

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA
PRÁCTICAS DE AIRE ACONDICIONADO**

PRESENTADO POR:

**RODRÍGUEZ GARCÍA HÉCTOR LEONEL
ROMERO MARTÍNEZ EDGAR ALEXÁNDER**

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, SEPTIEMBRE DE 2017

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

MSC. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIO GENERAL :

MSC. CRISTOBAL HERNÁN RÍOS BENÍTEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA
PRÁCTICAS DE AIRE ACONDICIONADO**

Presentado por :

**RODRÍGUEZ GARCÍA HÉCTOR LEONEL
ROMERO MARTÍNEZ EDGAR ALEXÁNDER**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

San Salvador, Septiembre de 2017

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

AGRADECIMIENTOS

Eterno Dios Todo Poderoso, gracias por haberme permitido culminar mis estudios superiores, por haberme guiado y estar conmigo a lo largo de toda la carrera, por ser esa fortaleza en momentos de debilidad, porque hasta en los momentos en que me he olvidado de ti, tú has estado presente en mi vida; gracias por el aprendizaje el llanto y la Felicidad.

Doy gracias a mis padres, Martha Martínez y Raúl García por apoyarme en todo momento, por brindarme sus palabras de aliento y animarme en cada proyecto de mi vida, por los valores inculcados en mí y por darme cada día ese ejemplo de vida.

Gracias a mis amigos y mentores, Francisco Alfredo De león Torres, Mario Roberto Nieto Lovo, por enseñarme a observar y aprovechar en cada situación esa oportunidad de conocimiento y experiencia.

Agradezco especialmente a todos mis amigos y compañeros; Beatriz Vásquez, Mercedes Ferrer, Juan Carlos Carrillo, Silvia Rodríguez, Pablo Gutiérrez, Jorge Cortez, a mis amigos de estudio Leonel Rodríguez, Martina Marengo, Marisol Funes Solano, Ana Funes, Moisés Delgado Nieto, Jaime Herrera Navarro, Jacobo Gómez; por su apoyo brindado, palabras de aliento y respaldo académico.

Reconozco que sin cada una de las personas que han estado conmigo apoyándome, este proyecto de vida no se hubiera llevado a cabo exitosamente, por eso estoy infinitamente agradecido con todos, por motivarme y crear en mí una voluntad inquebrantable y a ser proactiva; y por eso estoy con todos infinitamente agradecido.

Edgar Alexánder Romero Martínez

AGRADECIMIENTOS

Agradezco de la manera más sincera el apoyo incondicional tanto económico como moral que recibí de mis padres Guadalupe García Guardado y Luis Alonso Rodríguez, ya que su ayuda fue de gran importancia para culminar esta carrera.

También agradezco inmensamente a todos los docentes de la escuela de ingeniería mecánica por brindarme sus conocimientos especialmente al Ing. Francisco Alfredo De León Torres quien fue fundamental en el desarrollo de esta tesis.

Doy gracias también a mis amigos y compañeros Edgar Alexander Romero Martínez, Marvin Salguero Ramírez, Alejandro Delgado Nieto y Jacobo Gómez por haberme ayudado y apoyado a lo largo de toda la carrera.

Agradezco de manera especial el apoyo brindado por mi novia Ana Bessy Pineda quien siempre estuvo motivándome de una manera amorosa a cumplir esta meta.

También agradezco el apoyo que me brindaron mis familiares entre los cuales están: mi hermana Mayra Janeth Rodríguez García, Mi hermano Milton Bladimir Rodríguez García quienes de una forma u otra me brindaron su apoyo en todo momento. A mi tía Sonia Rodríguez Y mi prima Lisseth Zometa Rodríguez que siempre estuvieron presentes para apoyarme en el momento que lo necesite.

Héctor Leonel Rodríguez García.

DEDICATORIA

“Con todo mi amor a mi madre Martha Martínez por ser el pilar fundamental en mi formación personal y mi ayuda incondicional en todo momento.”

Edgar Alexander Romero Martínez

DEDICATORIA

“Con todo mi amor dedico este trabajo a dos personas muy especiales para mí: a mi hija recién nacida Priscila Nicole Rodríguez Pineda y a la memoria de mi abuelo Celso Guardado Navarro.

Héctor Leonel Rodríguez García.

CONTENIDO.

ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xx
LISTA DE SIMBOLOS	xxii
INTRODUCCIÓN	1
1. CONCEPTOS BÁSICOS DE AIRE ACONDICIONADO.	2
1.1. INTRODUCCIÓN.....	2
1.2 HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO.	2
1.3. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.	4
1.4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.	4
1.4.1 Ciclo Invertido de Carnot.	6
1.4.2. Ciclo Termodinámico ideal de refrigeración.	7
1.4.3. Ciclo termodinámico real de refrigeración.....	9
1.4.4. Parámetros del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor. ...	11
1.5. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN DE VAPOR. .	15
1.5.1. Compresor.....	16
1.5.2. Condensador.	19
1.5.3. Dispositivos de expansión.	21
1.5.4. Evaporador.....	23
1.5.5. Dispositivos Auxiliares.....	25
1.6. REFRIGERANTES.....	32
1.6.1. Clasificación.....	33
1.6.2. Aceites Lubricantes.....	39
1.7. CLIMATIZACIÓN.....	41
1.7.1. Confort Térmico.....	41

