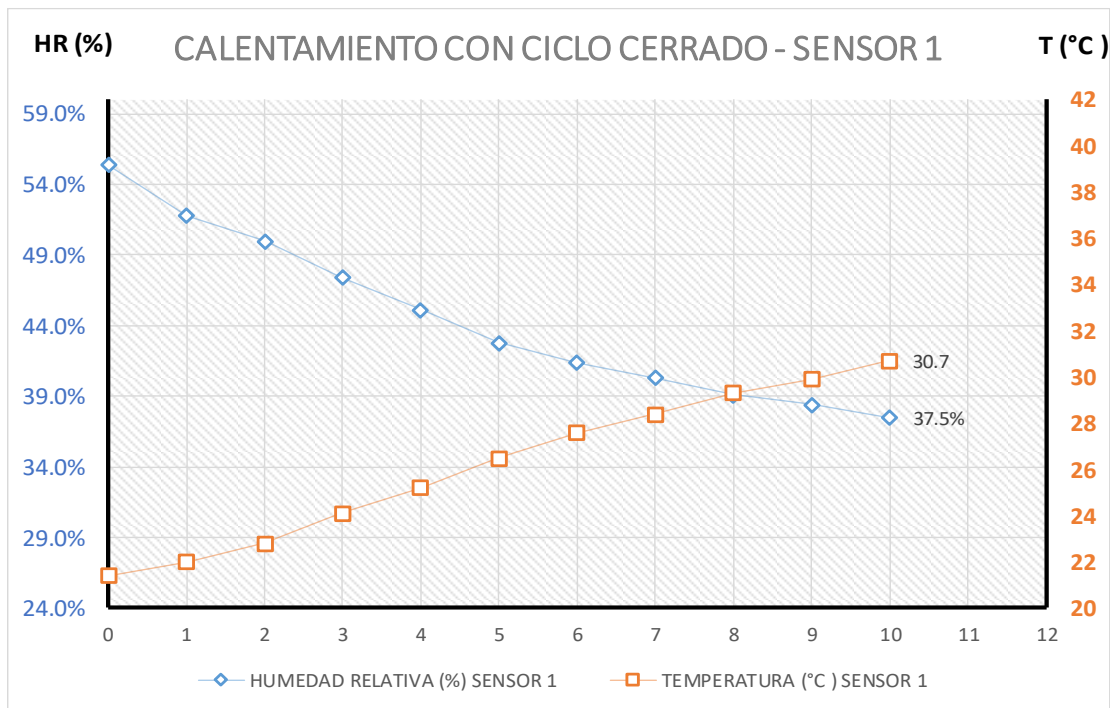
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 29: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 6 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado**



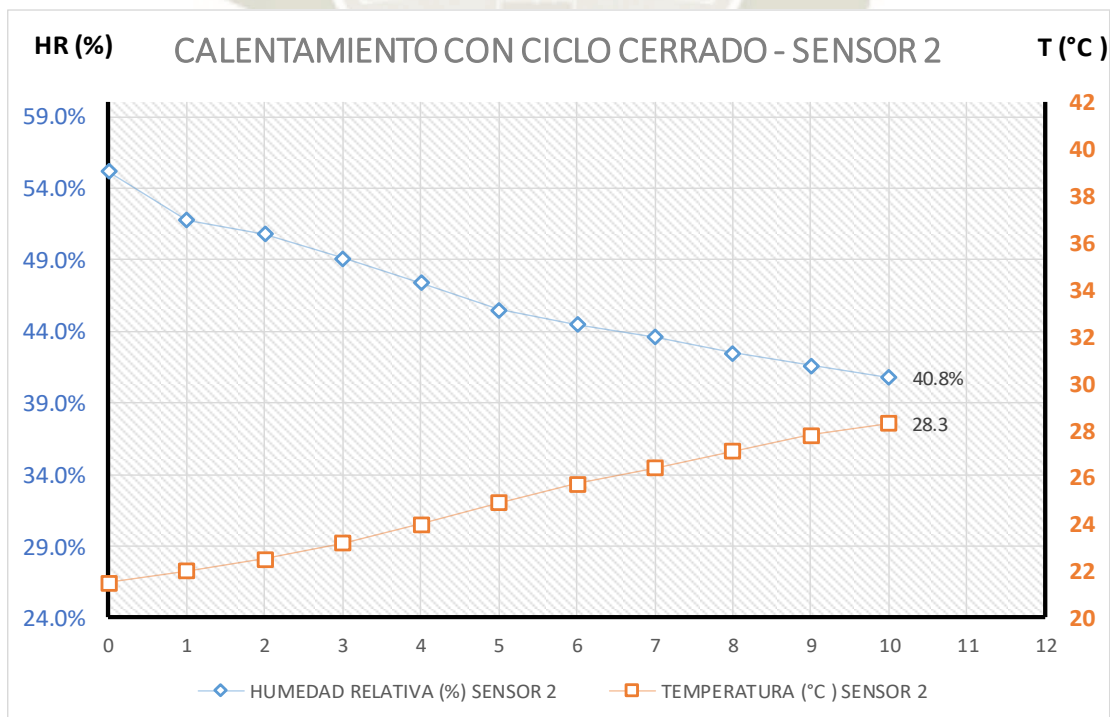
Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 30: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado**



Fuente: Elaboración propia

**Gráfica 31: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 2 en prueba de calentamiento con ciclo cerrado**



Fuente: Elaboración propia

Se ingresó los datos obtenidos en la carta psicrométrica (Anexo F) y se observó que el comportamiento del aire es similar al calentamiento con ciclo abierto. El calor añadido es prácticamente calor sensible incrementando la entalpía ( $h$ ) y la temperatura de bulbo húmedo ( $T_{BH}$ ).

#### 4.3.7 Prueba de calor sensible en la cámara de simulación

El módulo de aire acondicionado cuenta con una cámara de simulación de calor sensible, el cual aumenta la temperatura del ambiente sin afectar su estructura molecular y por lo tanto su estado.

Para esta prueba se encenderá el ventilador seguidamente la resistencia de la cámara de simulación. Los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 13.

**Tabla 13: Prueba de tiempo de calor sensible en la cámara de simulación**

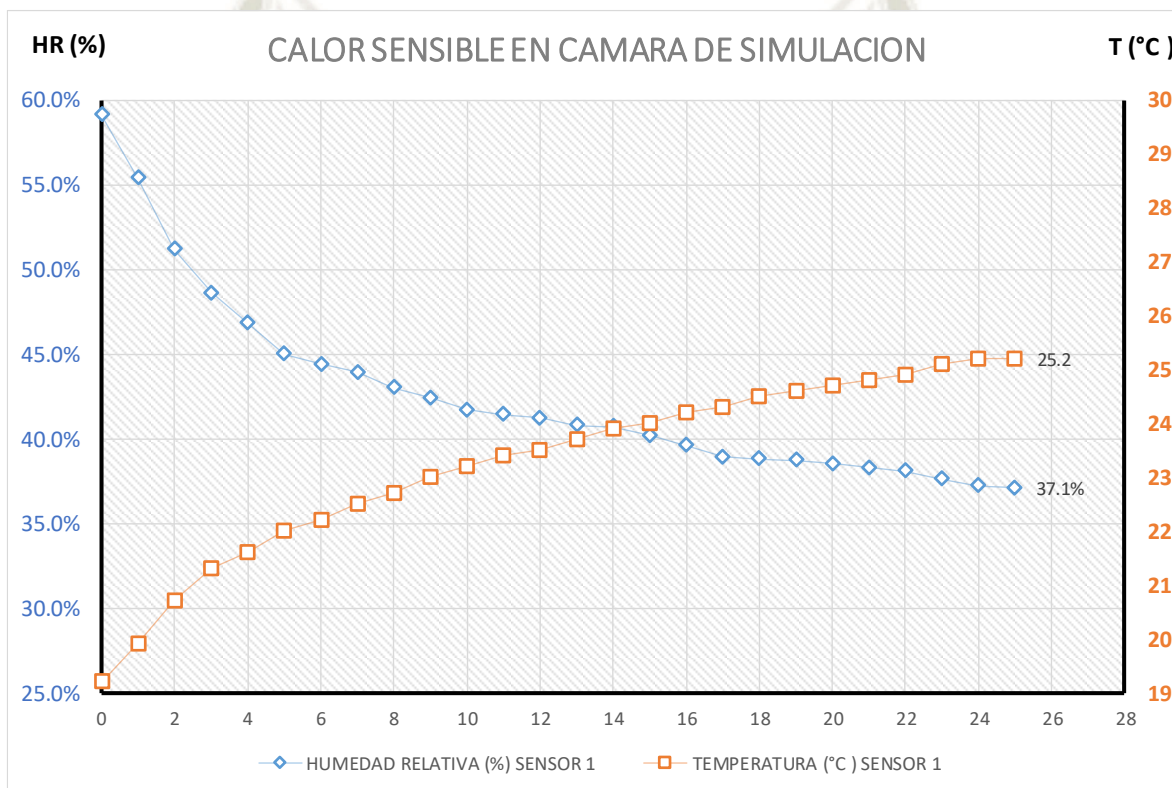
TIEMPO (min)	TEMPERATURA ( °C )	HUMEDAD RELATIVA
0	19.2	59.1%
1	19.9	55.4%
2	20.7	51.2%
3	21.3	48.6%
4	21.6	46.8%
5	22	45.0%
6	22.2	44.4%
7	22.5	43.9%
8	22.7	43.0%
9	23	42.4%
10	23.2	41.7%
11	23.4	41.4%
12	23.5	41.2%
13	23.7	40.8%
14	23.9	40.7%
15	24	40.2%
16	24.2	39.6%
17	24.3	38.9%
18	24.5	38.8%
19	24.6	38.7%
20	24.7	38.5%
21	24.8	38.3%
22	24.9	38.1%
23	25.1	37.6%
24	25.2	37.2%
25	25.2	37.1%

**Fuente:** Elaboración propia

La temperatura de bulbo seco (*TBS*) alcanzada fue de 25.2 °C con una humedad relativa (*HR*) de 37.1 % en un tiempo total de 25 minutos.

Al pasar los datos a la carta psicrometrica (Anexo G) se observa que el comportamiento del aire es completamente calentamiento con dirección horizontal hacia la derecha. El calor añadido es totalmente sensible ya que su humedad específica ( $\omega$ ) se mantiene, no aumenta.

**Gráfica 32: Tiempo vs temperatura y humedad del sensor 1 en prueba de calor sensible**



Fuente: Elaboración propia

#### 4.4 ANÁLISIS TÉCNICO OPERATIVO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE AL INTERIOR DE LA CÁMARA DE SIMULACIÓN

##### a. Selección de las temperaturas óptimas para el confort humano y programando en el módulo

Como objetivo de los sistemas de acondicionamiento de aire proporcionar un ambiente interior confortable se recomienda los siguientes valores:

Condiciones de confort humano recomendadas para el diseño de interiores

**Tabla 14: Condiciones de confort humano recomendados**

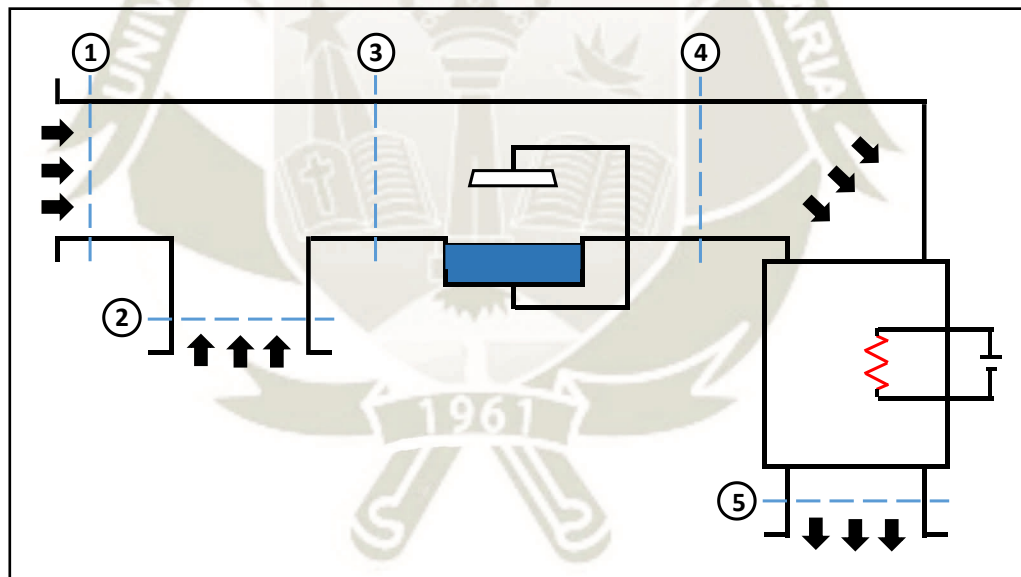
	Temperatura °C	Humedad relativa
Verano	25 - 26	50%
Invierno	20 - 22	>25%

Fuente: (Pita, 2000)

**b. Evaluación del módulo de aire acondicionado**

Procedemos a evaluar diferentes casos de estudio del acondicionamiento de aire en el módulo. Para realizar estas pruebas se acondicionó las compuertas a 45° anticipadamente para obtener un flujo re-circulante.

**4.4.1 Proceso de humidificación con calor sensible**



**Figura 96: Proceso de humidificación con calor sensible**

Fuente: Elaboración propia

Se encenderá el ventilador el cual tiene un flujo de  $12 \text{ m}^3/\text{min}$ , de manera simultánea encendemos el humidificador y la resistencia que simula calor sensible en la cámara de simulación.

Transcurrido 30 minutos procedemos a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR), los datos experimentales se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla 15: Datos experimentales del proceso de humidificación con calor sensible**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1	20.8	40
2	23.9	70.8
3	21.8	50.6
4	19.9	82.7
5	24.2	69.4

**Fuente:** Elaboración propia

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades físicas del aire al interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpia (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico ( $v$ ).

**Tabla 16: Propiedades del aire del proceso de humidificación con calor sensible**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1	12.1	41.6	0.0081	1.1211
2	19.8	68.9	0.0176	1.1500
3	14.7	49.8	0.0110	1.1300
4	17.7	60.8	0.0161	1.1318
5	19.8	69.0	0.0176	1.1511

**Fuente:** Elaboración propia

- **Determinación de flujo másico del aire en los puntos 1 y 2**

El ventilador tiene un flujo de  $12 \text{ m}^3/\text{min}$  y la densidad del aire es de  $1.225 \text{ kg}/\text{m}^3$ , por lo tanto el flujo másico del ventilador es:

$$\dot{m}_v = \rho * V * A$$

Donde:

$\dot{m}_v$ : Flujo másico del ventilador en  $kg/seg$

$\rho$ : Densidad del aire en  $kg/m^3$

$V$ : Velocidad en  $m/seg$

$A$ : Área en  $m^2$

$$\dot{m}_v = 1.225 \frac{kg}{m^3} * 12 \frac{m^3}{min} * \frac{1 min}{60 seg}$$

$$\dot{m}_v = 0.242 \frac{kg}{seg}$$

De la mezcla adiabática de flujos de aire se tiene la siguiente formula:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} ; \dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en  $kg/seg$

$\omega_1$ : Humedad especifica en el punto 1 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_2$ : Humedad especifica en el punto 2 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_3$ : Humedad especifica en el punto 3 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$h_1$ : Entalpia en el punto 1 en  $kJ/kg_{as}$

$h_2$ : Entalpia en el punto 2 en  $kJ/kg_{as}$

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 en  $kJ/kg_{as}$

Por lo tanto:

$$0.242 \frac{kg}{seg} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

$$\frac{(0.242 - \dot{m}_{a2}) \frac{kJ}{seg}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{0.0176 - 0.0110}{0.0110 - 0.0081}$$

$$\dot{m}_{a2} = 0.0738 \frac{kg}{seg}$$

De la ecuación anterior reemplazamos  $\dot{m}_{a2}$  para obtener  $\dot{m}_{a1}$ :

$$\dot{m}_{a1} = (0.242 - 0.0738) \frac{kg}{seg}$$

$$\dot{m}_{a1} = 0.168 \frac{kg}{seg}$$

- **Determinación del punto de rocío del proceso de humidificación**

El punto de rocío se obtiene de la carta psicrométrica. Ver la siguiente Figura 97.

-





De la carta psicrométrica obtenemos el punto de rocío (PR)

$$PR = 19\text{ }^{\circ}\text{C}$$

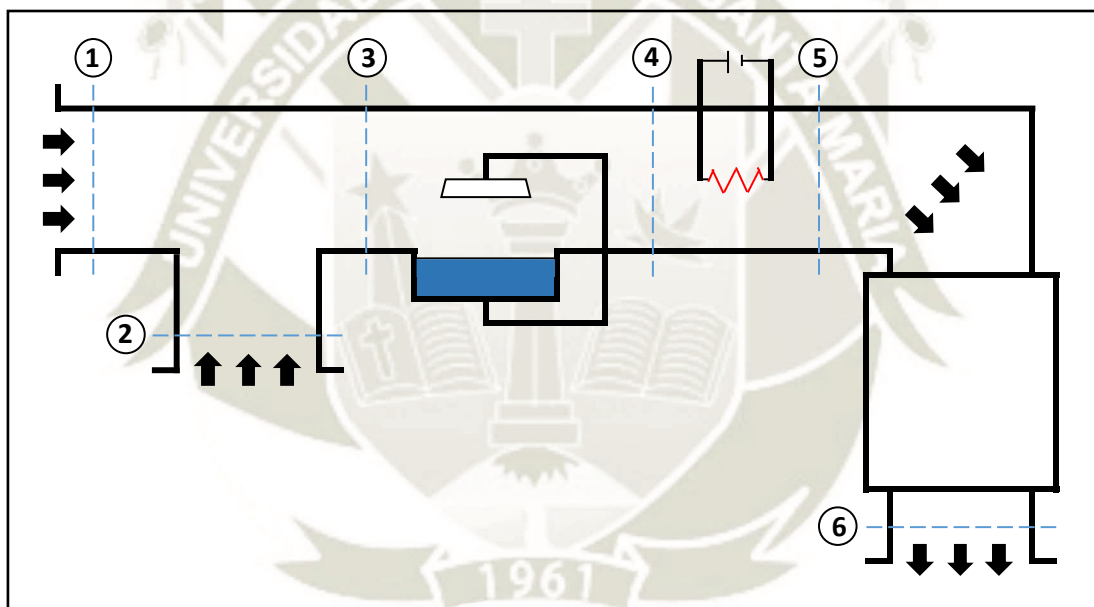
- **Determinación de la eficiencia de humidificación**

$$\eta_h = \frac{TBS_3 - TBS_4}{TBS_3 - TBS_{4'}}$$

$$\eta_h = \frac{21.8 - 19.9}{21.8 - 19}$$

$$\eta_h = 67.85\%$$

**4.4.2 Proceso de humidificación con calentamiento**



**Figura 98: Proceso de humidificación con calentamiento**

**Fuente:** Elaboración propia

Se procede a accionar el ventilador el cual suministra un flujo de  $12\text{ m}^3/\text{min}$ , seguidamente accionamos el humidificador ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo, luego las resistencias ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo recomendado.

Transcurrido 20 minutos procedemos a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR), los datos experimentales se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla 17: Datos experimentales del proceso de humidificación con calentamiento**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1	20.8	40
2	25.6	61.7
3	22.2	50.7
4	19.8	66.9
5	30	49.6
6	26.6	58.8

**Fuente:** Elaboración propia

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades del aire en el interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa, altura que se encuentra la ciudad de Arequipa.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpia (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico ( $v$ ).