1.8.	PSICROMETRÍA.	44
1.8.1.	Propiedades del Aire.	44
1.8.2.	Mezclas de Aire.	46
1.8.3.	Carta Psicrométrica.	47
1.9.	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.	53
1.9.1.	Medidores de Presión.	54
1.9.2.	Medición de Temperatura.	56
1.9.3.	Medición de Velocidad.	58
1.9.4.	Medición Humedad.	60
1.10.	DISPOSITIVOS DE CONTROL.	61
1.10.1.	Controladores Termostáticos.	62
1.10.2.	Controladores de Presión.	63
1.11.	DISEÑO DE DUCTOS.	64
1.11.1.	Parámetros principales.	65
1.11.2.	Métodos de Diseño de Ductos.	67
2.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	69
2.1.	INTRODUCCIÓN.	69
2.2.	CALCULO DEL CICLO FRIGORIFICO.	69
2.2.1.	Propiedades del Ciclo Frigorífico.	70
2.2.2.	Parámetros Para el Ciclo Frigorífico.	76
2.3.	SELECCION DE COMPONENTES.	78
2.3.1.	Circuito de refrigeración.	78
2.3.2.	Ducto de Ventilación.	93
2.3.3.	Sistema de Medición y Control.	105
2.4.	TABLERO DE CONTROL.	106

3. INSTALACION Y PRUEBAS DEL SISTEMA.....	108
3.1. INTRODUCCIÓN.....	108
3.2. PLANIFICACIÓN DE LA INSTALACIÓN DE LOS COMPONENTES. ...	108
3.2.1. Circuito Frigorífico.....	108
3.3. INTERCONEXIÓN FRIGORÍFICA.....	114
3.3.1. Unión de Tuberías Abocardadas.....	114
3.3.2. Unión de Tuberías Fijas con Soldadura.....	117
3.4. INTERCONEXIÓN ELÉCTRICA.....	121
3.5. CHEQUEO DE FUGAS, VACIO Y CARGA DE REFRIGERANTE.....	124
3.5.1. Equipo a Utilizar.....	124
3.5.2. Procedimiento.....	126
3.6. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	129
3.6.1. Funcionamiento del Sistema en Ciclo Frío.....	129
3.6.2. Trazado del ciclo frigorífico para el ciclo frío.....	131
3.6.3. Proceso psicométrico de enfriamiento.....	135
3.6.4. Proceso Psicrométrico de Calentamiento.....	141
3.6.5. Determinación de la presión total en el ducto.....	144
3.6.6. Análisis de Resultados.....	146
3.7. ELABORACIÓN DE GUÍAS DE LABORATORIO.....	147
4. PRESUPUESTO.....	173
4.1. INTRODUCCIÓN.....	173
4.2. COSTOS DIRECTOS.....	173
4.2.1. Costo de materiales.....	173
4.3. RESUMEN DE COSTOS.....	179

5. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	180
5.1. INTRODUCCIÓN.....	180
5.2. MEDIDAS DE SEGURIDAD.....	181
5.3. ACCIONES DE MANTENIMIENTO DEL EQUIPO.....	184
5.4. MANUAL DE OPERACIÓN.	186
CONCLUSIONES.....	192
REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA.....	193
BIBLIOGRAFÍA.....	197
ANEXO A: TABLAS Y GRAFICOS USADOS.....	200
ANEXO B: PLANOS.....	208

ÍNDICE DE FIGURAS.

	Pág.
Figura 1. Componentes básicos de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.	5
Figura 2. Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot.	7
Figura 3. Diagrama termodinámico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.	8
Figura 4. Diagrama termodinámico real presión entalpía.	10
Figura 5. Tiempos de compresión de un compresor recíprocante.	17
Figura 6. Detalle de compresor alternativo blindado o hermético.	18
Figura 7. Condensación del refrigerante en un condensador enfriado por aire.	20
Figura 8. Válvula de expansión termostática.	22
Figura 9. Cambios de estado del refrigerante en el evaporador.	23
Figura 10. Evaporador de circulación de aire natural.	25
Figura 11. Diferentes tipos de filtros deshidratadores.	26
Figura 12. Diferentes tipos de visores de líquido.	27

Figura 13.	Instalación de un separador de aceite.	28
Figura 14.	Acumulador de succión.	29
Figura 15.	Recibidor de líquido.	30
Figura 16.	Válvula de solenoide típica de acción directa, normalmente cerrada de dos vías.	31
Figura 17.	Válvula de paso tipo globo sin empaque (tipo diafragma). [15]	32
Figura 18.	Colores de los recipientes de los refrigerantes.	36
Figura 19.	Temperatura de bulbo seco.	48
Figura 20.	Temperatura de bulbo húmedo.	49
Figura 21.	Líneas de punto de rocío.	50
Figura 22.	Humedad relativa.	51
Figura 23.	Humedad absoluta.	51
Figura 24.	Entalpia.	52
Figura 25.	Volumen específico.	53
Figura 26.	Manómetro de tubo en U.	54
Figura 27.	Manómetro inclinado de agua.	55

Figura 28.	Medidor de presión tipo tubo Bourdón.	56
Figura 29.	Termómetro de vidrio de laboratorio.	57
Figura 30.	Termómetro de bolsillo de dial.	58
Figura 31.	Empleo del tubo de pitot para medir presión dinámica en un ducto.	59
Figura 32.	Anemómetro de aspas giratorias.	60
Figura 33.	Funcionamiento de psicrómetro de honda.	61
Figura 34.	Controlador termostático.	62
Figura 35.	Presostato.	63
Figura 36.	Modelo de instalación de ductos de aire acondicionado.	64
Figura 37.	Diagrama termodinámico T-S.	70
Figura 38.	Relación entre la humedad relativa y DT.	73
Figura 39.	Diferencia entre compresión real e isoentropica.	82
Figura 40.	Tubo capilar.	89
Figura 41.	Filtro deshidratador.	90
Figura 42.	Visor de líquido con indicador de humedad.	91