**Tabla 18: Propiedades del aire del proceso de humidificación con calentamiento**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1	12.1	41.6	0.0081	1.2110
2	19.8	69.0	0.0169	1.1550
3	15.0	50.9	0.0113	1.1320
4	15.5	52.6	0.0129	1.1260
5	21.3	75.4	0.0177	1.1740
6	20.2	70.6	0.0172	1.1600

**Fuente:** Elaboración propia

Procedemos a realizar los diferentes cálculos de aire acondicionado

- **Determinación de flujo másico en las entradas 1 y 2.**

De la mezcla adiabática de flujos de aire se obtiene la siguiente formula:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

Masa de aire seco

$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a3}$ : Flujo másico en el punto 3 =  $0.242 kg/seg$

$\omega_1$ : Humedad específica en el punto 1 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_2$ : Humedad específica en el punto 2 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$h_1$ : Entalpia en el punto 1 en  $kJ/kg_{as}$

$h_2$ : Entalpia en el punto 2 en  $kJ/kg_{as}$

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 en  $kJ/kg_{as}$

Por lo tanto:

Reemplazando datos en las ecuaciones

$$\frac{0.242 - \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{0.0169 - 0.0113}{0.0113 - 0.0081}$$

$$2.75 \dot{m}_{a2} = 0.242$$

$$\dot{m}_{a2} = 0.088 \frac{kg}{seg}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene el  $\dot{m}_{a1}$

$$\dot{m}_{a1} = 0.242 - 0.088$$

$$\dot{m}_{a1} = 0.154 \frac{kg}{seg}$$

#### - **Determinando el punto de rocío del humidificador**

El punto de rocío se obtiene de la carta psicrométrica. Ver la siguiente Figura 99.



$$PRA = 15.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Determinando la eficiencia del humidificador**

$$\eta_h = \frac{TBS_3 - TBS_4}{TBS_3 - TBS_{4'}}$$

$$\eta_h = \frac{22.2 - 19.8}{22.2 - 15.8}$$

$$\eta_h = 0.375 = 37.5\%$$

- **Determinación de la capacidad de calor sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ), calor latente ( $\dot{Q}_{lat}$ ) y calor total ( $\dot{Q}_{total}$ ) añadida por la resistencia**

Obteniendo la entalpía de la línea de adición de calor latente y sensible:

$$h_a = 63.2 \frac{kJ}{kg_{as}}$$

Para obtener la capacidad de calor sensible aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a(h_a - h_4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sen}$ : Capacidad de calor sensible ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor sensible ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_4$ : Entalpía en el punto 4 ( $kJ/kg_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor latente aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a(h_5 - h_a)$$

Donde:

$\dot{Q}_{lat}$ : Capacidad de calor latente ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor latente ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_5$ : Entalpía en el punto 5 ( $kJ/kg_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor total extraído aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_a(h_5 - h_4) \quad ; \quad \dot{Q}_{total} = \sum \dot{Q}_{sen,lat}$$

Donde:

$\dot{Q}_{total}$ : Capacidad de calor total extraído (*kW*)

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire (*kg/seg*)

$h_5$ : Entalpia en el punto 5 (*kJ/kg<sub>as</sub>*)

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 (*kJ/kg<sub>as</sub>*)

Calculamos la capacidad de calor latente, sensible y total entregada por la resistencia

$$\dot{Q}_{sen} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (63.2 - 52.6) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{sen} = 2.5652 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (75.4 - 63.2) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 2.9524 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{total} = 2.5652 + 2.9524$$

$$\dot{Q}_{total} = 5.5176 \text{ kW}$$

Comprobando el calor obtenido

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{a3}(h_5 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{total} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (75.4 - 52.6) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{total} = 5.5176 \text{ kW}$$

- **Determinando el factor de calor sensible SHF de la resistencia:**

$$SHF = \frac{\text{Calor Sensible}}{\text{Calor Total}}$$

$$SHF = \frac{2.5652}{5.5176} = 0.4649 = 46.49 \%$$

- **Determinando balance de agua en la sección del humidificador:**

$$\dot{m}_\omega = \dot{m}_{a3}(\omega_4 - \omega_3)$$

Donde:

$\dot{m}_\omega$ : Flujo de aire condensado

$\dot{m}_{a3}$ : Flujo másico del aire en el punto 3 ( $kg/seg$ )

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$\omega_4$ : Humedad específica en el punto 4 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$$\dot{m}_\omega = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (0.0129 - 0.0113) \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}}$$

$$\dot{m}_\omega = 0.0003872 \frac{kg_{H_2O}}{seg}$$

- **Determinando la cantidad de CFM proveniente del calentador del ducto:**

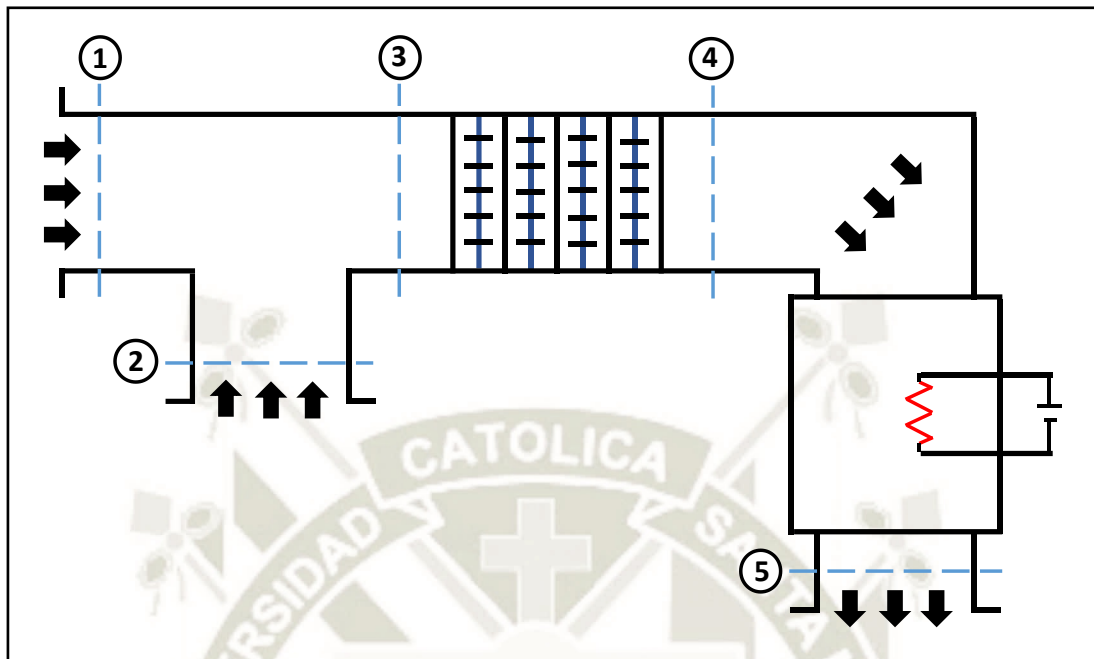
Tomando en cuenta el valor de humedad relativa en el punto 5

$$v_5 = 1.1740 \frac{m^3}{kg_{as}}$$

$$CFM = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} \left( \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right) \times 1.1740 \frac{m^3}{kg_{as}} \left( \frac{1 \text{ pie}}{0.3048 \text{ m}} \right)^3$$

$$CFM = 601.9 \frac{pie^3}{min}$$

#### 4.4.3 Proceso de deshumidificación con calor sensible



**Figura 100: Proceso de deshumidificación con calor sensible**

**Fuente:** Elaboración propia

Se encenderá el compresor aproximadamente 15 minutos hasta obtener una temperatura de 7 °C en el sistema de enfriamiento. Una vez alcanzada esta temperatura se encendió la bomba de agua la cual suministra un flujo de 12 *lt/min* en simultaneo con el ventilador. Luego se encenderá la resistencia de calor sensible ubicada en la cámara de simulación. Pasado 15 minutos de funcionamiento se tomarán los datos que se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla 19: Datos experimentales del proceso de deshumidificación con calor sensible**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1	20.8	40
2	23.4	42.3
3	22.0	42.3
4	16.4	58.8
5	23.7	41.9

**Fuente:** Elaboración propia

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades físicas del aire al interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpia (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico ( $v$ ).

**Tabla 20: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación con calor sensible**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1	12.1	41.6	0.0081	1.1211
2	14.5	49.2	0.0101	1.1346
3	13.4	45.7	0.0093	1.1277
4	11.4	39.5	0.0091	1.1060
5	14.7	49.8	0.0102	1.1359

**Fuente:** Elaboración propia

- **Determinación del flujo másico del aire en los puntos 1 y 2**

De la mezcla adiabática de flujos de aire se tiene la siguiente formula:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} ; \dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en  $kg/seg$

$\omega_1$ : Humedad específica en el punto 1 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_2$ : Humedad específica en el punto 2 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$h_1$ : Entalpia en el punto 1 en  $kJ/kg_{as}$

$h_2$ : Entalpia en el punto 2 en  $kJ/kg_{as}$

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 en  $kJ/kg_{as}$

$$0.242 \frac{kg}{seg} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

$$\frac{(0.242 - \dot{m}_{a2}) \frac{kJ}{seg}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{49.2 - 45.7}{45.7 - 41.6}$$

$$\dot{m}_{a2} = 0.1305 \frac{kg}{seg}$$

De la ecuación anterior reemplazamos  $\dot{m}_{a2}$  para obtener  $\dot{m}_{a1}$ :

$$\dot{m}_{a1} = (0.242 - 0.1305) \frac{kg}{seg}$$

$$\dot{m}_{a1} = 0.1114 \frac{kg}{seg}$$

- **Determinación de la mínima temperatura que puede alcanzar el deshumidificador**

Para la determinación de la mínima temperatura que puede alcanzar el deshumidificador se necesita graficar en la carta psicrométrica los datos obtenidos en la práctica. Ver la siguiente Figura 101.

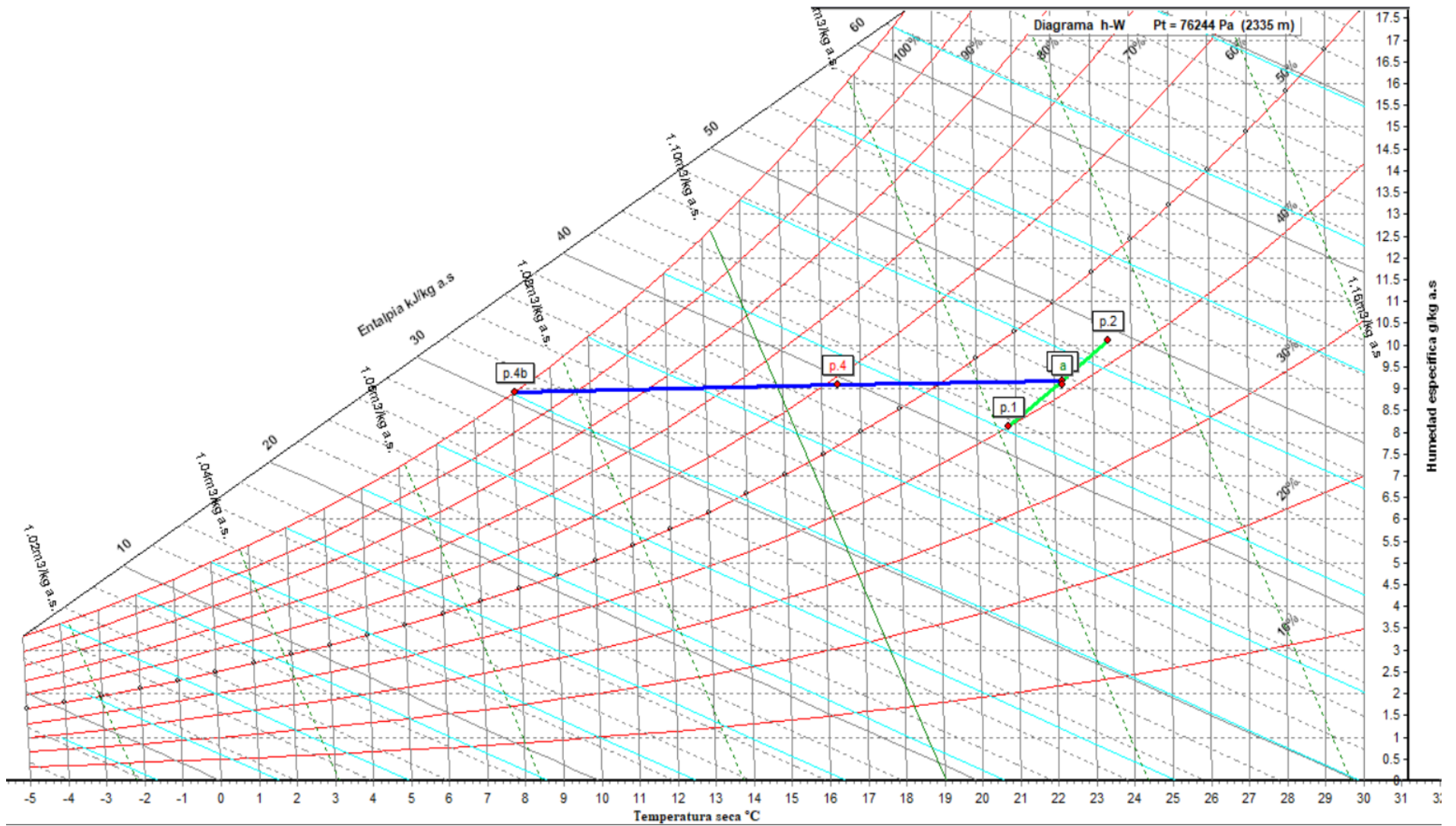


Figura 101: Proceso de deshumidificación con calor sensible en carta psicrométrica

Fuente: Elaboración propia

De la carta psicrométrica obtenemos la temperatura mínima (PRA)

$$PRA = 8.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Determinación del capacidad calor sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ), calor latente ( $\dot{Q}_{lat}$ ) y calor total ( $\dot{Q}_{total}$ ) del serpentín de enfriamiento.**

Obteniendo la entalpia de la línea de eliminación de calor latente y sensible:

$$h_a = 45.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}$$

Para obtener la capacidad de calor sensible aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a(h_a - h_4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sen}$ : Capacidad de calor sensible ( $\text{kW}$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $\text{kg}/\text{seg}$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor sensible ( $\text{kJ}/\text{kg}_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $\text{kJ}/\text{kg}_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor latente aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a(h_3 - h_a)$$

Donde:

$\dot{Q}_{lat}$ : Capacidad de calor latente ( $\text{kW}$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $\text{kg}/\text{seg}$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor latente ( $\text{kJ}/\text{kg}_{as}$ )

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 ( $\text{kJ}/\text{kg}_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor total extraído aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_a(h_3 - h_4) \quad ; \quad \dot{Q}_{total} = \sum \dot{Q}_{sen,lat}$$

Donde:

$\dot{Q}_{total}$ : Capacidad de calor total extraído ( $\text{kW}$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $kJ/kg_{as}$ )

Por lo tanto:

$$\dot{Q}_{sen} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (45.5 - 39.5) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{sen} = 1.452 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (45.7 - 45.5) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.0484 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{total} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (45.7 - 39.5) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.500 \text{ kW}$$

- **Determinación de la cantidad de humedad condensada en el deshumidificacor**

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_3 - \omega_4)$$

Donde:

$\dot{m}_w$ : Flujo másico condensado ( $kg_{H_2O}/seg$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg_{as}/seg$ )

$\omega_3$ : Humedad especifica en el punto 3 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$\omega_4$ : Humedad especifica en el punto 4 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

Por lo tanto:

$$\dot{m}_w = 0.242 \frac{kg}{seg} (0.0093 - 0.0091) \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}}$$

$$\dot{m}_w = 0.0000484 \frac{kg_{H_2O}}{seg} = 0.174 \frac{kg_{H_2O}}{hr}$$

- **Determinación del factor de calor sensible (*SHF*) en el deshumidificador:**

$$SHF = \frac{\dot{Q}_{sen}}{\dot{Q}_{total}}$$

$$SHF = \frac{1.452 \text{ kW}}{1.5 \text{ kW}}$$

$$SHF = 96.8 \%$$

- **Determinación del factor de contacto (*FC*) y el factor de bypass (*FD*) en el deshumidificador:**

$$FC + FD = 1$$

$$FC = \frac{TBS_3 - TBS_4}{TBS_3 - TBS_4'}$$

Por lo tanto:

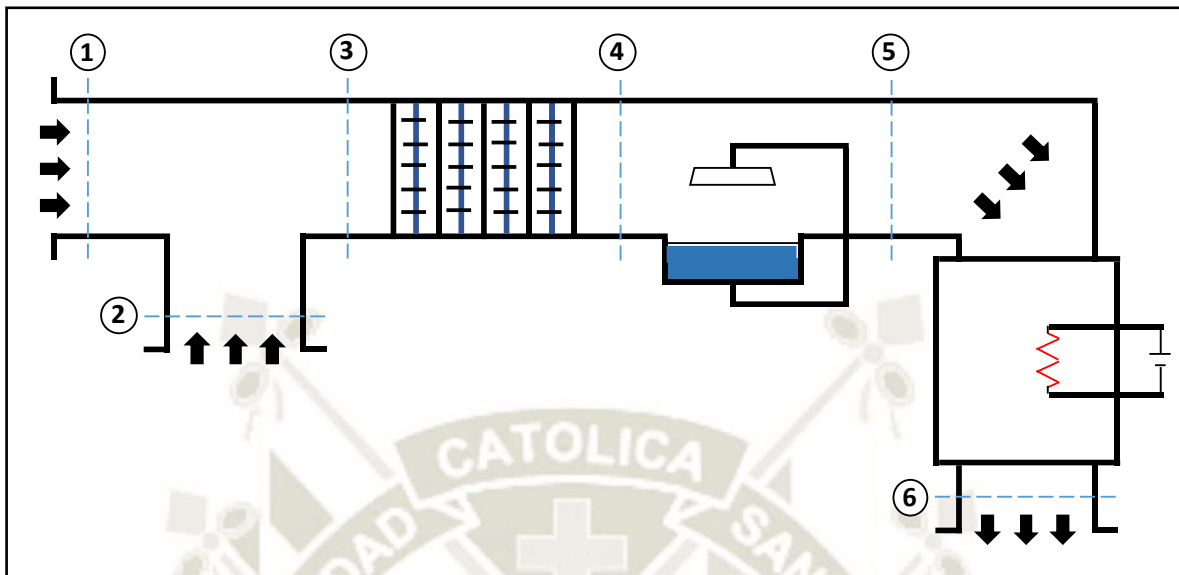
$$FC = \frac{22 - 16.4}{22 - 8.1}$$

$$FC = 40.28 \%$$

$$FD = 1 - 0.4028$$

$$FD = 59.72 \%$$

#### 4.4.4 Proceso de deshumidificación con humidificación y calor sensible



**Figura 102: Proceso de deshumidificación con humidificación y calor sensible en la cámara de simulación**

**Fuente:** Elaboración propia

Se procede a accionar el compresor del sistema de refrigeración, en 15 minutos debió registrarse una temperatura de  $7^{\circ}\text{C}$  aproximadamente en el evaporador para poder encender la bomba la cual bombeará el agua fría hacia los evaporadores instalados en el ducto de aire superior del módulo. Se observó que la temperatura del evaporador del sistema de refrigeración se incrementa, debido al agua que no estuvo en contacto con el mismo en el proceso anterior, por lo tanto para que el agua tenga una temperatura homogénea se mantuvo operando por aproximadamente 15 minutos el compresor, la bomba la cual suministra un flujo de 12 l/min y el ventilador el cual suministra un flujo de  $12 \text{ m}^3/\text{min}$ .

En esta última operación se accionó conjuntamente el humidificador ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo, luego la resistencia de la cámara de simulación ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo recomendado.

Luego procedemos a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR), los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 20.

**Tabla 21: Datos experimentales del proceso de deshumidificación con humidificación y con calor sensible.**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1	21.1	40
2	20	67.7
3	20.7	49
4	15.5	64.2
5	13.1	93.3
6	19.4	69.6

**Fuente:** Elaboración propia

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades del aire en el interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa, altura que se encuentra la ciudad de Arequipa.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpia (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico ( $v$ ).

**Tabla 22: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación con humidificación y con calor sensible.**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1	12.3	42.2	0.0083	1.1225
2	15.8	53.6	0.0132	1.1271
3	13.5	46	0.0099	1.1239
4	11.3	39.3	0.0094	1.1031
5	12.4	42.7	0.0117	1.0979
6	15.5	52.7	0.0131	1.1250

**Fuente:** Elaboración propia

- **Determinación de flujo másico en las entradas 1 y 2.**

De la mezcla adiabática de flujos de aire se tiene la siguiente formula:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \quad ; \quad \dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en  $kg/seg$

$\omega_1$ : Humedad específica en el punto 1 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_2$ : Humedad específica en el punto 2 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$h_1$ : Entalpia en el punto 1 en  $kJ/kg_{as}$

$h_2$ : Entalpia en el punto 2 en  $kJ/kg_{as}$

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 en  $kJ/kg_{as}$

Reemplazando datos en las ecuaciones

$$\frac{0.242 \frac{kg}{seg} - \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{53.6 - 46}{46 - 42.2}$$

$$3 \dot{m}_{a2} = 0.242 \frac{kg}{seg}$$

$$\dot{m}_{a2} = 0.08067 \frac{kg}{seg}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene el  $\dot{m}_{a1}$

$$\dot{m}_{a1} = 0.242 - 0.08067$$

$$\dot{m}_{a1} = 0.1613 \frac{kg}{seg}$$

- **Determinando la temperatura que puede alcanzar el deshumidificador  $TBS_4'$**

Se grafica los datos obtenidos por el modulo en la carta psicrométrica que se ve en la siguiente Figura 103.



De la carta psicrométrica obtenemos la temperatura mínima (PRA)

$$PRA = 7.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Determinación del capacidad calor sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ), calor latente ( $\dot{Q}_{lat}$ ) y calor total ( $\dot{Q}_{total}$ ) del serpentín de enfriamiento.**

Obteniendo la entalpia de la línea de eliminación de calor latente y sensible:

$$h_a = 44.7 \frac{kJ}{kg_{as}}$$

Para obtener la capacidad de calor sensible aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a(h_a - h_4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sen}$ : Capacidad de calor sensible ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor sensible ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $kJ/kg_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor latente aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a(h_3 - h_a)$$

Donde:

$\dot{Q}_{lat}$ : Capacidad de calor latente ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor latente ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 ( $kJ/kg_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor total extraído aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_a(h_3 - h_4) \quad ; \quad \dot{Q}_{total} = \sum \dot{Q}_{sen,lat}$$

Donde:

$\dot{Q}_{total}$ : Capacidad de calor total extraído ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $kJ/kg_{as}$ )

Calculamos la capacidad de calor latente, sensible y total extraído.

$$\dot{Q}_{sen} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (44.7 - 39.3) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{sen} = 1.3068 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (46 - 44.7) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.3146 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.3068 + 0.3146$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.6214 \text{ kW}$$

Comprobando el calor obtenido

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{a3}(h_5 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{total} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (46 - 39.3) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.6214 \text{ kW}$$

- **Determinación de humedad condensada en el deshumidificador**

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{a3}(\omega_3 - \omega_4)$$

Donde:

$\dot{m}_w$ : Flujo másico condensado ( $kg_{H_2O}/seg$ )

$\dot{m}_{a3}$ : Flujo másico del aire en el punto 3 ( $kg_{as}/seg$ )

$\omega_3$ : Humedad especifica en el punto 3 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$\omega_4$ : Humedad especifica en el punto 4 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

Por lo tanto:

$$\dot{m}_w = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (0.0099 - 0.0094) \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}}$$

$$\dot{m}_\omega = 0.000121 \frac{kgH_2O}{seg} = 0.4356 \frac{kgH_2O}{hr}$$

- **Determinación del factor de calor sensible en el deshumidificador**

$$SHF = \frac{Calor\ Sensible}{Calor\ Total}$$

$$SHF = \frac{1.3068}{1.6214}$$

$$SHF = 80.60 \%$$

- **Determinación del factor de contacto y factor de bypass en el deshumidificador**

$$FC = \frac{TBS_3 - TBS_4}{TBS_3 - TBS_{4'}} = \frac{20.7 - 15.5}{20.7 - 7.4}$$

$$FC = 0.3909 = 39.09 \%$$

$$FD = 1 - 0.3909 = 60.91 \%$$

- **Determinación del punto de rocío del humidificador**

Dato obtenido de la carta psicrométrica Figura 103:

$$PRA = 12.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Determinación de la eficiencia del humidificador**

$$\eta_h = \frac{TBS_4 - TBS_5}{TBS_4 - TBS_{5'}}$$

$$\eta_h = \frac{15.5 - 13.1}{15.5 - 12.6}$$

$$\eta_h = 0.8276 = 82.76\%$$

- **Determinación del balance de agua en la sección del humidificador**

$$\dot{m}_\omega = \dot{m}_{a3}(\omega_5 - \omega_4)$$

Donde:

$\dot{m}_\omega$ : Flujo de aire condensado

$\dot{m}_{a3}$ : Flujo másico del aire en el punto 3 ( $kg/seg$ )

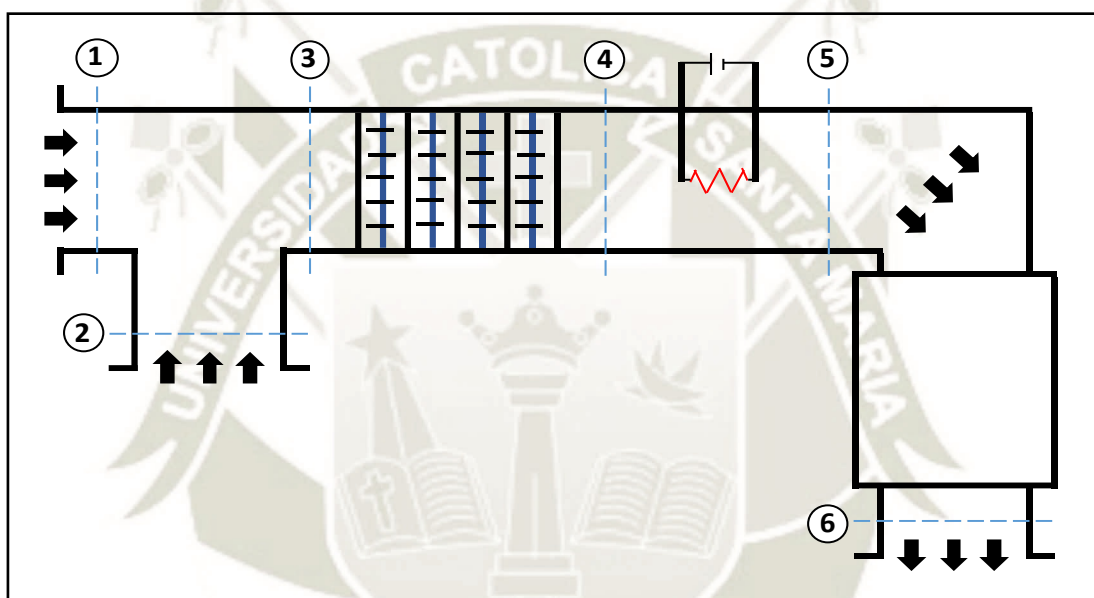
$\omega_4$ : Humedad específica en el punto 4 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$\omega_5$ : Humedad específica en el punto 5 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$$\dot{m}_\omega = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (0.0117 - 0.0094) \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}}$$

$$\dot{m}_\omega = 0.0005566 \frac{kg_{H_2O}}{seg} = 2.0037 \frac{kg_{H_2O}}{hr}$$

#### 4.4.5 Proceso de deshumidificación y calentamiento



**Figura 104: Proceso de deshumidificación con calentamiento**

**Fuente:** Elaboración propia

Se procede a accionar el compresor del sistema de refrigeración, en 15 minutos debió registrarse una temperatura de  $7^{\circ}C$  aproximadamente en el evaporador para poder encender la bomba la cual bombeará el agua fría hacia los evaporadores instalados en el ducto de aire superior del módulo. Se observó que la temperatura del evaporador del sistema de refrigeración se incrementa, debido al agua que no estuvo en contacto con el mismo en el proceso anterior, por lo tanto para que el agua tenga una temperatura homogénea se mantuvo operando por aproximadamente 15 minutos el compresor, la bomba la cual suministra un flujo de  $12 \text{ l/min}$  y el ventilador el cual suministra un flujo de  $12 \text{ m}^3/\text{min}$ .

En esta última operación se accionó conjuntamente las resistencias del ducto ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo recomendado.

Luego procedemos a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR), los datos experimentales se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla 23: Datos experimentales del proceso de deshumidificación con calentamiento**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1	21	42
2	24.9	38.4
3	21.9	43.4
4	15.9	58.2
5	34.2	26.3
6	27.2	35.6

**Fuente:** Elaboración propia

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades del aire en el interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa, altura que se encuentra la ciudad de Arequipa.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpia (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico ( $v$ ).

**Tabla 24: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación con calentamiento**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1	12.6	43.1	0.0086	1.1228
2	14.9	50.6	0.0108	1.1402
3	13.5	46	0.0094	1.1277
4	10.9	38	0.0087	1.1034
5	18.8	64.6	0.0118	1.1790
6	16.1	54.6	0.0107	1.1500

**Fuente:** Elaboración propia

- **Determinación de flujo másico en las entradas 1 y 2.**

De la mezcla adiabática de flujos de aire se obtiene la siguiente formula:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

Masa de aire seco

$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

Reemplazando datos en las ecuaciones

$$\frac{0.242 - \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{50.6 - 46}{46 - 43.1}$$

$$2.5862 \dot{m}_{a2} = 0.242$$

$$\dot{m}_{a2} = 0.09357 \frac{kg}{seg}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene el  $\dot{m}_{a1}$

$$\dot{m}_{a1} = 0.242 - 0.09357$$

$$\dot{m}_{a1} = 0.14843 \frac{kg}{seg}$$

Corrigiendo datos del punto 3 según el flujo hallado

$$TBS'_3 = 22.5 \text{ } ^\circ C$$

$$HR'_3 = 41 \%$$

$$h'_3 = 46 \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\omega'_3 = 0.0092 \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}}$$

$$v'_3 = 1.1295 \frac{m^3}{kg_{as}}$$

- **Determinando la temperatura mínima que puede alcanzar el deshumidificador**

$TBS_{4'}$

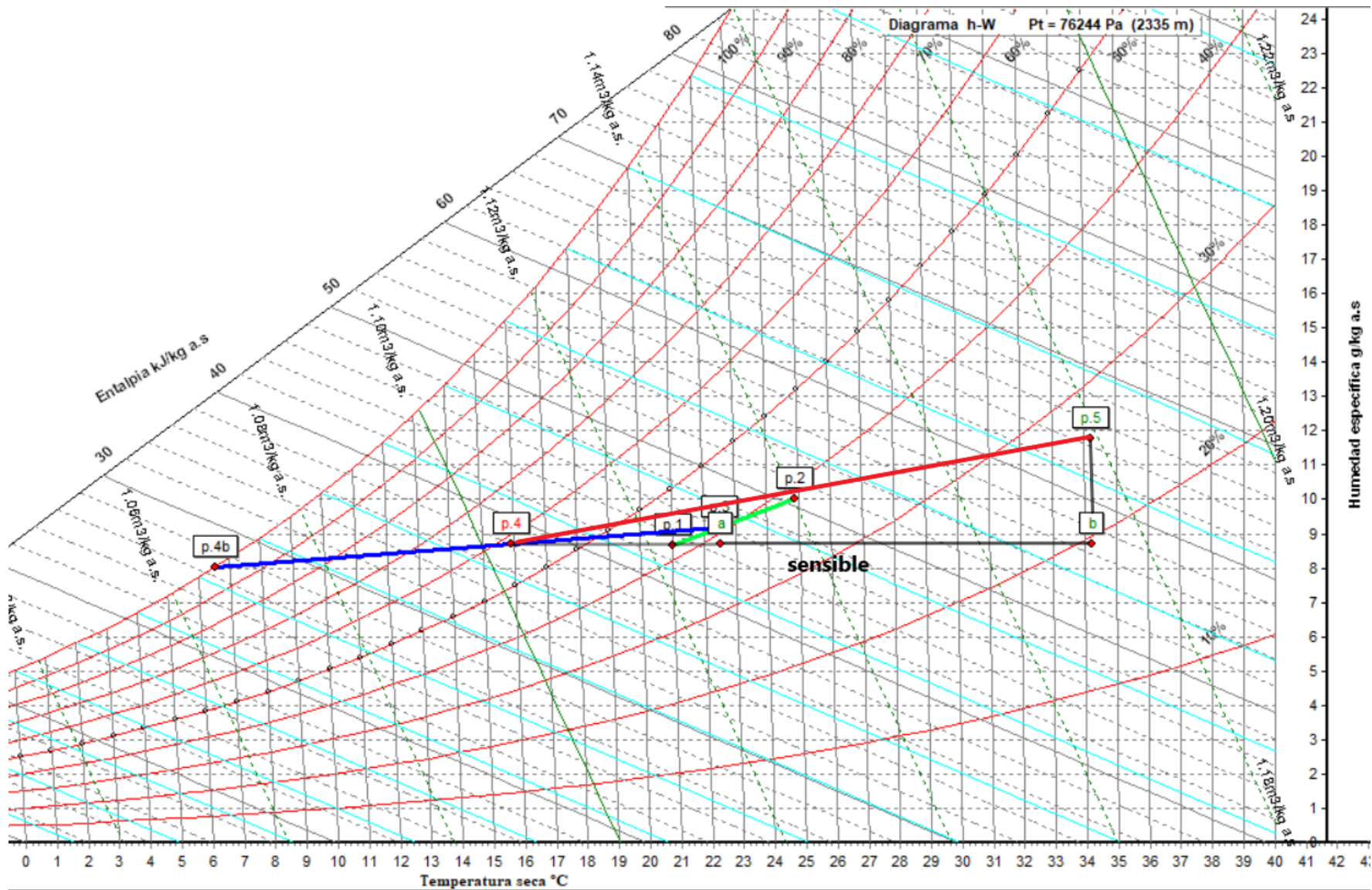


Figura 105: Proceso de deshumidificación con calentamiento en carta psicrométrica

Fuente: Elaboración propia

De la carta psicrométrica obtenemos la temperatura mínima (PRA)

$$PRA = 6.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Determinación del capacidad calor sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ), calor latente ( $\dot{Q}_{lat}$ ) y calor total ( $\dot{Q}_{total}$ ) del serpentín de enfriamiento.**

Obteniendo la entalpia de la línea de eliminación de calor latente y sensible:

$$h_a = 44.8 \frac{kJ}{kg_{as}}$$

Para obtener la capacidad de calor sensible aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a(h_a - h_4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sen}$ : Capacidad de calor sensible ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor sensible ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $kJ/kg_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor latente aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a(h_3 - h_a)$$

Donde:

$\dot{Q}_{lat}$ : Capacidad de calor latente ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor latente ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 ( $kJ/kg_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor total extraído aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_a(h_3 - h_4) \quad ; \quad \dot{Q}_{total} = \sum \dot{Q}_{sen,lat}$$

Donde:

$\dot{Q}_{total}$ : Capacidad de calor total extraído ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $kJ/kg_{as}$ )

Calculamos la capacidad de calor latente, sensible y total extraído por los serpentines de enfriamiento.

$$\dot{Q}_{sen} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (44.8 - 38) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{sen} = 1.6456 kW$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (46 - 44.8) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.2904 kW$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.64456 + 0.2904$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.936 kW$$

Comprobando el calor extraído obtenido

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{a3} (h_3 - h_4) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{total} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (46 - 38)$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.936 kW \times \left( \frac{3410 BTU/hr}{1 kW} \right) \times \left( \frac{1 TON}{1200 BTU/hr} \right)$$

$$\dot{Q}_{total} = 5.501 TON$$

- **Determinación de humedad condensada en el deshumidificador**

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{a3} (\omega'_3 - \omega_4)$$

Donde:

$\dot{m}_w$ : Flujo másico condensado ( $kg_{H_2O}/seg$ )

$\dot{m}_{a3}$ : Flujo másico del aire en el punto 3 ( $kg_{as}/seg$ )

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$\omega_4$ : Humedad específica en el punto 4 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$$\dot{m}_\omega = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (0.0092 - 0.0087) \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}}$$

$$\dot{m}_\omega = 0.000121 \frac{kg_{H_2O}}{seg} = 0.4356 \frac{kg_{H_2O}}{hr}$$

- **Determinación del factor de calor sensible en el deshumidificador**

$$SHF = \frac{\text{Calor Sensible}}{\text{Calor Total}}$$

$$SHF = \frac{1.6456}{1.936} = 0.85 = 85\%$$

- **Determinación del factor de contacto y factor de bypass en el deshumidificador**

$$FC = \frac{TBS_{3'} - TBS_4}{TBS_{3'} - TBS_{4'}} = \frac{22.5 - 15.9}{22.5 - 6.5}$$

$$FC = 0.4125 = 41.25 \%$$

$$FD = 1 - 0.4125 = 58.75 \%$$

- **Determinación del capacidad calor sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ), calor latente ( $\dot{Q}_{lat}$ ) y calor total ( $\dot{Q}_{total}$ ) entregada por la resistencia.**

Obteniendo la entalpia de la línea de adición de calor latente y sensible:

$$h_b = 56.7 \frac{kJ}{kg_{as}}$$

Para obtener la capacidad de calor sensible aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a (h_b - h_4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sen}$ : Capacidad de calor sensible ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_b$ : Línea de calor sensible agregado ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $kJ/kg_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor latente aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a(h_5 - h_b)$$

Donde:

$\dot{Q}_{lat}$ : Capacidad de calor latente (*kW*)

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire (*kg/seg*)

$h_b$ : Línea de calor latente agregado (*kJ/kg<sub>as</sub>*)

$h_5$ : Entalpia en el punto 5 (*kJ/kg<sub>as</sub>*)

Para obtener la capacidad de calor total extraído aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_a(h_5 - h_4) \quad ; \quad \dot{Q}_{total} = \sum \dot{Q}_{sen,lat}$$

Donde:

$\dot{Q}_{total}$ : Capacidad de calor total extraído (*kW*)

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire (*kg/seg*)

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 (*kJ/kg<sub>as</sub>*)

$h_5$ : Entalpia en el punto 5 (*kJ/kg<sub>as</sub>*)

Calculamos la capacidad de calor latente, sensible y total entregada por la resistencia

$$\dot{Q}_{sen} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (56.7 - 38) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{sen} = 4.5254 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (64.6 - 56.7) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 1.9118 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{total} = 4.5254 + 1.9118$$

$$\dot{Q}_{total} = 6.4372 \text{ kW}$$

Comprobando el calor añadido

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{a3}(h_5 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{total} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (64.6 - 38) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{total} = 6.437 kW$$

- Determinación del factor de calor sensible en la resistencia

$$SHF_R = \frac{Calor Sensible}{Calor Total}$$

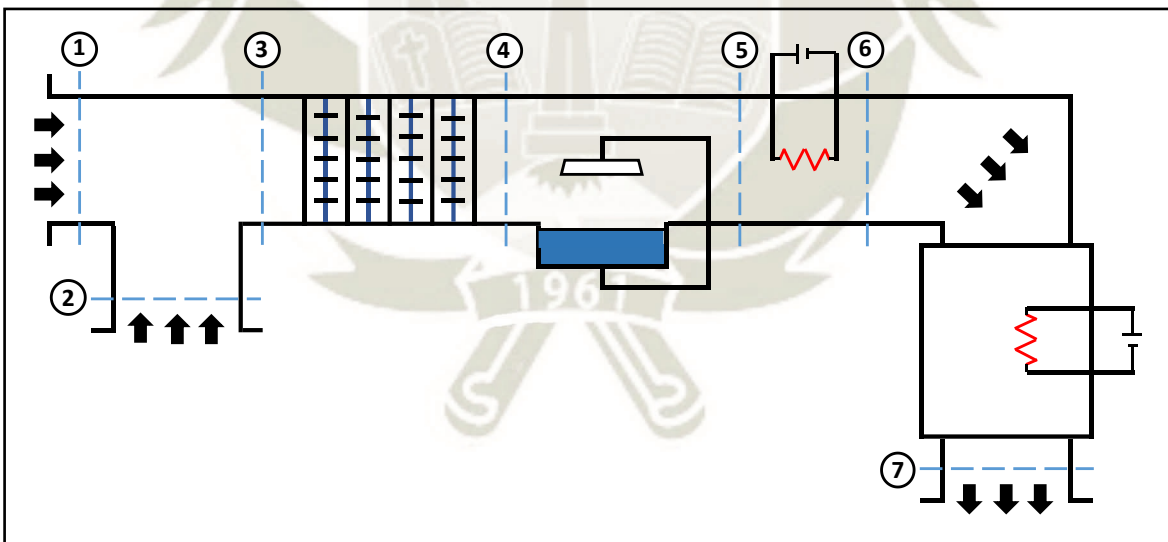
$$SHF_R = 70.3\% \frac{4.5254}{6.4372} = 0.703 = SHF = 70.3\%$$

- Determinación de la cantidad de CFM en el ducto después del calentador

$$CFM = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} \times \left( \frac{60 seg}{1 min} \right) \times \left( 1.1790 \frac{m^3}{kg_{as}} \right) \times \left( \frac{1 pie}{0.3048} \right)^3$$

$$CFM = 604.55 \frac{pie^3}{min}$$

#### 4.4.6 Proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible



**Figura 106: Proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible**

**Fuente:** Elaboración propia

Se encenderá el compresor aproximadamente 15 minutos hasta obtener una temperatura de 7 °C en el evaporador. Una vez alcanzada esta temperatura en el evaporador se encendió la bomba la cual bombea agua fría hacia los evaporadores instalados en los

ductos de aire superior del módulo. Se observó que la temperatura del evaporador del sistema de refrigeración se eleva, debido al agua que no estuvo en contacto con el mismo en el proceso anterior, por lo tanto, para que el agua tenga una temperatura homogénea se mantuvo operando por aproximadamente 15 minutos el compresor, la bomba la cual suministra un flujo de  $12 \text{ lt}/\text{min}$  y el ventilador el cual suministra un flujo de  $12 \text{ m}^3/\text{min}$ . En esta última operación se accionó conjuntamente el humidificador ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo, luego la resistencia de la cámara de simulación ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo recomendado y por último las resistencias de calentamiento ubicada en el ducto superior ajustando la perilla al punto recomendado. Luego procedemos a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR), los datos experimentales se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla 25: Datos experimentales del proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1	21.2	40
2	20.9	71.6
3	21.1	49.8
4	16	64.9
5	14.8	78
6	19.1	78.4
7	21	71.5

**Fuente:** Elaboración propia

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades físicas del aire al interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpia (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico ( $v$ ).