Figura 43.	Válvula de servicio tipo pivote.	92
Figura 44.	(A) Manómetro de baja presión. (B) Manómetro de alta.	92
Figura 45.	Diagrama esquemático de ducto de ventilación.	93
Figura 46.	Diámetros de ductos redondos equivalentes.	97
Figura 47.	Pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos redondos de lámina galvanizada.	98
Figura 48.	Selección rápida de rejillas.	99
Figura 49.	Proceso de humidificación.	103
Figura 50.	Termómetro bimetálico.	106
Figura 51.	Tablero de control.	107
Figura 52.	Compresor instalado.	109
Figura 53.	Ventilador del condensador.	110
Figura 54.	Filtro protector del condensador.	111
Figura 55.	Capilar instalado.	111
Figura 56.	Filtro + visor + abrazadera.	112
Figura 57.	Válvula de servicio instalada en el lado de baja presión.	113

Figura 58.	Manómetros instalados.	113
Figura 59.	Unión abocardada.	114
Figura 60.	Cortadora de tubos de cobre.	115
Figura 61.	Forma correcta de utilizar escariador.	115
Figura 62.	Sujeción de tubería antes de abocardar.	116
Figura 63.	Ejemplo de cuánto debe salir tubo antes de abocardar.	116
Figura 64.	Forma correcta de cómo se abocinar.	117
Figura 65.	Unión de tubo mediante soldadura.	118
Figura 66.	Corte tubos.	118
Figura 67.	Limpieza y aplicación de fundente sobre el tubo a soldar.	119
Figura 68.	Limpieza del extremo de tubo "macho".	119
Figura 69.	Ajuste correcto e incorrecto en uniones de tubería fijas con soldadura.	120
Figura 70.	Unión en posición vertical.	120
Figura 71.	Unión horizontal.	121
Figura 72.	Conexión eléctrica del sistema frigorífico.	122

Figura 73.	Conexión eléctrica del sistema de calefacción y humidificación.	123
Figura 74.	Múltiple de manómetros.	124
Figura 75.	Bomba de vacío a utilizar.	125
Figura 76.	Mangueras a utilizar.	125
Figura 77.	Adaptador de boquilla.	125
Figura 78.	Comprobación de fugas.	126
Figura 79.	Procedimiento para realizar vacío.	127
Figura 80.	Procedimiento para cargar refrigerante.	128
Figura 81.	Instrumentos de medición utilizados.	129
Figura 82.	Gráfico de resultados del ciclo frío.	130
Figura 83.	Esquema del circuito frigorífico de aire acondicionado, condiciones de prueba.	132
Figura 84.	Diagrama P-h para R-22 usando TERMOGRAFH.	133
Figura 85.	Ubicación de los puntos de medida para enfriamiento.	136
Figura 86.	Ploteo de proceso de enfriamiento en software HDPsychart.	137
Figura 87.	Propiedades del proceso de enfriamiento.	137

Figura 88.	Proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.	139
Figura 89.	Proceso psicrométrico de calentamiento sensible.	142
Figura 90.	Propiedades del proceso de calentamiento sensible.	142
Figura 91.	Calor sensible y representación gráfica del proceso.	143
Figura 92.	Medición de presión estática y velocidad del aire.	145
Figura 93.	Leer manual.	181
Figura 94.	Solo personal calificado.	181
Figura 95.	Usar gafas de protección.	182
Figura 96.	Usar guantes de seguridad.	182
Figura 97.	No fumar.	183
Figura 98.	Zona ventilada.	183
Figura 99.	Peligro de descarga eléctrica.	184
Figura 100.	Desconexión del equipo.	184
Figura 101.	Equipo para recuperar refrigerante.	186
Figura 102.	Tablero de control con interruptores apagados.	186
Figura 103.	Toma hembra industrial 220 V.	187

Figura 104.	Encendiendo interruptor principal.	187
Figura 105.	Encendido del ventilador centrifugo.	188
Figura 106.	Encendido de resistencias de calefacción.	188
Figura 107.	Encendido de resistencias de calefacción.	189
Figura 108.	Activación del equipo de refrigeración.	189
Figura 109.	Verificación de termómetros.	190
Figura 110.	Ubicación de termómetros.	190
Figura 111.	Apagado del equipo.	191

ÍNDICE DE TABLAS.

	Pág.
Tabla 1. Resumen de propiedades del ciclo frigorífico.	76
Tabla 2. Selección de compresor según tipo de aplicación.[39]	84
Tabla 3. Resumen de características de Compresor.	85
Tabla 4. Resumen de características del Evaporador	87
Tabla 5. Resumen de características del Evaporador	89
Tabla 6. Velocidades de aire máximas recomendadas para diseño de ductos.	95
Tabla 7. Caídas de presión generadas por los elementos del sistema.	100
Tabla 8. Características técnicas del ventilador seleccionado.	101
Tabla 9. Características técnicas de la resistencia seleccionada.	103
Tabla 10. Humidificador seleccionado.	105
Tabla 11. Descripción de los componentes del circuito eléctrico.	123
Tabla 12. Resultados del ciclo frío.	130
Tabla 13. Datos obtenidos en las pruebas del ciclo de frío.	131

Tabla 14.	Datos obtenidos en los puntos de medición enfriamiento.	136
Tabla 15.	Datos obtenidos en proceso de calentamiento.	141
Tabla 16.	Costos de estructura de soporte.	173
Tabla 17.	Costo de materiales de circuito frigorífico.	175
Tabla 18.	Costo de materiales para ducto de ventilación.	176
Tabla 19.	Costos de materiales para equipo de medición y control.	177
Tabla 20.	Costos Indirectos.	179
Tabla 21.	Costos Directos.	179
Tabla 22.	Costos Totales.	179

LISTA DE SIMBOLOS.