**Tabla 26: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1	12.4	42.5	0.0083	1.1230
2	17.1	58.6	0.0148	1.1334
3	14	47.6	0.0104	1.1263
4	11.8	40.9	0.0098	1.1057
5	12.3	42.4	0.0109	1.1031
6	16.4	55.9	0.0145	1.1259
7	17.2	58.9	0.0149	1.1339

**Fuente:** Elaboración propia

- **Determinación del flujo másico del aire en los puntos 1 y 2**

De la mezcla adiabática de flujos de aire se tiene la siguiente fórmula:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \quad ; \quad \dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en  $kg/seg$

$\omega_1$ : Humedad específica en el punto 1 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_2$ : Humedad específica en el punto 2 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$h_1$ : Entalpia en el punto 1 en  $kJ/kg_{as}$

$h_2$ : Entalpia en el punto 2 en  $kJ/kg_{as}$

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 en  $kJ/kg_{as}$

$$0.242 \frac{kg}{seg} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

$$\frac{(0.242 - \dot{m}_{a2}) \frac{kJ}{seg}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{58.6 - 47.6}{47.6 - 42.5}$$

$$\dot{m}_{a2} = 0.0766 \frac{kg}{seg}$$

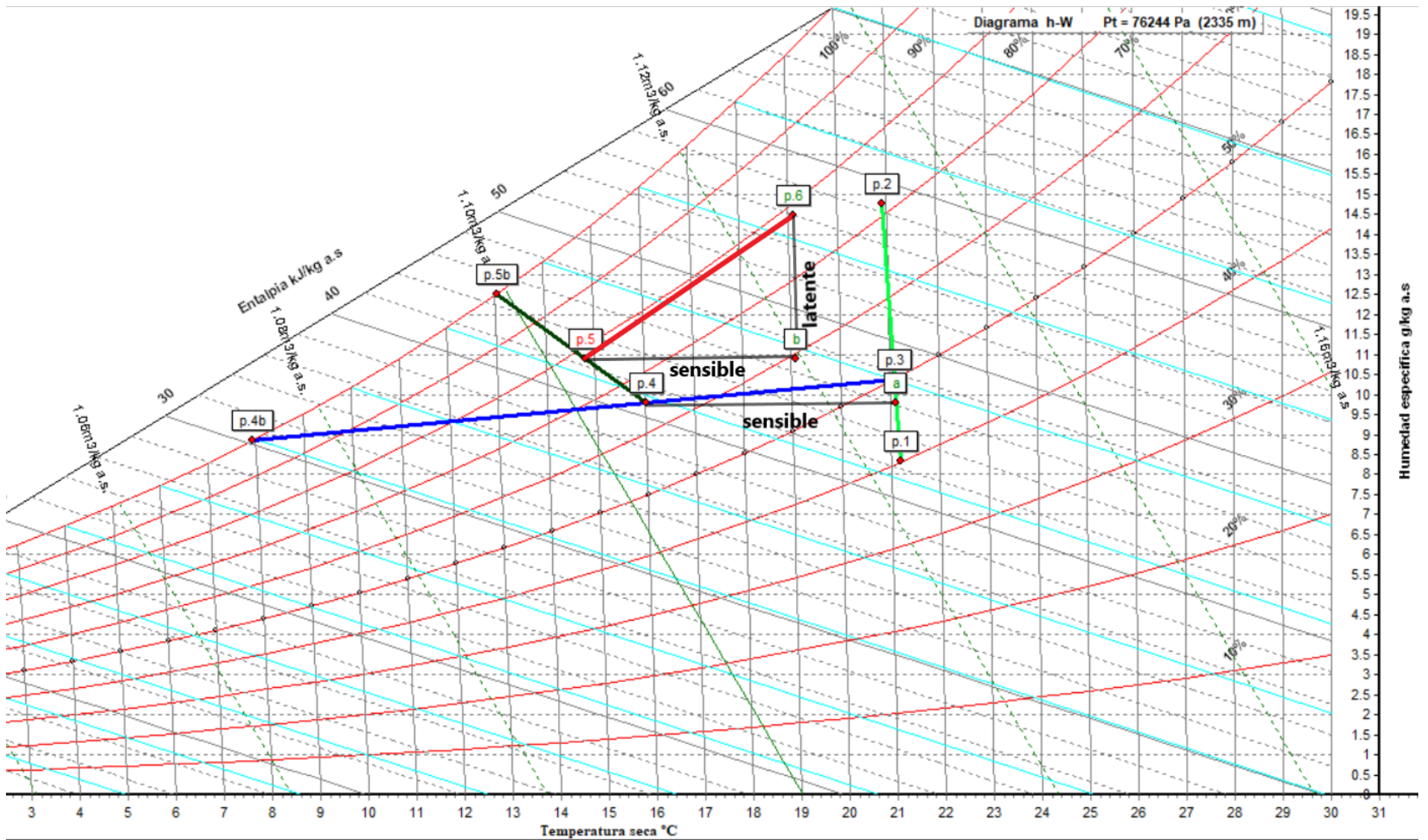
De la ecuación anterior reemplazamos  $\dot{m}_{a2}$  para obtener  $\dot{m}_{a1}$ :

$$\dot{m}_{a1} = (0.242 - 0.0766) \frac{kg}{seg}$$

$$\dot{m}_{a1} = 0.1653 \frac{kg}{seg}$$

- **Determinación de la mínima temperatura que puede alcanzar el deshumidificador**





**Figura 107: Proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible en carta psicrométrica**

**Fuente:** Elaboración propia

De la carta psicrométrica obtenemos la temperatura mínima (PRA)

$$PRA = 7.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Determinación del capacidad calor sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ), calor latente ( $\dot{Q}_{lat}$ ) y calor total ( $\dot{Q}_{total}$ ) del serpentín de enfriamiento.**

Obteniendo la entalpia de la línea de eliminación de calor latente y sensible:

$$h_a = 46.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}$$

Para obtener la capacidad de calor sensible aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a(h_a - h_4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sen}$ : Capacidad de calor sensible ( $\text{kW}$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $\text{kg}/\text{seg}$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor sensible ( $\text{kJ}/\text{kg}_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $\text{kJ}/\text{kg}_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor latente aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a(h_3 - h_a)$$

Donde:

$\dot{Q}_{lat}$ : Capacidad de calor latente ( $\text{kW}$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $\text{kg}/\text{seg}$ )

$h_a$ : Línea de eliminación de calor latente ( $\text{kJ}/\text{kg}_{as}$ )

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 ( $\text{kJ}/\text{kg}_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor total extraído aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_a(h_3 - h_4) \quad ; \quad \dot{Q}_{total} = \sum \dot{Q}_{sen,lat}$$

Donde:

$\dot{Q}_{total}$ : Capacidad de calor total extraído ( $\text{kW}$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_3$ : Entalpia en el punto 3 ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_4$ : Entalpia en el punto 4 ( $kJ/kg_{as}$ )

Por lo tanto:

$$\dot{Q}_{sen} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (46.1 - 40.9) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{sen} = 1.2584 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (47.6 - 46.1) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.363 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{total} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (47.6 - 40.9) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{total} = 1.6214 \text{ kW}$$

- **Determinación de la cantidad de humedad condensada en el deshumidificador**

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_3 - \omega_4)$$

Donde:

$\dot{m}_w$ : Flujo másico condensado ( $kg_{H_2O}/seg$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg_{as}/seg$ )

$\omega_3$ : Humedad especifica en el punto 3 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$\omega_4$ : Humedad especifica en el punto 4 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

Por lo tanto:

$$\dot{m}_w = 0.242 \frac{kg}{seg} (0.0104 - 0.0098) \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}}$$

$$\dot{m}_w = 0.0001452 \frac{kg_{H_2O}}{seg} = 0.5227 \frac{kg_{H_2O}}{hr}$$

- **Determinación del factor de calor sensible (*SHF*) en el deshumidificador:**

$$SHF = \frac{\dot{Q}_{sen}}{\dot{Q}_{total}}$$

$$SHF = \frac{1.2584 \text{ kW}}{1.6214 \text{ kW}}$$

$$SHF = 77.61 \%$$

- **Determinación del factor de contacto (*FC*) y el factor de bypass (*FD*) en el deshumidificador:**

$$FC + FD = 1 \quad ; \quad FC = \frac{TBS_3 - TBS_4}{TBS_3 - TBS_4'}$$

Por lo tanto:

$$FC = \frac{21.1 - 16}{21.1 - 7.9}$$

$$FC = 38.64 \%$$

$$FD = 1 - 0.3864$$

$$FD = 61.36 \%$$

- **Determinación del punto de rocío en el humidificador**

De la carta psicrométrica obtenemos el punto de rocío (PR)

$$PR = 13.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Determinación de la eficiencia de humidificación**

$$\eta_h = \frac{TBS_4 - TBS_5}{TBS_4 - TBS_5'}$$

$$\eta_h = \frac{16 - 14.8}{16 - 13.1}$$

$$\eta_h = 41.38 \%$$

- **Determinación del balance de agua en la sección de humidificación**

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_5 - \omega_4)$$

Donde:

$\dot{m}_w$ : balance de agua ( $kg_{H_2O}/seg$ )

$\dot{m}_a$ : flujo másico del aire ( $kg_{as}/seg$ )

$\omega_4$ : Humedad específica en el punto 4 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

$\omega_5$ : Humedad específica en el punto 5 ( $kg_{H_2O}/kg_{as}$ )

Por lo tanto:

$$\dot{m}_w = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (0.0109 - 0.0098) \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}}$$

$$\dot{m}_w = 0.0002662 \frac{kg_{H_2O}}{seg} = \mathbf{0.95832 \frac{kg_{H_2O}}{hr}}$$

- **Determinación de la potencia de la resistencia en los puntos 5 y 6**

Para obtener la potencia de la resistencia aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_a(h_6 - h_5)$$

Donde:

$\dot{Q}_R$ : potencia de la resistencia( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_5$ : Entalpia en el punto 5 ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_6$ : Entalpia en el punto 6 ( $kJ/kg_{as}$ )

Por lo tanto:

$$\dot{Q}_R = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (55.9 - 42.4) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_R = \mathbf{3.267 kW}$$

- **Determinación de la capacidad de calor latente y sensible añadida por la resistencia**

Para obtener la capacidad de calor sensible aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a(h_b - h_5)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sen}$ : Capacidad de calor sensible ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_a$ : Línea de adición de calor sensible ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_5$ : Entalpia en el punto 5 ( $kJ/kg_{as}$ )

Para obtener la capacidad de calor latente aplicamos la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a(h_6 - h_b)$$

Donde:

$\dot{Q}_{lat}$ : Capacidad de calor latente ( $kW$ )

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del aire ( $kg/seg$ )

$h_b$ : Línea de adición de calor latente ( $kJ/kg_{as}$ )

$h_6$ : Entalpia en el punto 6 ( $kJ/kg_{as}$ )

Por lo tanto:

$$\dot{Q}_{sen} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (46.9 - 42.4) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{sen} = 1.089 kW$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.242 \frac{kg_{as}}{seg} (55.9 - 46.9) \frac{kJ}{kg_{as}}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 2.178 kW$$

- **Determinación del factor de calor sensible ( $SHF$ ) en la resistencia de calentamiento:**

$$SHF = \frac{\dot{Q}_{sen}}{\dot{Q}_{total}}$$

$$SHF = \frac{1.089 kW}{3.267 kW}$$

$$SHF = 33.33 \%$$

- **Determinación de CFM en la salida del calentador del ducto**

De la carta psicrométrica obtenemos el volumen específico ( $v$ ) en el punto 6

$$v_6 = 1.1254 \frac{m^3}{kgas}$$

Por lo tanto:

$$CFM = 0.242 \frac{kgas}{seg} \left( \frac{60 seg}{1 min} \right) * 1.1254 \frac{m^3}{kgas} \left( \frac{1 pie}{0.3048 m} \right)^3$$

$$= 577.07 CFM$$

- **Determinación de la capacidad total de calentamiento**

$$\dot{Q}_{total} = 3.267 kW * \frac{3410 \frac{BTU}{hr}}{1 kW} * \frac{1 TON}{12000 \frac{BTU}{hr}}$$

$$\dot{Q}_{total} = 0.928 TON$$

## CAPITULO V

### COSTOS DE IMPLEMENTACIÓN DEL MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO

Antes de realizar un proyecto e implementación del mismo, es importante conocer los costos de los equipos que lo conformarán para poder llevar el análisis económico del mismo.

#### 5.1 COMPONENTES OBTENIDOS POR COMPRA DIRECTA

En la siguiente Tabla 26 presentamos los costos de los componentes obtenidos por compra directa.

**Tabla 27: Costos de componentes obtenidos por compra directa**

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	COSTO UNTARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	1	Compresor	905.45	905.45
2	1	Condensador	174.13	174.13
3	4	Evaporador	52.24	208.95
4	1	Ventilador	139.30	139.30
5	1	Bomba de agua	417.90	417.90
6	1	Humidificador	208.95	208.95
7	5	Resistencias calefactoras	27.86	139.30
8	4	Rotámetro	13.06	52.24
9	6	Medidor de temperatura y humedad	81.26	487.55
10	1	Software del módulo de aire acondicionado	1,323.35	1,323.35
11	1	Tablero multifuncional digital	208.95	208.95
12	1	Tablero de control	417.90	417.90
13	1	Tanque de agua	139.30	139.30
14	1	Servomotor	34.83	34.83
15	2	Manómetro	8.71	17.41
16	1	Estructura del módulo	2,089.50	2,089.50
			<b>COSTO TOTAL (USD)</b>	<b>6,965.00</b>

**Fuente:** Elaboración propia

## CONCLUSIONES

1. Con la implementación del módulo didáctico computarizado de aire acondicionado se logró entender mediante cálculos y gráficas en la carta psicrométrica el comportamiento del aire para cada prueba realizada, ratificando así los conocimientos obtenidos en la teoría.
2. La potencia eléctrica total del módulo de aire acondicionado es de 1.66 kW con un  $\cos \phi = 0.858$  al poner en marcha el sistema de enfriamiento, sistema de humidificación y el sistema de calentamiento al máximo recomendado.
3. En la prueba usando el sistema de refrigeración, se comprobó en la carta psicrométrica que el comportamiento del aire es combinado, es decir enfriamiento con deshumidificación. La temperatura máxima alcanzada de enfriamiento fue de 14.5 °C con un aumento de 8% en la humedad relativa, acondicionando el módulo como un sistema cerrado.
4. En la prueba del humidificador se comprobó que acondicionando el módulo como sistema cerrado se obtiene un proceso neto de humidificación, conservando la misma temperatura. La humedad relativa máxima alcanzada fue de 98.6% muy cerca del punto de rocío. Por otra parte, en un ciclo abierto presenta descenso de temperatura de bulbo seco a 16.4°C y aumento de humedad relativa a un 87.7%, la entalpia se mantiene casi constante en todos los puntos.
5. En la prueba de calentamiento por resistencia en ciclo abierto dura 22 minutos y en ciclo cerrado dura 10 minutos, ambos muestran el mismo comportamiento del aire en la carta psicrométrica llegando a una temperatura de 40°C con humedad relativa de 25%. Esta resistencia proporciona calentamiento con una ligera conservación de humedad.
6. En la prueba de calor sensible dentro de la cámara de simulación se comprobó que la temperatura aumenta lentamente hasta los 25.2 °C, el calor añadido es totalmente sensible ya que su humedad específica ( $\omega$ ) se mantiene, no aumenta.
7. El factor de contacto ( $FC$ ) en el serpentín de enfriamiento es de 40%  $\pm$  1% en todos los casos donde se usa el sistema de enfriamiento. De tal modo que el factor de bypass ( $FD$ ) es de 60%  $\pm$  1%. Es decir que el 40% del aire tienen contacto directo al pasar por los evaporadores del ducto, mientras que el 60% deja el evaporador en las mismas condiciones que tenía cuando entró.

8. La cantidad de humedad condensada en el evaporador es mayor cuando se usan todos los sistemas y menor cuando se usa únicamente el sistema de enfriamiento, debido a que la diferencia de temperaturas de antes y después del aire al pasar por el evaporador es más amplio, por ende, la diferencia de las humedades específicas son mayores.



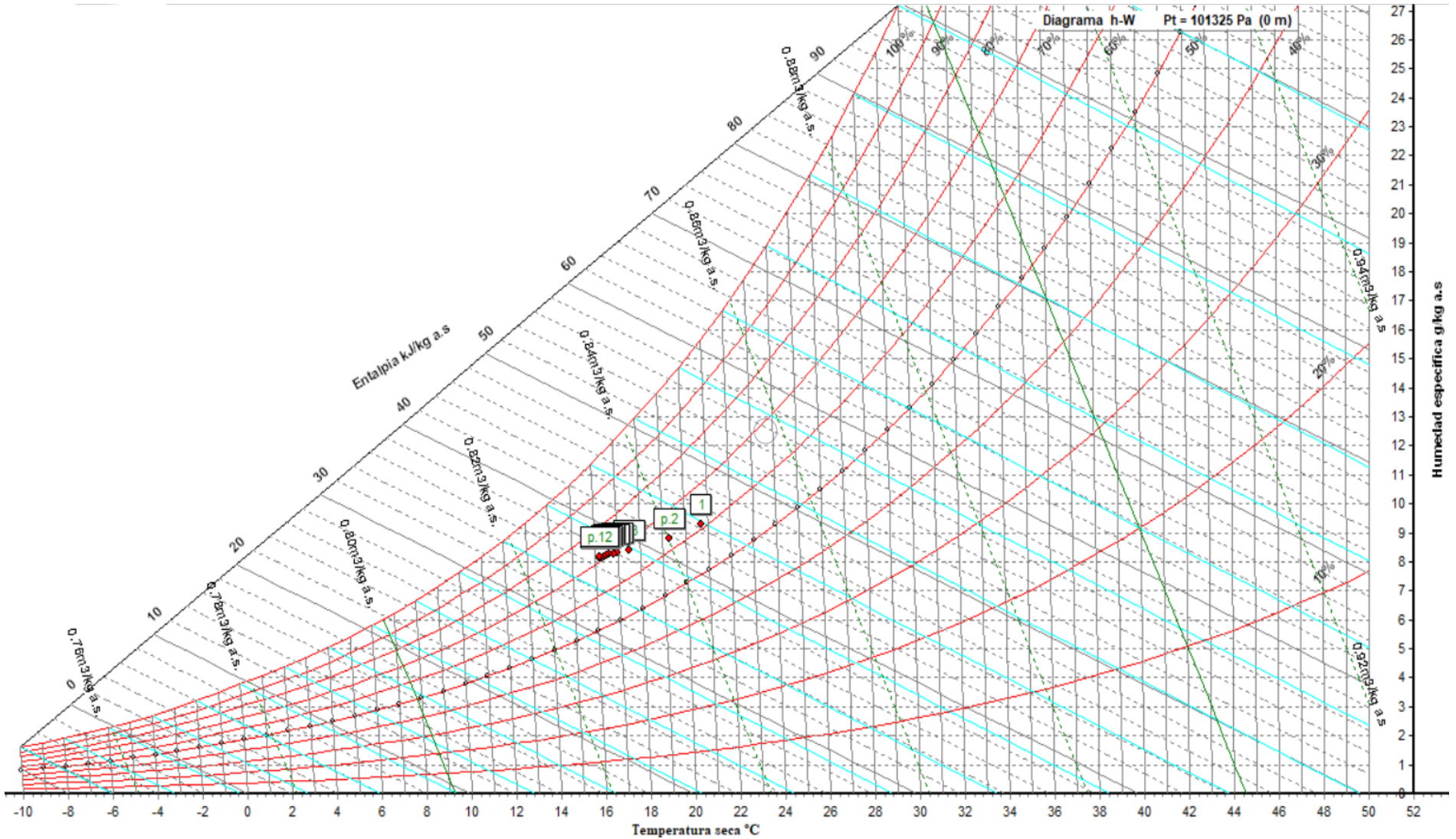
## RECOMENDACIONES

1. Para realizar las pruebas en el módulo es necesario tener conocimientos de los componentes a usar del módulo de aire acondicionado, revisar las guías y manual de operación.
2. Evitar el congelamiento del agua en el intercambiador de calor para tener un bombeo eficiente del agua helada.
3. Evitar elevar a más de 40°C la temperatura del calefactor para no dañar el material del ducto.
4. No exceder por más de 30 minutos en el funcionamiento del humidificador en ciclo cerrado ya que el aire puede ser condensado y formaría cúmulos de agua a lo largo del ducto.
5. Para realizar las pruebas en el módulo se necesita como mínimo dos personas y bajo supervisión de un docente capacitado.
6. Como mejora del módulo se instalaría un simulador de calor latente en la cámara de simulación.

## BIBLIOGRAFÍA

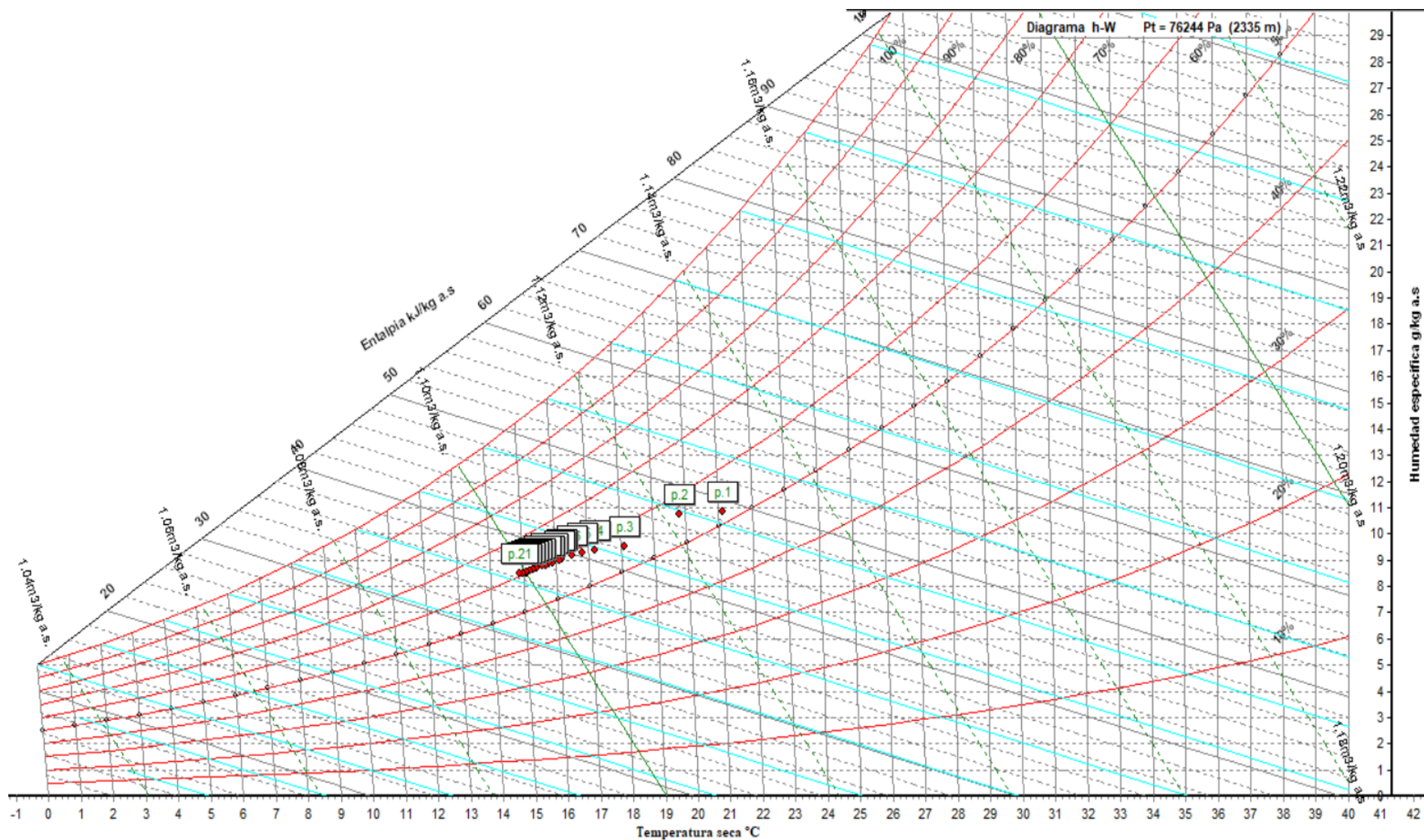
1. ASHRAE Handbook Committee, (2001)
2. Cengel Y., Boles M. (2015). Termodinámica. Sexta edición. México: Editorial McGraw-Hill / Interamericana Editores
3. Gerald Schweitzer, A. Ebeling (1974). Curso Completo de Aire Acondicionado. Volumen 1 y 2. Buenos Aires / México: Editorial GLEM S.A.C.I.F.
4. Technologies, Emerson C., (2012). Válvulas de termos expansion.
5. Atlas Copco, Manual de Aire Comprimido, (2015). Belgica
6. Faye C., Jerald D., Jeffrey D. (2003), Calefacción, ventilación y aire acondicionado Análisis y Diseño, Mexico: Limusa Wiley.
7. Angel L. Miranda Barreras; Luis Jutglar Banyeras, (2009). Handbook of air conditioning system design Carrier, New York: Editorial McGraw Hill.
8. Eduardo Hernandez Goribar, (2009), Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, México: Editorial Limusa
9. Edward G. Pita, (2000), Acondicionamiento de aire Principios y Sistemas, México: Editorial Continental.
10. Jose Manuel, V. S. (Mayo de 2016). Sicro Software. Atecyr.
11. Jerry Wilson / Anthony Buffa / Bo Lou (2013). Física. Sexta Edición. México: Pearson Education
12. Raymond A. Serway, John W. Jewett, Jr. (2008). Física para Ciencias e Ingeniería. Séptima Edición. México: Cengage Learning Editores.

# ANEXO A: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA – ENFRIAMIENTO CON CICLO ABIERTO



Fuente: Elaboración propia

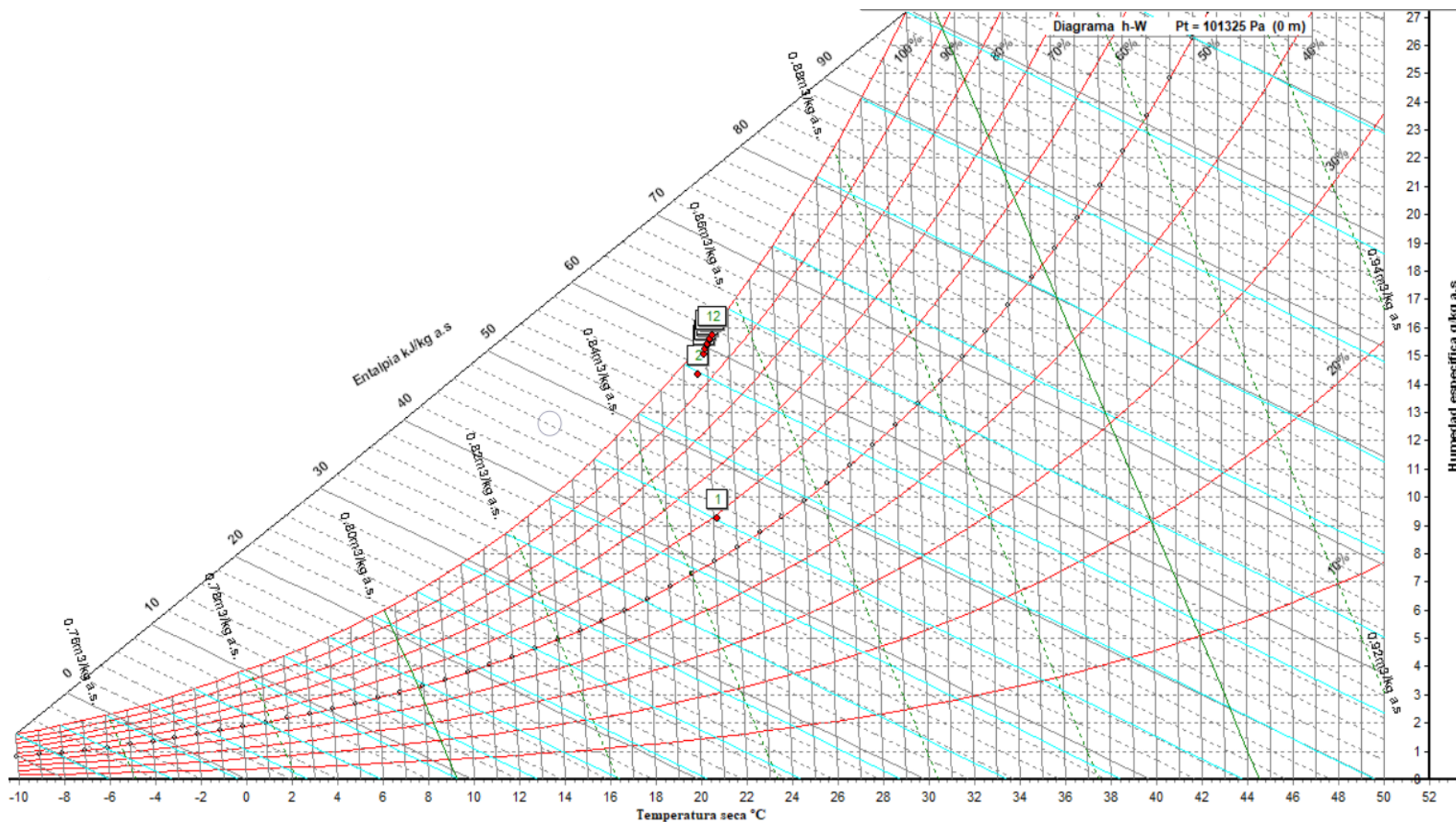
## ANEXO B: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA – ENFRIAMIENTO CON CICLO CERRADO



Fuente: Elaboración propia

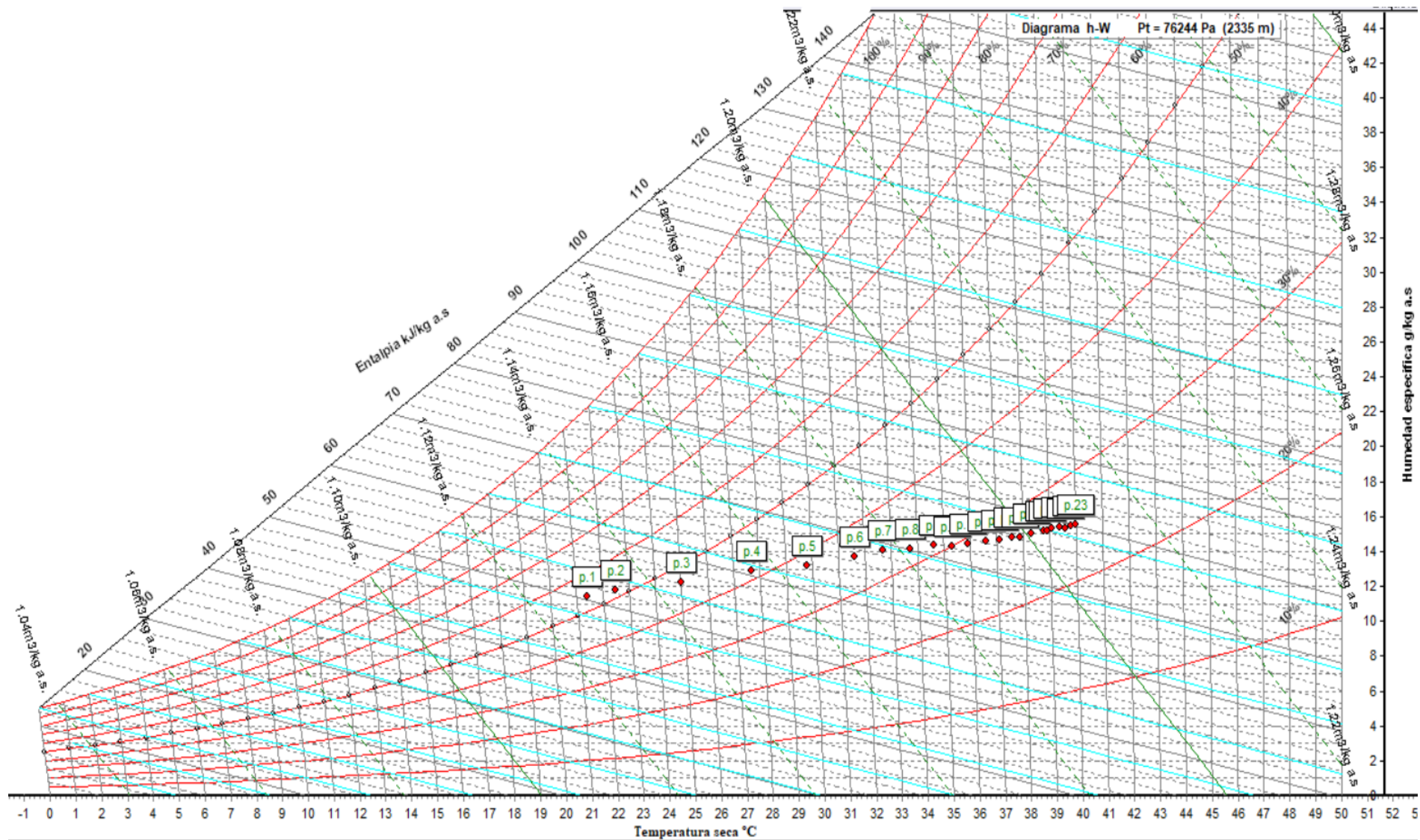


## ANEXO D: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA - HUMIDIFICACIÓN CON CICLO CERRADO



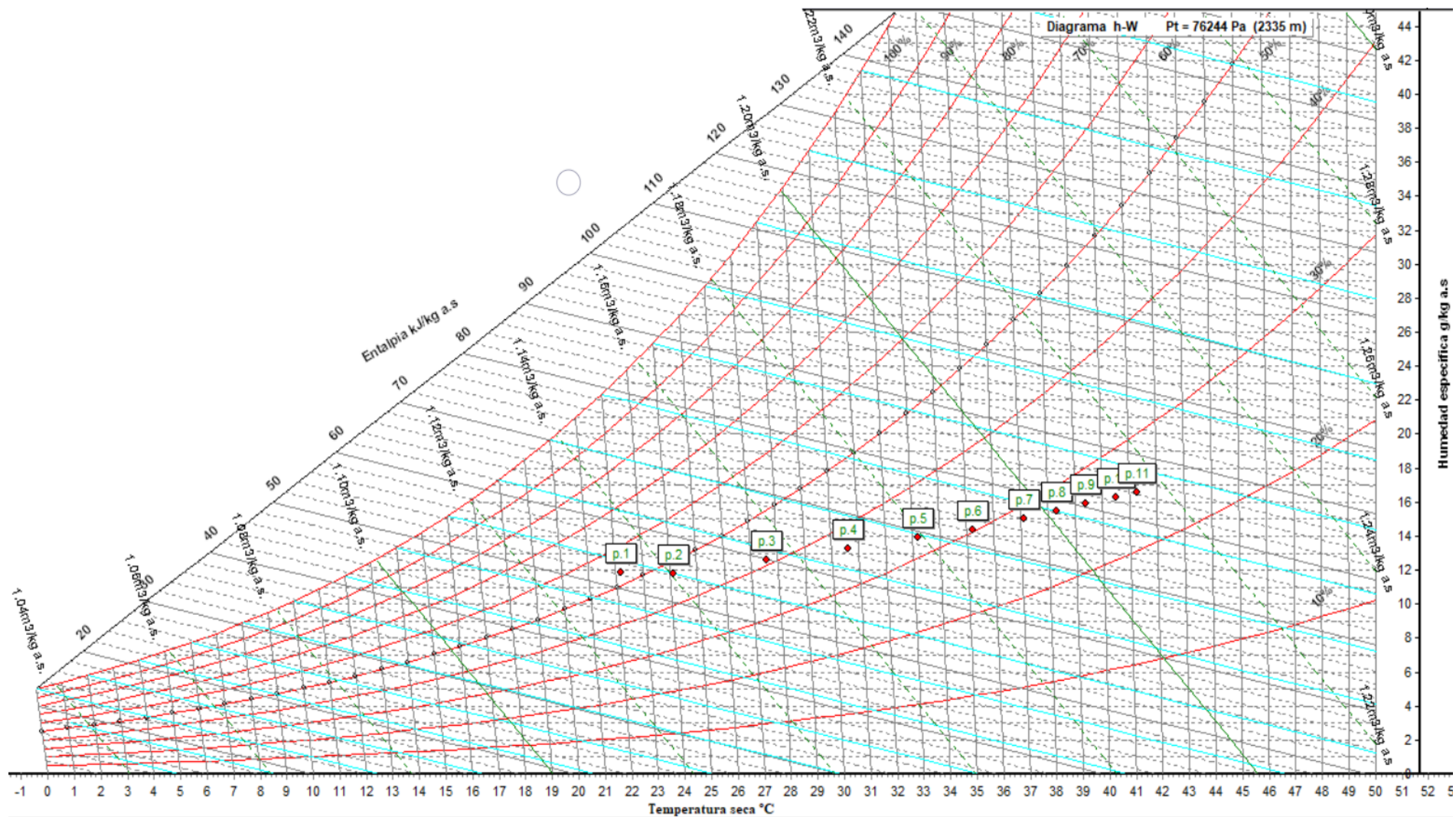
Fuente: Elaboración propia

## ANEXO E: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA - CALENTAMIENTO CON CICLO ABIERTO



Fuente: Elaboración propia

## ANEXO F: COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA - CALENTAMIENTO CON CICLO CERRADO



Fuente: Elaboración propia





**ANEXO H: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL MÓDULO  
COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO**



## INSTRUCCIONES DE USO:

### MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO

Para evitar daños en el equipo antes y durante su operación se debe seguir las siguientes indicaciones:

- El equipo funciona con una alimentación de AC 220 Volt, 60Hz.
- Está prohibido arrancar el modulo por alguien que no esté familiarizado con el principio de funcionamiento o cuando no esté siendo guiado por alguien capacitado.
- Está prohibido arrancar la maquina frecuentemente, el intervalo de tiempo mínimo deberá ser 3 minutos por cada vez q se encienda el equipo.
- El laboratorio deberá permanecer ventilado, no deberá operarse bajo un ambiente cerrado.
- Está prohibido operar el modulo con manos mojadas o humedad, riesgo eléctrico.
- Debe cortarse la fuente de poder luego de cada experimento.
- Antes de conectar el equipo a la fuente de alimentación usted deberá leer e interpretar el diagrama esquemático del módulo de aire acondicionado, revisar si todas las válvulas manuales están es estado abierto y verificar el funcionamiento de apertura y cierre de las válvulas manuales.
- Antes de energizar el equipo es necesario revisar que el botón del compresor no este accionado y el botón de parada de emergencia este en posición reset., revise si el ciclo de agua del sistema de enfriamiento está lleno de agua luego de esto se puede arrancar el equipo.
- Una vez encendido el modulo, revisar de nuevo que todos los componentes estén funcionando de manera normal, después de confirmar, prender el switch de control general, presionar el botón del compresor para observar el cambio de temperatura y humedad en el cuarto de simulación y en los demás puntos del ducto del módulo de aire acondicionado. Antes de encender la bomba de agua revisar que la temperatura del termostato digital ubicado en el sistema de enfriamiento no este menor a 5°C para evitar un sobreesfuerzo de la bomba.
- Al momento de encender las resistencias de calentamiento evitar legar a temperaturas mayores a 40 °C, ya que los ductos pueden sufrir deformaciones.