T	Temperatura. [°C]
T_{evap}	Temperatura de evaporación. [°C]
T_{cond}	Temperatura de condensación. [°C]
h	Entalpía. [kJ/kg]
h_1	Entalpía del vapor saturado, en el punto de estado 1. [kJ/kg].
h_2	Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 2. [kJ/kg].
h_3	Entalpía del líquido saturado, en el punto de estado 3. [kJ/kg].
h_4	Entalpía del vapor sobrecalentado en el punto de estado 4. [kJ/kg].
W_c	Trabajo de compresión. [kJ/kg].
q_{cond}	Calor de condensación. [kJ/kg].
ER	Efecto refrigerante. [kJ/kg].
\dot{m}	Flujo másico de refrigerante. [kg/s].
Q	Capacidad frigorífica requerida (refrigeración, calefacción). [kJ/s].
COP_{RC}	Coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot.
COP_R	Coeficiente de funcionamiento para refrigeración.
p_T	Presión total [kpa].

p_v	Presión parcial de vapor de agua a la temperatura de bulbo seco. [kpa]
p_g	Presión de saturación de vapor a la temperatura de bulbo seco. [kpa]
m_v	Masa del vapor de agua. [kg]
m_g	Masa del aire seco. [Kg]
Φ	Humedad relativa. [%].
ω	Humedad específica o absoluta. [g de agua / kg de aire seco].
V	Velocidad del aire. [m/s]
A	Área transversal del ducto. [m ²]
\dot{V}	Caudal volumétrico de aire a través del ducto. [m ³ /s]
H_v	Presión dinámica en pulgadas de agua.
P_{Total}	Suma de la presión estática más la dinámica. [kpa]
$P_{dinámica}$	Presión provocada debido a la velocidad del aire dentro del ducto. [kpa]
$P_{estática}$	Presión provocada debido al peso del aire en el ducto. [kpa]
T_a	Temperatura ambiente. [°C]
ΔT	Diferencia entre la temperatura ambiente y la de condensación del refrigerante. [°C]
T_{cond}	Temperatura de condensación del refrigerante. [°C]
T_R	Temperatura del espacio refrigerado. [°C]
D_T	Diferencia entre el espacio frío y la de evaporación de refrigerante. [°C]

$T_{evap.}$	Temperatura de evaporación del refrigerante. [°C]
A_{evap}	Área de la superficie del evaporador. [m ²]
K :	Coefficiente global de transmisión de calor. [w/m ² . °C]
P_{sat}	Presión de saturación del refrigerante. [kpa]
ΔP	Caída de presión. [mm.c.d.a.]
a	Lado largo de la sección transversal rectangular del ducto. [cm]
b	Lado corto de la sección transversal rectangular del ducto. [cm]
Q_a	Calor necesario para calentar flujo de aire. [kJ/s].
\dot{m}	Caudal másico del flujo de aire en ducto. [kg/s].
ρ	Densidad del aire a la temperatura ambiente. [kg/m ³]

INTRODUCCIÓN.

Los sistemas de Aire Acondicionado y Refrigeración pueden definirse como máquinas térmicas encargadas de extraer el calor de un espacio determinado para liberarlo en otro, que puede ser el medio ambiente. Estos equipos son empleados para mantener una cierta región a una temperatura menor a la de su entorno y poseen una gran cantidad de aplicaciones en distintos sectores de la sociedad, como la industria de los alimentos donde son utilizados para la conservación, almacenamiento y congelación, hasta el sector residencial, donde los refrigeradores domésticos son tan comunes en los hogares y qué decir de los sistemas de aire acondicionado que son usados para el confort humano, controlando las condiciones del interior de una habitación.

La refrigeración es una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica y la transferencia de calor. En éste trabajo de investigación están presentados los contenidos teóricos fundamentales de esta ciencia, necesarios para poder aplicarlos en la operación y el análisis de los ciclos de refrigeración.

El equipo de prácticas para aire acondicionado y refrigeración, estará construido y diseñado, para que los estudiantes de la especialidad, puedan realizar prácticas midiendo diferentes propiedades termodinámicas. La implementación de estas prácticas sirve como un medio para aplicar y reafirmar los conocimientos adquiridos en las aulas, en cuanto a la manipulación y control de los componentes del equipo.

1. CONCEPTOS BÁSICOS DE AIRE ACONDICIONADO.

1.1. INTRODUCCIÓN.

Se puede establecer que la misión del aire acondicionado es la realización de determinadas funciones destinadas a proporcionar durante todo el año, el confort térmico y la calidad del aire interior para la vida de las personas o el mejoramiento de los diferentes procesos industriales. Como mínimo, las instalaciones de aire acondicionado deben efectuar los siguientes procesos básicos:

1. Control de temperatura: la temperatura del aire se controla enfriándolo o calentándolo.
2. Control de humedad: la humedad, que es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o quitando vapor de agua al aire.
3. Movimiento del aire: movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye.
4. Filtrado: la limpieza o calidad del aire se controla ya sea mediante filtración que es la eliminación de contaminantes indeseables por medio de filtros u otros dispositivos, o mediante ventilación.

1.2 HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO.

En 1842, Lord Kelvin descubrió el principio del aire acondicionado. Con el objetivo de conseguir un ambiente agradable y sano, el científico creó un

circuito frigorífico hermético basado en la absorción del calor a través de un gas refrigerante.

En 1902, el estadounidense Willis Haviland Carrier sentó las bases de la refrigeración moderna, y al encontrarse con los problemas de la excesiva humidificación del aire enfriado (las del aire acondicionado), nace el concepto de climatización de verano.