- En el panel de control se puede ajustar la velocidad del ventilador y con la perilla ajustar el grado de apertura de las compuertas.
- Conectar el cable USB luego de encender el modulo para registrar los datos en el software.

## **PLAN DE MANTENIMIENTO**

### **MODULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO**

Para conservar el módulo de aire acondicionado con un rendimiento óptimo se realizaron las siguientes tareas de mantenimiento:

- verificar manómetros de alta y baja del compresor
- verificar apertura y cierre de las válvulas
- verificar el estado y operatividad de los sensores de medición de temperatura y humedad
- limpiar el tanque de agua después de realizar las pruebas
- retirar el agua del humidificador luego de realizarlas pruebas
- verificar que no existan fugas de agua en ciclo de agua
- verificar que no existan obstrucciones en el condensador
- limpieza del serpentín del condensador
- verificar cables bien sujetos

al seguir estas tareas se asegura el correcto funcionamiento y prolongar la vida del módulo de aire acondicionado.



**ANEXO I: GUIA DE PRÁCTICA, RECONOCIMIENTO DE LOS COMPONENTES  
DEL MÓDULO DE AIRE ACONDICIONADO Y PUESTA EN MARCHA**

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Reconocimiento de los componentes del módulo y puesta en marcha</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	1 de 6

### 1. Objetivos

- Reconocer los componentes del módulo de aire acondicionado y sus parámetros de operación.
- Conocer el funcionamiento de los elementos instalados y las normas de seguridad que se deben tomar en cuenta para la manipulación de cada uno de los componentes instalados en el módulo de aire acondicionado.

### 2. Información general

Este módulo permitirá simular, comparar y analizar las transformaciones que sufre el aire al pasar por las diferentes secciones de distribución de aire, es decir: calefacción sensible, humidificación de vapor, enfriamiento y deshumidificación.

Uno de los objetivos de esta práctica es resolver algunos aspectos discutibles sobre las diferentes formas de controlar la temperatura y humedad del aire.

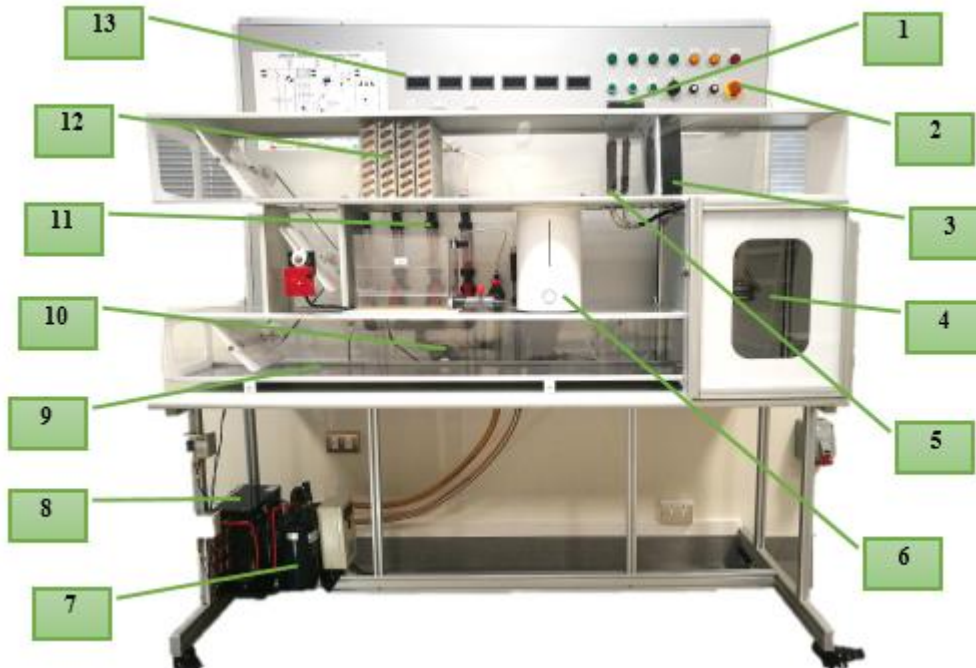
### 3. Composición del módulo de aire acondicionado

**Tabla 1: Componentes del módulo de aire acondicionado.**

ITEM	DESCRIPCIÓN
1	Tablero multifuncional digital
2	Tablero de control
3	Ventilador
4	Cámara de simulación
5	Resistencias de calefactoras de aire
6	Humidificador
7	Compresor
8	Condensador
9	Ducto de ventilación
10	Bomba de agua
11	Rotámetros
12	Evaporador
13	Sistema de medidores de temperatura de bulbo seco y humedad relativa

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Reconocimiento de los componentes del módulo y puesta en marcha</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	2 de 6



**Figura 1: Componentes del módulo de aire acondicionado.**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

**a. Requerimientos previos antes de encender el módulo**

- Tener conocimientos teóricos sólidos sobre sistemas de aire acondicionado
- El módulo de aire acondicionado trabaja con un voltaje de alimentación de 220V, 60 Hz.
- El laboratorio deberá mantenerse ventilado durante el funcionamiento del equipo.
- No se debe prender el módulo seguidamente, el intervalo de tiempo mínimo debe ser 3 minutos por cada experimento.
- Antes de arrancar el módulo, asegúrese que los botones o accionadores de los componentes estén en stop y el botón de parada de emergencia este reseteado.
- Observar si hay agua en el sistema (tuberías, tanque) de enfriamiento por agua helada.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Reconocimiento de los componentes del módulo y puesta en marcha</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	3 de 6

- Revisar si las válvulas manuales de bola del sistema de recirculación de agua están en posición abierta.
- Observar y determinar los parámetros de operación de los manómetros del sistema de enfriamiento.
- Observar la distribución de los sensores de temperatura y humedad, deshumidificador, humidificador, calentador y compuertas.

**b. Recursos utilizados**


- Agua
- Fuente de alimentación 220 Volts
- Cable USB
- Laptop

**c. Normas de seguridad del módulo didáctico de aire acondicionado**

- Antes de manipular los elementos eléctricos tome todas las medidas de precaución indicadas por el docente.
- No manipule el módulo con manos mojadas o húmedas.
- Si encuentra alguna anomalía en el funcionamiento, indicar al docente.
- No tocar las aspas del motor ventilador del condensador energizado, riesgo de accidente.
- Para el uso del software deberá conectar su cable USB con el puerto USB del módulo ya energizado.
- Si visualiza algún elemento funcionando de manera incorrecta, apreté le botón de parada de emergencia y de aviso al docente.

**d. Instalación y procedimiento**

Para la realización de la práctica de laboratorio del módulo computarizado de aire acondicionado.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Reconocimiento de los componentes del módulo y puesta en marcha</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	4 de 6



**Figura 2: Módulo de aire acondicionado.**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

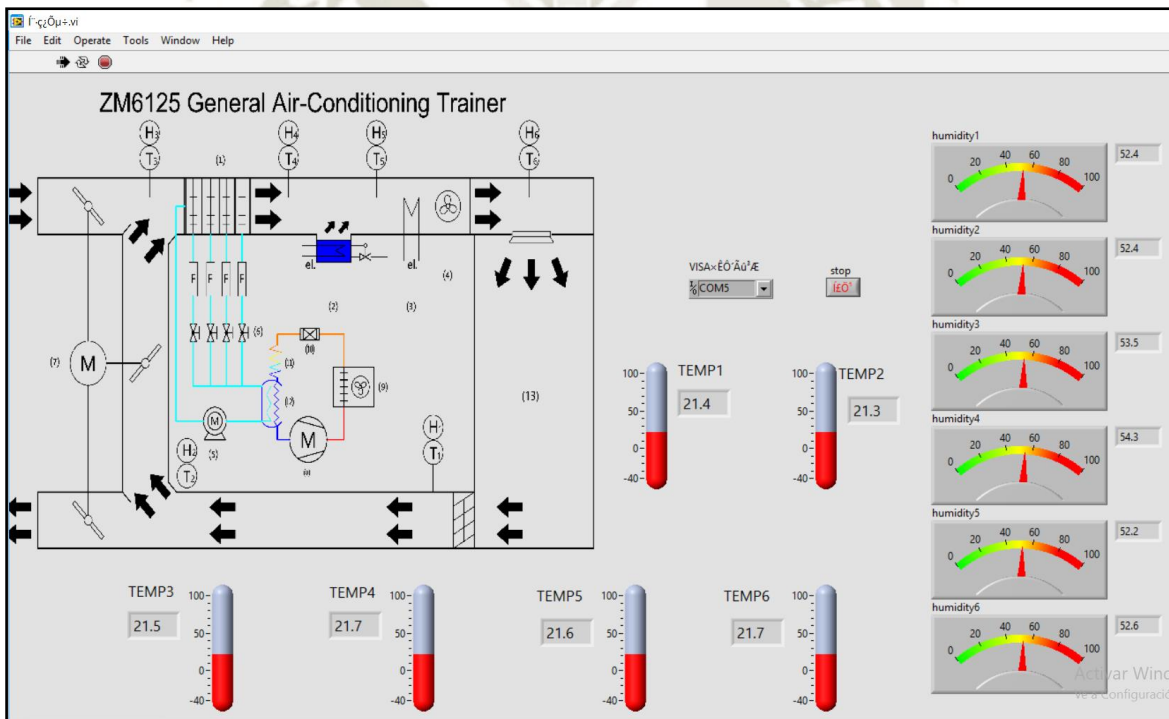
Verificar que el interruptor termomagnético este apagado antes de enchufar el módulo. Al estar energizado verificar el funcionamiento de los sensores de temperatura de bulbo seco y humedad relativa, posicionar las compuertas de forma horizontal para tener un ciclo abierto del módulo, accionar el compresor e identificar sus componentes. Accionar la bomba de agua para bombear el agua fría al evaporador colocado en el ducto de entrada del módulo, simultáneamente accionar el ventilador. Observar los datos de temperatura y humedad relativa mostrados en los displays.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Reconocimiento de los componentes del módulo y puesta en marcha</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	5 de 6

A continuación, accionar el humidificador y las resistencias eléctricas de calentamiento, no pasar el límite indicado en la perilla de activación de la resistencia, observar el comportamiento del aire en cada uno de los 6 sensores colocados en el módulo de manera visual o en el software del módulo.

Luego de 15 minutos de operación apagar la resistencia eléctrica, el compresor, la bomba de agua y humidificador.

Verifique los datos medidos en los sensores en el software.



**Figura 3: Software del módulo de aire acondicionado.**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Reconocimiento de los componentes del módulo y puesta en marcha</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	6 de 6

## 1. Informe de criterios y evaluación

El informe se debe realizar de manera escrita al terminar la práctica.

El informe de la práctica de laboratorio debe llevar:

- Objetivo de la práctica
- Marco teórico
- Procedimiento
- Interpretación de la instalación, configuraciones del módulo y software.
- Fotografías
- Conclusiones de la práctica.
- Bibliografía.


Se evaluará: Asistencia (obligatoria a práctica), Puntualidad, Disposición dentro de la práctica (Actitudinal y Aptitudinal), el informe como tal (redacción, marco teórico, investigación y conclusiones).

### Bibliografía

Mamani Añamuro, Elvis & Mamani Añamuro Jerry (2019). *Implementación de un módulo didáctico computarizado de aire acondicionado para el laboratorio de termofluidos de la escuela profesional de ingeniería mecánica, mecánica eléctrica y mecatrónica de la universidad católica de santa maría.*



**ANEXO J: GUIA DE PRÁCTICA DETERMINACIÓN DE POTENCIA  
ELECTRICA DEL MODULO DE AIRE ACONDICIONADO**

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Determinación de Potencia Eléctrica del Módulo de Aire Acondicionado</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	1 de 6

## 1. Objetivos

- Aprender a realizar el arranque del compresor, bomba de agua, resistencias y humidificador.
- Realizar las mediciones de amperaje y voltaje y  $\cos \phi$  para cada uno de los sistemas.
- Realizar el cálculo de potencias en cada sistema del módulo.

## 2. Información general

Para obtener la potencia eléctrica de cada uno de los sistemas del módulo computarizado de aire acondicionado usamos la siguiente formula.

$$P_{sist} = V_{sist} * I_{sist} * \cos \phi$$

Donde:

$V_{sist}$ : Voltaje del sistema medido, V

$I_{sist}$ : Intensidad de corriente del sistema medido, Amp

$\cos \phi$ : Factor de potencia del sistema medido del módulo de aire acondicionado.


## 3. Procedimiento de ensayo

### a. Requerimientos previos

- Verificar que los componentes estén listos para la puesta en marcha.
- Identificar los dispositivos a utilizar.
- Aplicar conocimientos adquiridos en la materia de circuitos eléctricos.

### b. Recursos utilizados

- Módulo computarizado de aire acondicionado
- Agua
- Fuente de alimentación 220 Volts
- Laptop

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Determinación de Potencia Eléctrica del Módulo de Aire Acondicionado</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	2 de 6

### c. Instalación y procedimiento

#### - Determinación de la potencia de enfriamiento

Para obtener la potencia del sistema de enfriamiento se accionará el sistema de refrigeración por Chiller, primero se encenderá el compresor simultáneamente el ventilador del condensador. Partiendo de una temperatura ambiente de 21°C, se enfriará hasta los 9.8° C aproximadamente; en este punto se realizará la primera lectura de voltaje y amperaje presentados en el tablero multifuncional digital del módulo.



**Figura 1: Compresor del sistema de refrigeración.**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

Una vez la temperatura del sistema de enfriamiento este en 7°C se procede a apagar el compresor para luego encender la bomba de agua la cual bombeara agua fría a los evaporadores que se encuentra en el ducto de entrada; mediante el tablero multifuncional digital se realiza la lectura del voltaje y amperaje.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	Guía de práctica: Determinación de Potencia Eléctrica del Módulo de Aire Acondicionado	Tiempo estimado	20 min
		Página	3 de 6



**Figura 2: Bomba de agua helada**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)


**- Determinación de la potencia de calentamiento**

El módulo de aire acondicionado está equipado con dos puntos de calentamiento, el primero se ubica antes de la cámara de simulación y el segundo se ubica dentro de la cámara de simulación.



**Figura 3: Resistencias de calentamiento**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

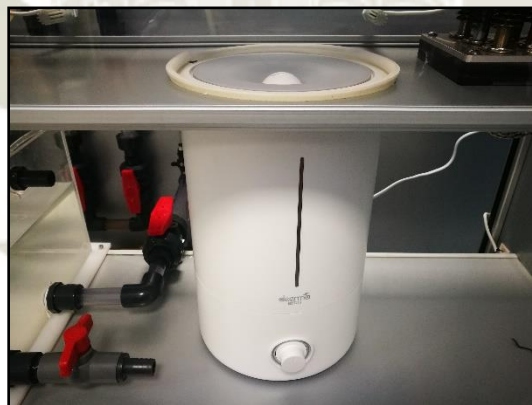
	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Determinación de Potencia Eléctrica del Módulo de Aire Acondicionado</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	4 de 6

Encendemos la primera fuente de calor conformado por resistencias ubicadas en el ducto hasta lograr una temperatura de 40°C aproximadamente para tomar la lectura del voltaje y amperaje presentados en el tablero multifuncional digital.

Una vez apagado la resistencia en el ducto se procede a encender independientemente la segunda fuente de calor que se encuentra en la cámara de simulación hasta llegar a los 28°C. Esta resistencia simula el calor sensible en la cámara. Tomamos los datos de voltaje y amperaje presentados en el tablero multifuncional digital.

**- Determinación de la potencia del humidificador**

Para obtener la potencia de humidificación debemos encender el humidificar hasta lograr una humedad del 75% en el sensor 5, tomar los datos de voltaje y amperaje del tablero multifuncional digital.



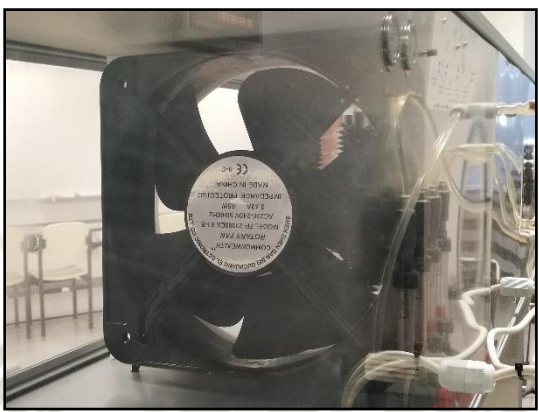
**Figura 4: Humidificador**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

**- Determinación de la potencia del ventilador**

Para la determinación de la potencia del ventilador lo encendemos y verificamos el flujo de entrada y salida de aire, tomamos los datos de voltaje y amperaje del tablero multifuncional digital.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Determinación de Potencia Eléctrica del Módulo de Aire Acondicionado</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	5 de 6



**Figura 5: Ventilador de aire**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)


**- Determinación de la potencia total del sistema de aire acondicionado**

Para obtener la potencia total se deberá accionar en simultanea el compresor hasta tener una temperatura de 7°C, la bomba de agua, el ventilador, humidificador al máximo indicado, la primera resistencia del ducto al punto máximo indicado en el tablero del módulo, resistencia de la cámara de simulación al punto máximo indicado en el tablero del módulo. Tomar los datos de voltaje, amperaje y  $\cos(\phi)$  mostrados en el tablero multifuncional digital.

**Tabla 1: Toma de datos del módulo de aire acondicionado**

<i>SISTEMA</i>	<i>Voltaje (V)</i>	<i>Amperaje (A)</i>	<i>cos(ϕ)</i>	<i>Potencia (W)</i>
<i>Compresor</i>				
<i>Bomba de agua</i>				
<i>Resistencia en ducto</i>				
<i>Resistencia en camara</i>				
<i>Humidificador</i>				
<i>Ventilador</i>				
<i>Sistema total</i>				

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Determinación de Potencia Eléctrica del Módulo de Aire Acondicionado</b>	Tiempo estimado	20 min
		Página	6 de 6

#### 4. Informe de criterios y evaluación

El informe se debe realizar de manera escrita al terminar la práctica.