En 1911, Carrier reveló su Fórmula Racional Psicométrica Básica a la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos. La fórmula sigue siendo hoy en día la base de todos los cálculos fundamentales para la industria del aire acondicionado.

En 1915, entusiasmados por el éxito, Carrier y seis amigos ingenieros reunieron 32,600 dólares para formar la Compañía de Ingeniería Carrier, dedicada a la innovación tecnológica de su único producto, el aire acondicionado.

En 1921, Willis Haviland Carrier patentó la Máquina de Refrigeración Centrífuga. También conocida como enfriadora centrífuga o refrigerante centrifugado, fue el primer método para acondicionar el aire en grandes espacios.

En 1928, Willis Haviland Carrier desarrolló el primer equipo que enfriaba, calentaba, limpiaba y hacía circular el aire para casas y departamentos, pero la Gran Depresión en los Estados Unidos puso punto final al aire acondicionado en los hogares.

Antes de entrar en detalle, se tiene que entender que el aire acondicionado está vinculado directamente a la refrigeración. Se puede afirmar

que el Aire Acondicionado es una aplicación de la refrigeración y usa sus mismos principios y fundamentos.

1.3. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.

Un método o sistema de refrigeración es la combinación de componentes, equipos y tuberías; que conectados en orden secuencial producen el efecto refrigerante.

Los sistemas de refrigeración se pueden clasificar en las siguientes categorías (por orden de utilización):

- ❖ Sistemas de compresión de vapor o compresión mecánica.
- ❖ Sistemas por absorción.
- ❖ Sistemas de expansión de gas.
- ❖ Sistemas termoeléctricos.

1.4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

El ciclo de compresión de vapor es el que más se utiliza en la actualidad. Emplea como fuente de energía trabajo mecánico y un fluido llamado refrigerante.

Al aumentar la presión de un fluido se eleva su punto de ebullición, y al disminuir la presión, también disminuye su punto de ebullición, este es uno de los principios básicos de la refrigeración por compresión de vapor.

Los elementos básicos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor son (Ver Figura 1):

- ❖ Compresor.
- ❖ Condensador.
- ❖ Dispositivo de expansión.
- ❖ Evaporador.

Estos elementos, están incorporados en un circuito cerrado vinculados por medio de tuberías de interconexión, que permiten hacer circular el fluido refrigerante durante el ciclo, de forma continua, empleando ventiladores en el evaporador y condensador, para favorecer la transferencia del calor mediante la circulación forzada del aire.

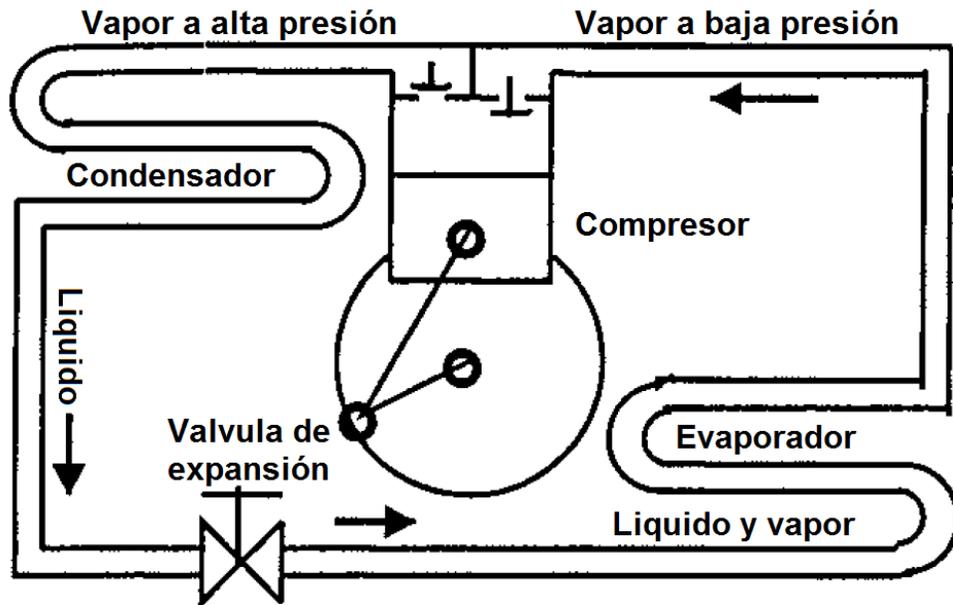


Figura 1. Componentes básicos de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. [1]

El ciclo se fundamenta en la compresión de un vapor que al hallarse a mayor temperatura que el medio caliente cede calor. Con ello el vapor se enfría y, si la presión es adecuada, incluso condensa. El condensado se expande en una válvula de expansión o en un tubo capilar, con lo que, de una parte pierde presión proporcionada por el compresor y, por otra parte, experimenta un enfriamiento súbito que hace posible la absorción de calor del medio frío que produce la vaporización del líquido. El gas será nuevamente comprimido por el compresor y de esta forma el ciclo prosigue.

1.4.1 *Ciclo Invertido de Carnot.*

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles de temperatura, por lo que, se constituye en un estándar de comparación para los ciclos reales de refrigeración.

En la práctica, el ciclo invertido de Carnot no se sigue rigurosamente, dado que éste sirve solamente para establecer el máximo rendimiento posible que se podría llegar a alcanzar en condiciones ideales.

El coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot, se expresa en términos de temperatura como:

$$COP_{RC} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} > 1 \quad (\text{Ec. 1.1})$$

Donde:

COP_{RC} : Coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot.

T_{evap} : Temperatura de evaporación. [°C]

T_{cond} : Temperatura de condensación. [°C]

El ciclo invertido de Carnot (Figura 2) se compone de dos procesos isotérmicos (4-1; 2-3) y dos procesos isoentrópicos (1-2; 3-4).

Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 4-1 y 2-3 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 1-2; 3-4 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica.

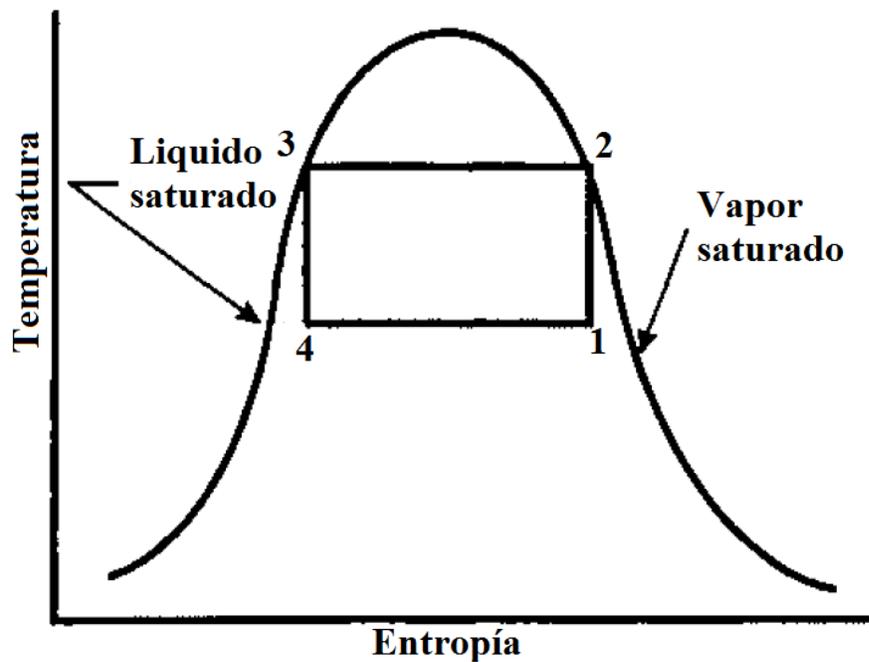


Figura 2. Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot. [2]

1.4.2. Ciclo Termodinámico ideal de refrigeración.

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de

estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

La figura 3 muestra el diagrama y de presión – entalpía de un ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor. A continuación se describen los procesos del sistema.

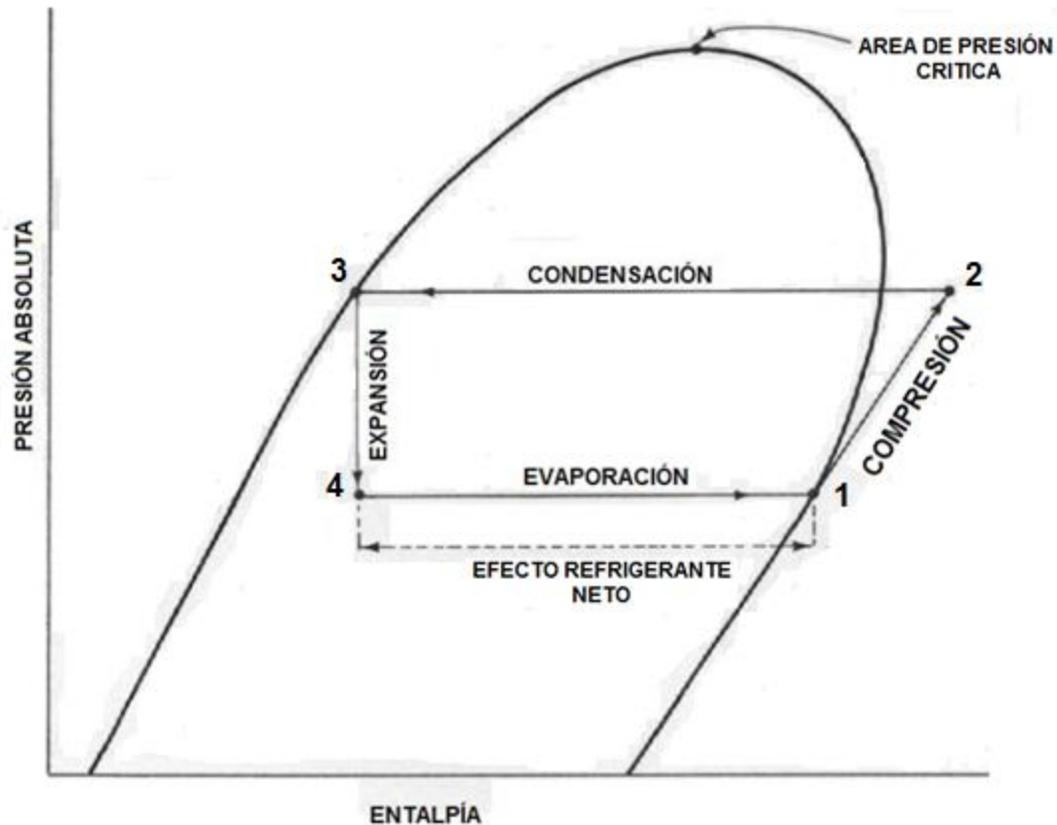


Figura 3. Diagrama termodinámico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [3].

- ❖ (1 – 2): Compresión adiabática reversible. Desde el evaporador llega refrigerante a baja presión y en forma de gas hacia la entrada del compresor, en donde incrementa su presión y temperatura por medio de la reducción de su volumen.