- El informe de la práctica de laboratorio debe llevar:
- Objetivo de la práctica
- Marco Teórico.
- Procedimiento
- Cálculos y resultados.
- Fotografías
- Conclusiones de la práctica.
- Bibliografía.


Se evaluará: Asistencia (obligatoria a practica), Puntualidad, Disposición dentro de la práctica (Actitudinal y Aptitudinal), el informe como tal (redacción, marco teórico, cálculos y conclusiones).

#### Bibliografía

Mamani Añamuro, Elvis & Mamani Añamuro Jerry (2019). *Implementación de un módulo didáctico computarizado de aire acondicionado para el laboratorio de termofluidos de la escuela profesional de ingeniería mecánica, mecánica eléctrica y mecatrónica de la universidad católica de santa maría.*



**ANEXO K: GUIA DE PRÁCTICA PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN,  
HUMIDIFICACIÓN CON CALOR SENSIBLE**

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación con calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	1 de 8

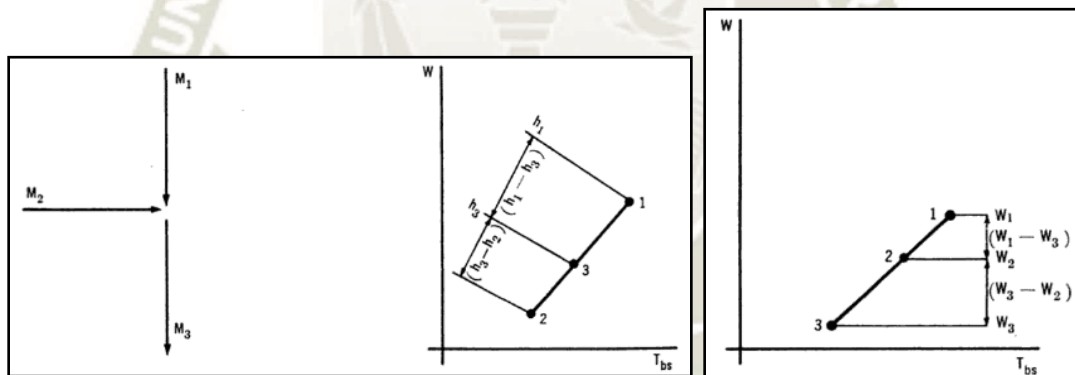
## 1. Objetivos

- Aprender el funcionamiento del sistema de enfriamiento Chiller.
- Observar el comportamiento del aire durante el proceso de humidificación.
- Aprender a calcular la capacidad de calor extraído por el evaporador.
- Realizar las mediciones de temperatura de bulbo seco y humedad relativa.
- Observar el comportamiento del aire en la carta psicrométrica.

## 2. Información general

### Mezcla de dos fluidos (aire húmedo y la atmosfera estándar)

En el sistema de aire acondicionado se tienen dos masas de aire  $M_1$  y  $M_2$  que al mezclarse se comportan de acuerdo a las siguientes expresiones:




**Figura 1: Mezcla de dos flujos de masa de aire.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

Masa de aire seco:  $\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$

Masa de vapor de agua:  $\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 \dot{m}_{a3}$

Energía:  $h_1 \dot{m}_{a1} + h_2 \dot{m}_{a2} = h_3 \dot{m}_{a3}$

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación con calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	2 de 8

Si se elimina  $\dot{m}_{a3}$  de las relaciones anteriores, se obtiene:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en  $kg/seg$

$\omega_1$ : Humedad específica en el punto 1 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_2$ : Humedad específica en el punto 2 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$h_1$ : Entalpía en el punto 1 en  $kJ/kg_{as}$

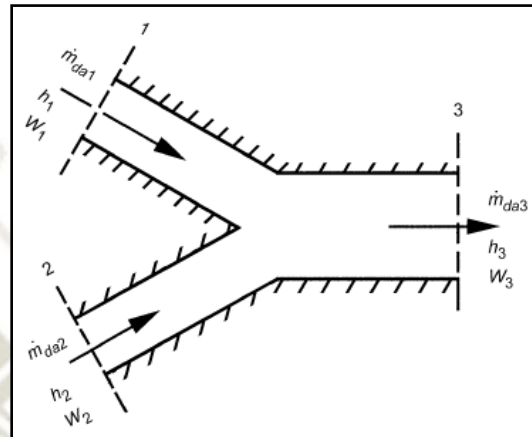
$h_2$ : Entalpía en el punto 2 en  $kJ/kg_{as}$

$h_3$ : Entalpía en el punto 3 en  $kJ/kg_{as}$

Este proceso se lleva a cabo sin aumentar o disminuir calor o humedad.

En la carta psicrométrica la humedad específica y la entalpía tienen escalas lineales, sin considerar la desviación de la entalpía. Razón por la cual el estado final 3 cae en línea recta que une el punto 1 y 2 como se aprecia en la Figura 1, dividiendo en dos partes recíprocas a las masas de aire. (Goribar, 2009)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación con calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	3 de 8

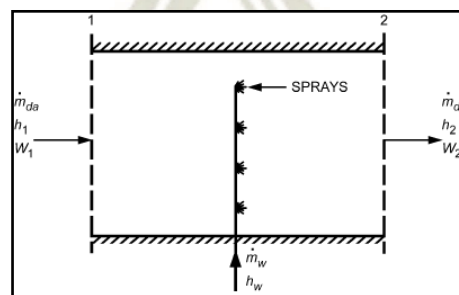


**Figura 2: Esquema de dos flujos de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente.**

**Fuente:** (ASHRAE, 2001)


**- Proceso de enfriamiento y humidificación**

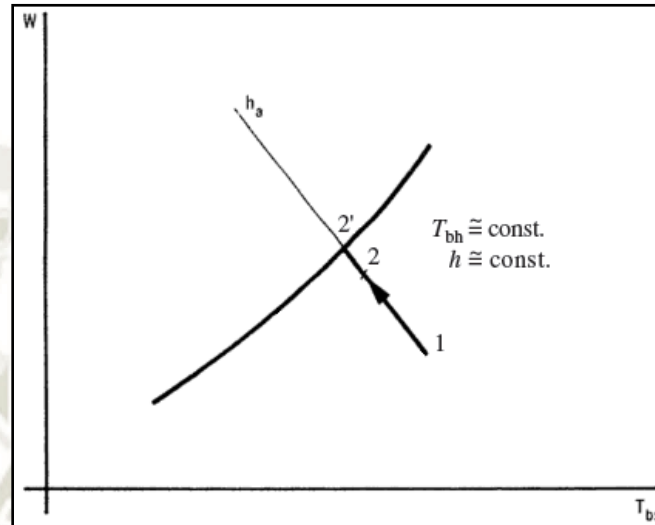
Una alternativa para evitar el alto costo inicial de un ciclo de refrigeración instalado en un sistema de aire acondicionado, se puede utilizar enfriadores por rociado o baño de agua, sobretodo en climas desérticos, calientes o secos. Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo seco baja, es decir un proceso de bulbo húmedo constante. (Goribar, 2009)



**Figura 3: Representación esquemática de la inyección de agua en el aire.**

**Fuente:** (ASHRAE, 2001)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación con calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	4 de 8



**Figura 4: Carta psicrométrica. Enfriamiento y humidificación.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

El bulbo húmedo del aire está representado por el punto 2'. El aire saldrá a esta temperatura siempre que se constituya una óptima mezcla de aire-agua.

Este proceso trabaja a una entalpia y temperatura de bulbo húmedo constante. (Goribar, 2009)

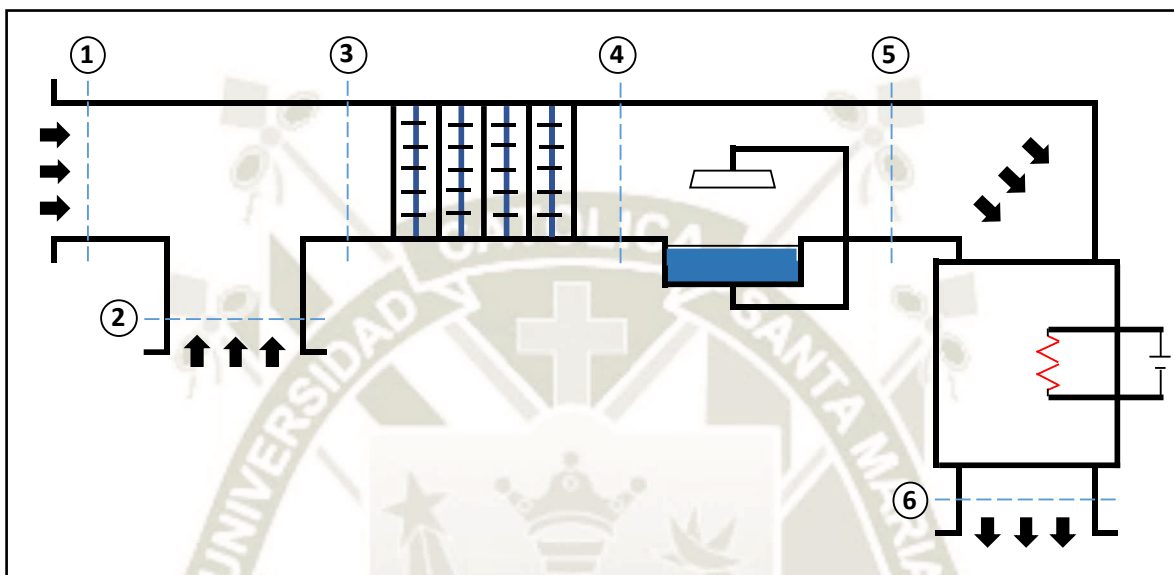
### 3. Procedimiento de ensayo

#### a. Recursos utilizados

- Módulo computarizado de aire acondicionado
- Agua
- Fuente de alimentación 220 Volts
- Laptop

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación con calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	5 de 8

**b. Instalación y procedimiento**




**Figura 5: Proceso de deshumidificación con humidificación y calor sensible en la cámara de simulación.**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

Se procede a accionar el compresor del sistema de refrigeración, en 15 minutos deberá registrarse una temperatura de 7°C aproximadamente en el evaporador para poder encender la bomba la cual bombeará el agua fría hacia los evaporadores instalados en el ducto de aire superior del módulo. Se observará que la temperatura del evaporador del sistema de refrigeración se incrementa, debido al agua que no estuvo en contacto con el mismo en el proceso anterior, por lo tanto, para que el agua tenga una temperatura homogénea se mantendrá operando por aproximadamente 15 minutos el compresor, la bomba la cual suministra un flujo de 12 l/min y el ventilador el cual suministra un flujo de 12 m<sup>3</sup>/min.

En esta última operación se accionará conjuntamente el humidificador ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo, luego la resistencia de la cámara de simulación ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo recomendado.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación con calor sensible	Tiempo estimado	30 min
		Página	6 de 8

Luego procedemos a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR), los datos experimentales se muestran en la siguiente tabla.


**Tabla 1: Datos experimentales del proceso de deshumidificación con humidificación y con calor sensible.**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1		
2		
3		
4		
5		
6		

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades del aire en el interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa, altura que se encuentra la ciudad de Arequipa. Se procede a apagar el módulo de aire acondicionado.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpia (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico ( $v$ ).

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación con calor sensible	Tiempo estimado	30 min
		Página	7 de 8

**Tabla 2: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación con humidificación y con calor sensible.**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1				
2				
3				
4				
5				
6				

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)


Luego de obtener estos datos de la carta psicrométrica en la Tabla N°2 procedemos a calcular los siguientes puntos:

- Determinar el flujo de aire de los puntos 1 y 2.
- Determinar la temperatura mínima que puede alcanzar el deshumidificador (*PRA*).
- Determinar la capacidad de calor sensible, latente y total extraída por el evaporador.
- Determinar la cantidad de humedad condensada ( $\dot{m}_\omega$ ).
- Determinar el factor de calor sensible (*SHF*) en el evaporador.
- Determinar el factor de contacto (*FC*) y el factor de bypass (*FD*) en el evaporador.
- Determinar el punto de rocío del humidificador (*PRA*).
- Determinar la eficiencia del humidificador ( $\eta_h$ ).
- Determinar el balance de agua en la sección del humidificador.

#### 4. Informe de criterios y evaluación

El informe se debe realizar de manera escrita al terminar la práctica.

El informe de la práctica de laboratorio debe llevar:

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación con calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	8 de 8

- Objetivo de la práctica
- Marco Teórico.
- Procedimiento
- Cálculos y resultados.
- Fotografías
- Conclusiones de la práctica.
- Bibliografía.

Se evaluará: Asistencia (obligatoria a práctica), Puntualidad, Disposición dentro de la práctica (Actitudinal y Aptitudinal), el informe como tal (redacción, marco teórico, cálculos y conclusiones).

### **Bibliografía**

Mamani Añamuro, Elvis & Mamani Añamuro Jerry (2019). *Implementación de un módulo didáctico computarizado de aire acondicionado para el laboratorio de termofluidos de la escuela profesional de ingeniería mecánica, mecánica eléctrica y mecatrónica de la universidad católica de santa maría.*



**ANEXO L: GUIA DE PRÁCTICA PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN,  
HUMIDIFICACIÓN Y CALENTAMIENTO CON CALOR SENSIBLE**

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	1 de 9

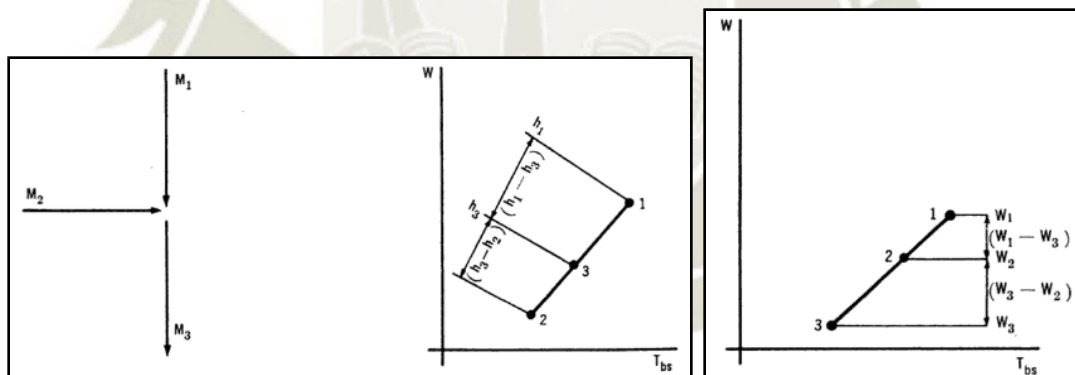
## 1. Objetivos

- Aprender el funcionamiento de los sistemas para adecuar una determinada temperatura y humedad en la cámara de simulación.
- Observar el comportamiento del aire durante el proceso de humidificación.
- Observar la ganancia de calor latente y sensible.
- Realizar las mediciones de temperatura de bulbo seco y humedad relativa.
- Observar el comportamiento del aire en la carta psicrométrica.

## 2. Información general

### Mezcla de dos fluidos (aire húmedo y la atmosfera estándar)

En el sistema de aire acondicionado se tienen dos masas de aire  $M_1$  y  $M_2$  que al mezclarse se comportan de acuerdo a las siguientes expresiones:




**Figura 1: Mezcla de dos flujos de masa de aire.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

Masa de aire seco:  $\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$

Masa de vapor de agua:  $\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 \dot{m}_{a3}$

Energía:  $h_1 \dot{m}_{a1} + h_2 \dot{m}_{a2} = h_3 \dot{m}_{a3}$

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	2 de 9

Si se elimina  $\dot{m}_{a3}$  de las relaciones anteriores, se obtiene:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en  $kg/seg$

$\omega_1$ : Humedad específica en el punto 1 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_2$ : Humedad específica en el punto 2 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$h_1$ : Entalpía en el punto 1 en  $kJ/kg_{as}$

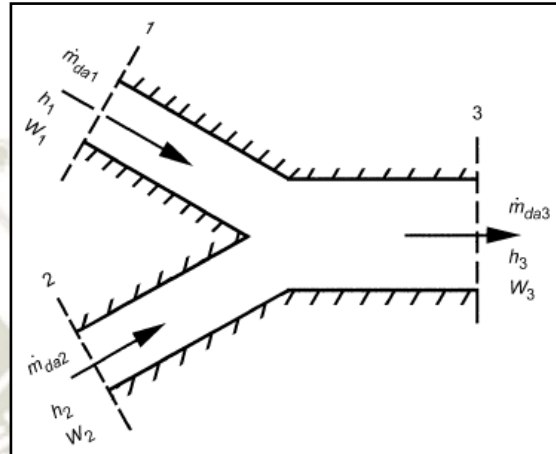
$h_2$ : Entalpía en el punto 2 en  $kJ/kg_{as}$

$h_3$ : Entalpía en el punto 3 en  $kJ/kg_{as}$

Este proceso se lleva a cabo sin aumentar o disminuir calor o humedad.

En la carta psicrométrica la humedad específica y la entalpía tienen escalas lineales, sin considerar la desviación de la entalpía. Razón por la cual el estado final 3 cae en línea recta que une el punto 1 y 2 como se aprecia en la Figura 1, dividiendo en dos partes recíprocas a las masas de aire. (Goribar, 2009)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	3 de 9

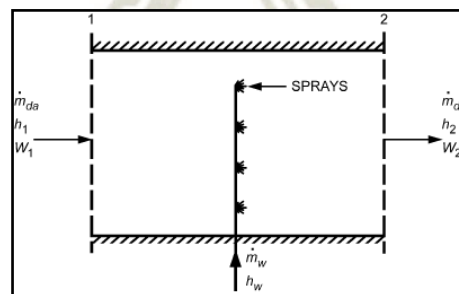


**Figura 2: Esquema de dos flujos de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente.**

**Fuente:** (ASHRAE, 2001)


**- Proceso de enfriamiento y humidificación**

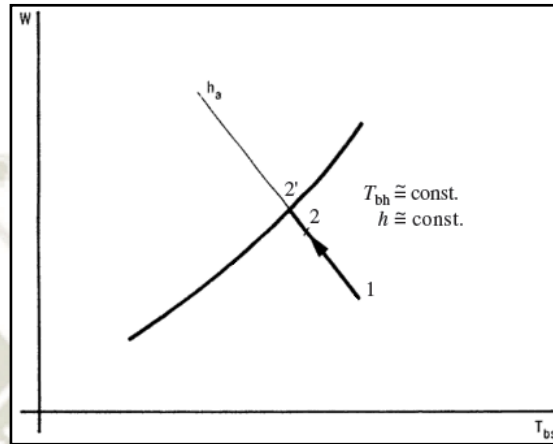
Una alternativa para evitar el alto costo inicial de un ciclo de refrigeración instalado en un sistema de aire acondicionado, se puede utilizar enfriadores por rociado o baño de agua, sobretodo en climas desérticos, calientes o secos. Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo seco baja, es decir un proceso de bulbo húmedo constante. (Goribar, 2009)



**Figura 3: Representación esquemática de la inyección de agua en el aire.**

**Fuente:** (ASHRAE, 2001)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	4 de 9



**Figura 4: Carta psicrométrica. Enfriamiento y humidificación.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

El bulbo húmedo del aire está representado por el punto 2'. El aire saldrá a esta temperatura siempre que se constituya una óptima mezcla de aire-agua.