- ❖ (2 – 3): Rechazo de calor reversible a presión constante. El vapor refrigerante a una alta presión proveniente del compresor, entra al condensador en donde es licuado por medio de agua o aire.
- ❖ (3 – 4): Expansión irreversible a entalpía constante. Refrigerante líquido a una alta presión pasa a través de una válvula de expansión en donde su presión y temperatura disminuyen.
- ❖ (4 – 1): Absorción de calor reversible a presión constante. Llega al evaporador refrigerante líquido a baja presión y temperatura, proveniente de la válvula de expansión. Aquí es donde se gasifica por medio de la absorción de calor del medio a enfriar, es entonces donde ocurre el efecto de enfriamiento.

1.4.3. Ciclo termodinámico real de refrigeración.

Un ciclo real de refrigeración como el mostrado en la Figura 4 por compresión de vapor, difiere de uno ideal por varias razones. Entre las más comunes están las irreversibilidades que suceden en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido (que provoca caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, en consecuencia, isoentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección.

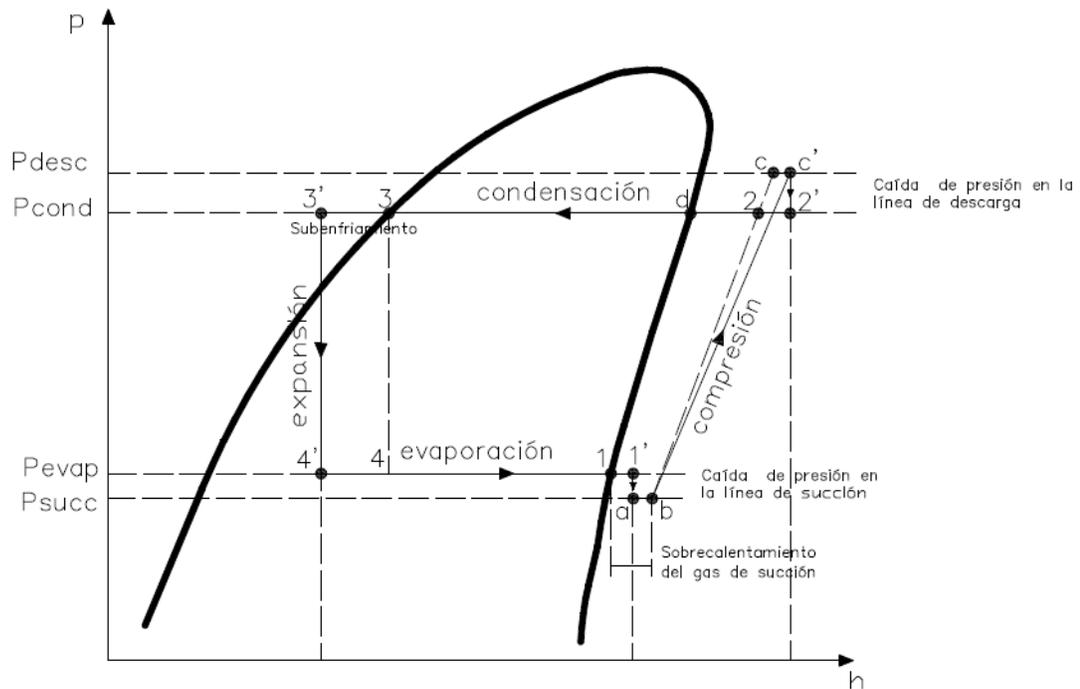


Figura 4. Diagrama termodinámico real presión entalpía [4]

A. Sobrecalentamiento.

En el evaporador el refrigerante cambia a un estado gaseoso, conforme avanza a través de él, absorbe suficiente calor adicional para sobrecalentarse.. Si el sobrecalentamiento ocurre en el evaporador, extrayendo calor adicional, se tendrá un mayor efecto refrigerante. Si este ocurre en la línea de succión no tendrá ningún efecto útil. Algunos sistemas de refrigeración emplean intercambiadores de calor de vapor – líquido, para sobrecalentar el refrigerante saturado del evaporador con el refrigerante líquido proveniente del condensador, esto podría tener como resultado un sistema con un COP mayor.

B. Subenfriamiento.

Este es un proceso en el que se enfría a un líquido por debajo de su temperatura de condensación a una presión dada. El subenfriamiento provee un refrigerante 100% líquido a la entrada del dispositivo de expansión, previniendo que burbujas de vapor impidan el flujo a través del dispositivo de expansión. Si el subenfriamiento es causado por un método de transferencia de calor externo al ciclo de refrigeración, el efecto de refrigeración es aumentado, debido a que el refrigerante tendrá una menor temperatura.

Dicho de forma simple, el subenfriamiento enfría aún más al refrigerante y tiene como resultado lo siguiente:

- ❖ Reducción en el consumo eléctrico.
- ❖ Reducción en el tiempo de estabilización.
- ❖ Temperaturas de refrigeración más uniformes.
- ❖ Reducción en el costo inicial.

1.4.4. Parámetros del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.

Basado en el ciclo frigorífico ideal (ver figura 1.3), los principales parámetros del ciclo son:

A. Calidad o título de la mezcla, x .

Es la zona de mezcla del diagrama de Mollier, que nos indica la porción ya sea de vapor o líquido en la que se encuentra el fluido refrigerante. Cuanto más cerca se encuentre el punto de la línea de líquido saturado, mayor será la

porción de líquido y menor la porción de vapor, y viceversa. Se puede determinar fácilmente luego de haber definido el estado 4 en el diagrama de Mollier.