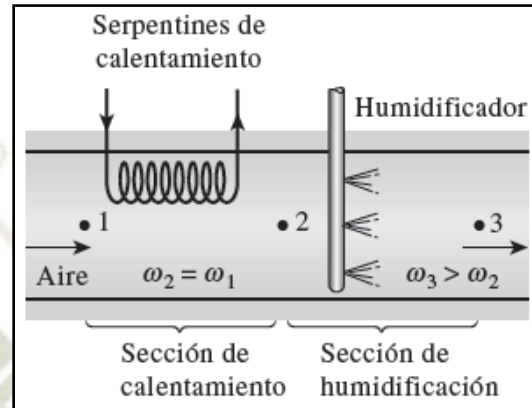
Este proceso trabaja a una entalpia y temperatura de bulbo húmedo constante. (Goribar, 2009)

**- Proceso de calentamiento y humidificación**

Proceso de mayor aplicación en temporada de invierno o a grandes alturas, donde el aire atmosférico es frecuentemente seco y frío.

Se consigue al pasar el aire por una zona de calentamiento usualmente por un banco de capacitores y resistencias, luego por una sección de humidificación como se muestra en la Figura 5. (Cengel Y. , 2012)

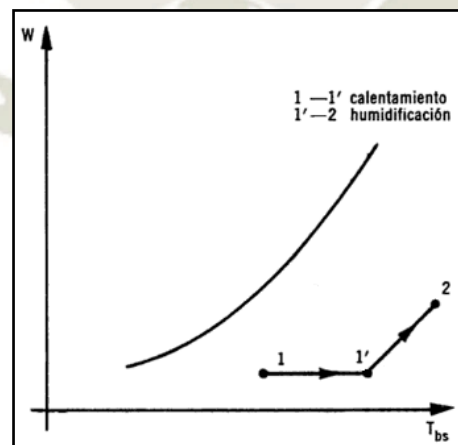
	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	5 de 9



**Figura 5: Esquema del calentamiento del aire seguido de humidificación.**

**Fuente:** (Cengel Y. , 2012)

Durante este proceso el aire incrementa su humedad específica y entalpía y la temperatura de bulbo seco también aumenta o disminuye según la temperatura inicial del aire, de la temperatura de las resistencias y del agua si este último es introducido en forma de vapor o se realiza rociando agua al flujo de aire.



**Figura 6: Carta psicrométrica. Calentamiento y humidificación.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

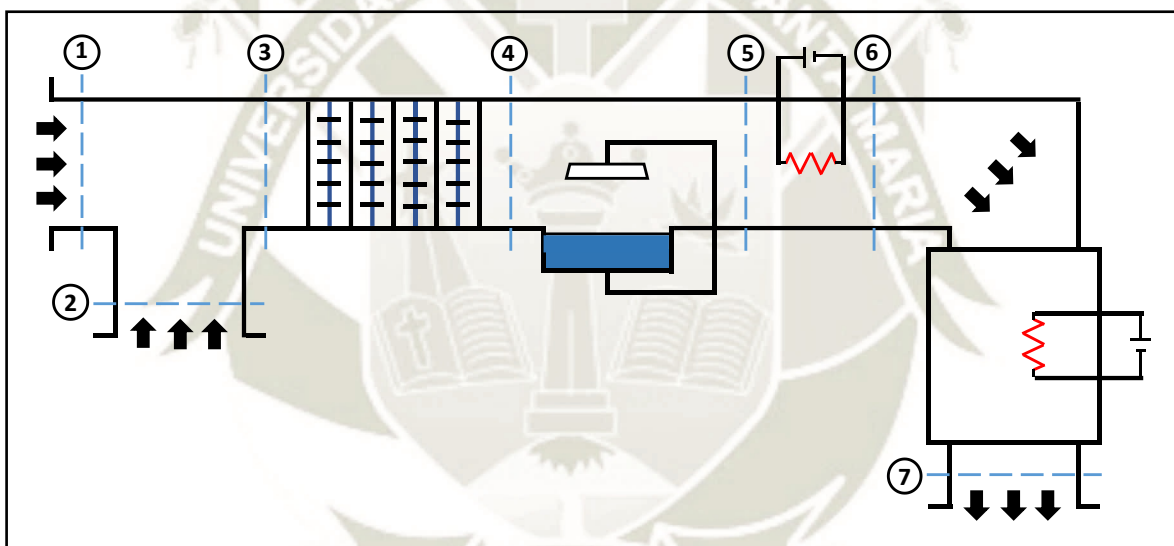
	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	6 de 9

### 3. Procedimiento de ensayo

#### a. Recursos utilizados

- Modulo computarizado de aire acondicionado
- Agua
- Fuente de alimentación 220 Volts
- Laptop


#### b. Instalación y procedimiento



**Figura 7: Proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible**

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

Se encenderá el compresor aproximadamente 15 minutos hasta obtener una temperatura de 7 °C en el evaporador. Una vez alcanzada esta temperatura en el evaporador se encenderá la bomba la cual bombea agua fría hacia los evaporadores instalados en el ducto de aire superior del módulo. Se observará que la temperatura del evaporador del sistema de refrigeración se eleva, debido al agua que no estuvo en contacto con el mismo en el proceso anterior, por lo tanto, para que el agua tenga una temperatura homogénea se mantuvo operando por aproximadamente 15 minutos más el compresor.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	7 de 9

La bomba la cual suministra un flujo de 12 l/min y el ventilador el cual suministra un flujo de 12 m<sup>3</sup>/min. En esta última operación se accionó conjuntamente el humidificador ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo, luego la resistencia de la cámara de simulación ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo recomendado y por último las resistencias de calentamiento ubicada en el ducto superior ajuntando la perilla al punto recomendado. Luego procedemos a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR), los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 1.


**Tabla 1: Datos experimentales del proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible.**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades físicas del aire al interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa. Luego se procede al apagado de los componentes o simplemente accionar el botón de parada de emergencia.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpia (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico ( $v$ ).

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	8 de 9


**Tabla 2: Propiedades del aire del proceso de deshumidificación, humidificación y calentamiento con calor sensible**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

Luego de obtener estos datos de la carta psicrométrica proceder a calcular los siguientes puntos:

- Determinar el flujo de aire de los puntos 1 y 2.
- Determinar la temperatura mínima que puede alcanzar el deshumidificador (*PRA*).
- Determinar la capacidad de calor sensible, latente y total extraída por el evaporador.
- Determinar la cantidad de humedad condensada ( $\dot{m}_\omega$ ).
- Determinar el factor de calor sensible (*SHF*) en el evaporador.
- Determinar el factor de contacto (*FC*) y el factor de bypass (*FD*) en el evaporador.
- Determinar el punto de rocío del humidificador (*PRA*).
- Determinar la eficiencia del humidificador ( $\eta_h$ ).
- Determinar el balance de agua en la sección del humidificador.
- Determinar la capacidad de calor sensible, latente y total añadida por la resistencia del ducto.
- Determinar la capacidad total de calentamiento en *TON*.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de deshumidificación, humidificación, calentamiento y calor sensible</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	9 de 9

- Determinar el factor de calor sensible (*SHF*) en la resistencia.
- Determinar cuántos CFM salen en el punto 6.

#### 4. Informe de criterios y evaluación

El informe se debe realizar de manera escrita al terminar la práctica.

- El informe de la práctica de laboratorio debe llevar:
- Objetivo de la práctica
- Marco Teórico.
- Procedimiento
- Cálculos y resultados.
- Fotografías
- Conclusiones de la práctica.
- Bibliografía.

Se evaluará: Asistencia (obligatoria a práctica), Puntualidad, Disposición dentro de la práctica (Actitudinal y Aptitudinal), el informe como tal (redacción, marco teórico, cálculos y conclusiones).

#### Bibliografía

Mamani Añamuro, Elvis & Mamani Añamuro Jerry (2019). *Implementación de un módulo didáctico computarizado de aire acondicionado para el laboratorio de termofluidos de la escuela profesional de ingeniería mecánica, mecánica eléctrica y mecatrónica de la universidad católica de santa maría.*



**ANEXO M: GUIA DE PRÁCTICA PROCESO DE HUMIDIFICACIÓN Y  
CALENTAMIENTO**

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de humidificación y calentamiento</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	1 de 7

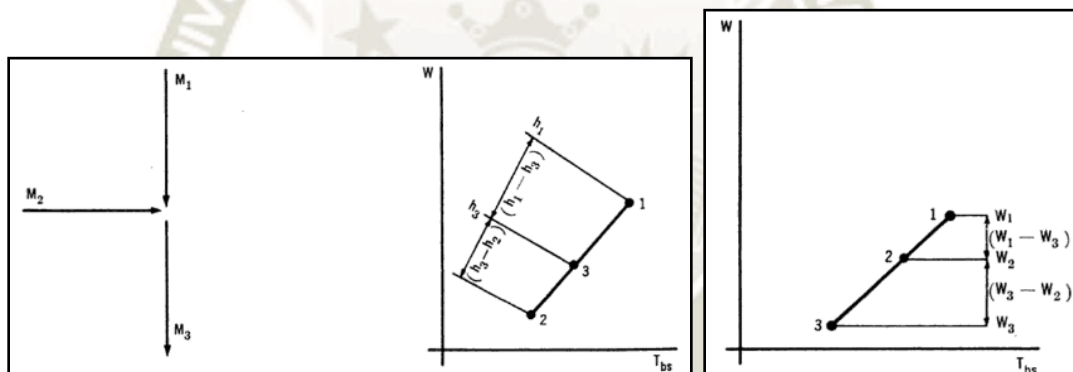
## 1. Objetivos

- Observar el comportamiento del aire durante el proceso de humidificación.
- Observar la ganancia de calor latente y sensible.
- Realizar las mediciones de temperatura de bulbo seco y humedad relativa.
- Observar el comportamiento del aire en la carta psicrométrica.

## 2. Información general

### Mezcla de dos fluidos (aire húmedo y la atmosfera estándar)

En el sistema de aire acondicionado se tienen dos masas de aire  $M_1$  y  $M_2$  que al mezclarse se comportan de acuerdo a las siguientes expresiones:



**Figura 1: Mezcla de dos flujos de masa de aire.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

Masa de aire seco: 
$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$$

Masa de vapor de agua: 
$$\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 \dot{m}_{a3}$$

Energía: 
$$h_1 \dot{m}_{a1} + h_2 \dot{m}_{a2} = h_3 \dot{m}_{a3}$$

Si se elimina  $\dot{m}_{a3}$  de las relaciones anteriores, se obtiene:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de humidificación y calentamiento</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	2 de 7

Donde:

$\dot{m}_{a1}$ : Flujo másico en el punto 1 en  $kg/seg$

$\dot{m}_{a2}$ : Flujo másico en el punto 2 en  $kg/seg$

$\omega_1$ : Humedad específica en el punto 1 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_2$ : Humedad específica en el punto 2 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

$\omega_3$ : Humedad específica en el punto 3 en  $kg_{H_2O}/kg_{as}$

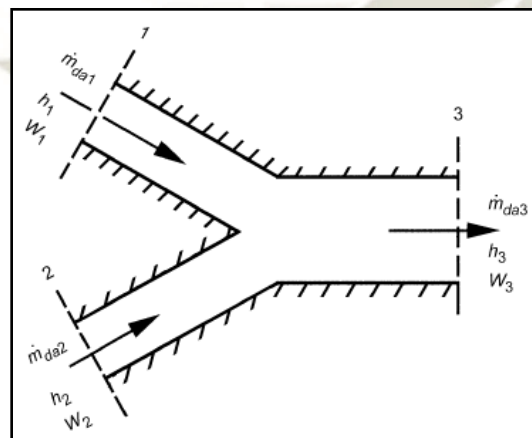
$h_1$ : Entalpía en el punto 1 en  $kJ/kg_{as}$

$h_2$ : Entalpía en el punto 2 en  $kJ/kg_{as}$

$h_3$ : Entalpía en el punto 3 en  $kJ/kg_{as}$


Este proceso se lleva a cabo sin aumentar o disminuir calor o humedad.

En la carta psicrométrica la humedad específica y la entalpía tienen escalas lineales, sin considerar la desviación de la entalpía. Razón por la cual el estado final 3 cae en línea recta que une el punto 1 y 2 como se aprecia en la Figura 1, dividiendo en dos partes recíprocas a las masas de aire. (Goribar, 2009)



**Figura 2: Esquema de dos flujos de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente.**

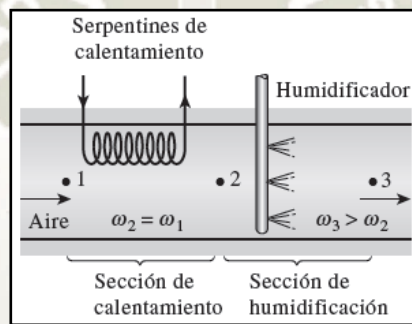
**Fuente:** (ASHRAE, 2001)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de humidificación y calentamiento</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	3 de 7

**- Proceso de calentamiento y humidificación**

Proceso de mayor aplicación en temporada de invierno o a grandes alturas, donde el aire atmosférico es frecuentemente seco y frío.

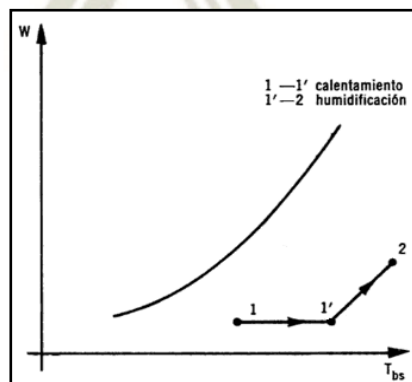
Se consigue al pasar el aire por una zona de calentamiento usualmente por un banco de capacitores y resistencias, luego por una sección de humidificación como se muestra en la figura. (Cengel Y. , 2012)



**Figura 3: Esquema del calentamiento del aire seguido de humidificación.**

**Fuente:** (Cengel Y. , 2012)

Durante este proceso el aire incrementa su humedad específica y entalpía y la temperatura de bulbo seco también aumenta o disminuye según la temperatura inicial del aire, de la temperatura de las resistencias y del agua si este último es introducido en forma de vapor o se realiza rociando agua al flujo de aire.



**Figura 4: Carta psicrométrica. Calentamiento y humidificación.**

**Fuente:** (Goribar, 2009)

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	Guía de práctica: Proceso de humidificación y calentamiento	Tiempo estimado	30 min
		Página	4 de 7

### 3. Procedimiento de ensayo

#### c. Recursos utilizados

- Agua
- Fuente de alimentación 220 Volts
- Laptop
- Módulo de aire acondicionado

#### d. Instalación y procedimiento

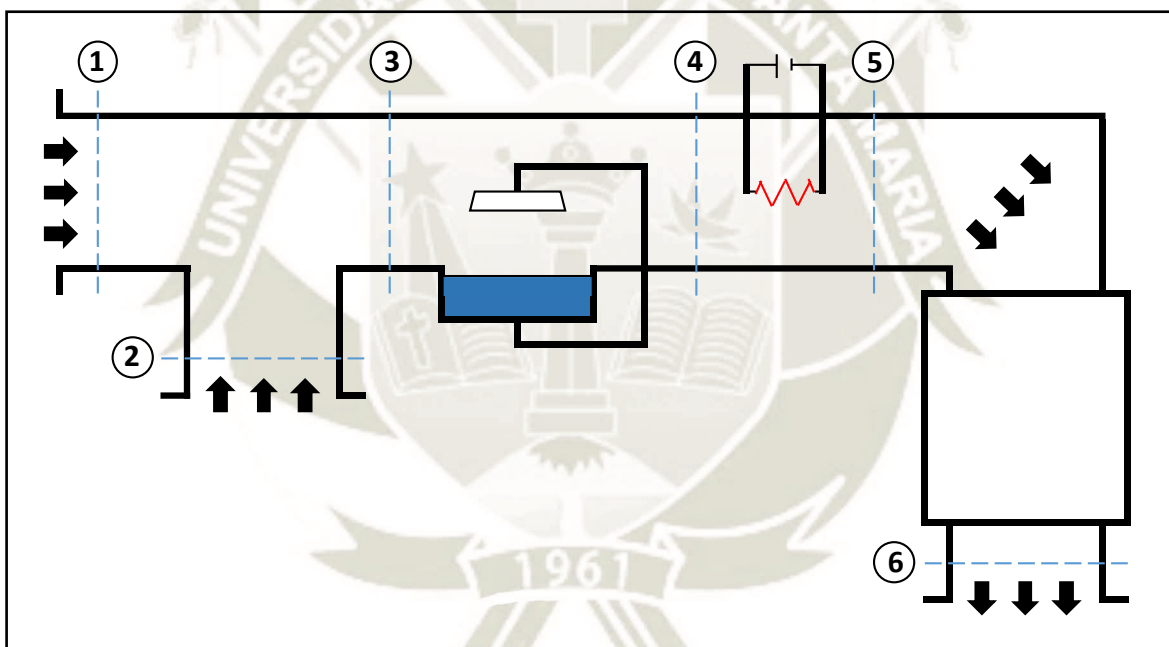



Figura 5: Proceso de humidificación con calentamiento.

Fuente: Elvis M., Jerry M. (2019)

Se procede a accionar el ventilador el cual suministra un flujo de  $12 \text{ m}^3/\text{min}$ , seguidamente accionamos el humidificador ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo, luego las resistencias ajustando la perilla aproximadamente al tope máximo recomendado.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de humidificación y calentamiento</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	5 de 7

Transcurrido 20 minutos procedemos a tomar los datos de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR), los datos experimentales se muestran en la siguiente Tabla 1.


**Tabla 1: Datos experimentales del proceso de humidificación con calentamiento**

Puntos de medición	TBS ( °C )	HR ( % )
1		
2		
3		
4		
5		
6		

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

Al tener la temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR) podemos obtener otras propiedades del aire en el interior del proceso por medio de la carta psicrométrica. Se usó una carta psicrométrica acondicionada a 2335 m.s.n.m o 76244 Pa, altura que se encuentra la ciudad de Arequipa. Luego se procede a apagar los componentes en funcionamiento del módulo.

Los datos obtenidos mediante la carta psicrométrica son la temperatura de bulbo húmedo (TBH), entalpía (h), humedad específica ( $\omega$ ) y volumen específico (v).

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de humidificación y calentamiento</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	6 de 7


**Tabla 2: Propiedades del aire del proceso de humidificación con calentamiento.**

Puntos de medición	TBH ( °C )	$h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right)$	$\omega \left( \frac{kg_{H_2O}}{kg_{as}} \right)$	$v \left( \frac{m^3}{kg_{as}} \right)$
1				
2				
3				
4				
5				
6				

**Fuente:** Elvis M., Jerry M. (2019)

Luego de obtener estos datos de la carta psicrométrica proceder a calcular los siguientes puntos:

- Determinar el flujo de aire de los puntos 1 y 2.
- Determinar el punto de rocío del humidificador (*PRA*).
- Determinar la eficiencia del humidificador ( $\eta_h$ ).
- Determinar la capacidad de calor sensible, latente y total añadida por la resistencia en el ducto.
- Determinar la capacidad total de calentamiento en *TON*.
- Determinar el factor de calor sensible (*SHF*) en la resistencia.
- Determinar el balance de agua en la sección del humidificador.
- Determinar cuántos CFM salen en el punto 5.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	<b>MÓDULO COMPUTARIZADO DE AIRE ACONDICIONADO</b>	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha de prueba:	/ /
	<b>Guía de práctica: Proceso de humidificación y calentamiento</b>	Tiempo estimado	30 min
		Página	7 de 7

#### 4. Informe de criterios y evaluación

El informe se debe realizar de manera escrita al terminar la práctica.

- El informe de la práctica de laboratorio debe llevar:
- Objetivo de la práctica
- Marco Teórico.
- Procedimiento
- Cálculos y resultados.
- Fotografías
- Conclusiones de la práctica.
- Bibliografía.

Se evaluará: Asistencia (obligatoria a práctica), Puntualidad, Disposición dentro de la práctica (Actitudinal y Aptitudinal), el informe como tal (redacción, marco teórico, cálculos y conclusiones).

#### **Bibliografía**

Mamani Añamuro, Elvis & Mamani Añamuro Jerry (2019). *Implementación de un módulo didáctico computarizado de aire acondicionado para el laboratorio de termofluidos de la escuela profesional de ingeniería mecánica, mecánica eléctrica y mecatrónica de la universidad católica de santa maría.*