B. Trabajo de compresión.

El trabajo de compresión está dado por:

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (\text{Ec. 1.2})$$

Donde:

W_c : Trabajo de compresión. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

h_1 : Entalpía del vapor saturado, en el punto de estado 1. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

h_2 : Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 2. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

C. Calor total cedido por el refrigerante al medio condensante (capacidad del condensador).

El calor total cedido por el refrigerante al medio condensante en el condensador está determinado por:

$$q_{cond} = h_2 - h_3 \quad (\text{Ec.1.3})$$

Donde:

q_{cond} : Calor de condensación. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

h_3 : Entalpía del líquido saturado, en el punto de estado 3. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

D. Efecto refrigerante (capacidad del evaporador).

Representa la cantidad de calor que se capta en el evaporador por cada Kg de refrigerante que circula por él. Es la diferencia de entalpías entre los puntos de salida y entrada del refrigerante al evaporador, es decir, los puntos 1 y 4 del diagrama T-S:

$$ER = h_1 - h_4 \quad (\text{Ec.1.4})$$

Donde:

ER : Efecto refrigerante. $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

h_4 : Entalpía del vapor sobrecalentado en el punto de estado 4. $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

E. Flujo másico.

Es la cantidad de refrigerante por unidad de tiempo que debe circular por el evaporador para producir la potencia frigorífica que se necesita.. El caudal másico \dot{m} es el cociente entre la potencia frigorífica de la instalación (Q) la cual se estableció con un valor de 12000 btu/hora y el efecto refrigerante ER.

$$\dot{m} = \frac{Q}{ER} \quad (\text{Ec. 1.5})$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico de refrigerante. $\left[\frac{Kg}{s}\right]$

Q : Capacidad frigorífica requerida (refrigeración, calefacción). $\left[\frac{Kj}{s}\right]$

F. Coeficiente de funcionamiento o de performance.

La relación entre el efecto refrigerante y el trabajo de compresión se define como el coeficiente de funcionamiento (COP_R) y está determinado por:

$$COP_R = \frac{ER}{w_c} \quad (\text{Ec. 1.6})$$

Donde:

COP_R : Coeficiente de funcionamiento para refrigeración.

w_c : Trabajo de compresión. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

ER : Efecto refrigerante. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

El COP del ciclo de frío (refrigeración) está entre 2 y 3 o superior. Un COP de 4 quiere decir que; una máquina de aire acondicionado, por cada 1 kW de potencia que toma de la red eléctrica, mueve 3 kW térmicos del local (o cualquier unidad de potencia que se esté usando).

G. Potencia teórica calculada.

La potencia teórica calculada necesaria para impulsar al compresor se puede hallar a partir del trabajo de compresión y el flujo másico aplicando la siguiente ecuación:

$$P_{tc} = \dot{m} * w_c \quad (\text{Ec. 1.7})$$

Donde:

P_{tc} : Potencia teórica requerida por el compresor. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right]$

w_c : Trabajo de compresión. $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right]$

\dot{m} : Flujo másico de refrigerante. $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$.

En esta potencia teórica calculada no se toma en cuenta la potencia necesaria para vencer la fricción en la compresión y otras pérdidas de potencia, es decir tiene una eficiencia del 100%. La potencia real es por lo general del 30% a 50% mayor que la potencia teórica calculada, dependiendo de la eficiencia del compresor.

H. Eficiencia del ciclo.

La eficiencia del ciclo se determina mediante la comparación con el ciclo invertido de Carnot obteniendo la siguiente expresión:

$$\eta_R = \frac{COP_R}{COP_{RC}} \quad (\text{Ec.1.8})$$

Donde:

η_R : Eficiencia del ciclo de frío.

COP_R : Coeficiente de funcionamiento para refrigeración.

COP_{RC} : Coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot.

1.5. COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

A continuación se explicaran de forma detallada cada uno de los componentes del sistema de refrigeración por compresión de vapor, así como cada uno de los elementos auxiliares, enfatizando en la información que es de mayor relevancia para el presente proyecto.

1.5.1. Compresor.

El compresor constituye uno de los puntos de división entre el lado de baja presión y el lado de alta presión del circuito de refrigeración, dado que recibe vapor refrigerante a baja presión y baja temperatura proveniente del evaporador y la descarga a alta presión y temperatura en el condensador.

Según la forma de funcionamiento los compresores pueden clasificarse en:

- ❖ Alternativo,
- ❖ Rotativo,
- ❖ Centrífugo,
- ❖ Axihelicoidal o tornillo,
- ❖ Espiral o scroll.

A. Compresor alternativo o reciprocante.

Son similares en muchos aspectos a un motor de automóvil en la que el pistón al moverse alternativamente, produce la succión en la carrera descendente y la compresión en la ascendente. Cuando el pistón se mueve hacia abajo, la presión de succión obliga al vapor refrigerante a penetrar dentro del cilindro a través de una válvula de succión, pero tan pronto el pistón se mueve hacia arriba, la presión dentro del cilindro crece y obliga a cerrarse a la válvula de succión, disminuyendo su volumen, tal como puede verse en el detalle de la Figura 5.

Cuando la presión del gas llega a ser mayor que la presión en el condensador, se abre una válvula de descarga y prácticamente todo el vapor es forzado fuera del cilindro a medida que este se aproxima el final de la carrera.

En cuanto el pistón comienza su carrera descendente, la presión baja y cierra la válvula de descarga, hasta llegar al punto en que ha descendido tanto que es menor que la del lado del evaporador o presión de succión y provoca la apertura de la válvula de succión, repitiéndose el proceso en forma permanente.

Las presiones de baja y alta, o sea en la succión y en la descarga del compresor respectivamente, están relacionados entre sí, y dependen además de las condiciones de funcionamiento del equipo.

Los compresores recíprocos pueden ser: Herméticos o bobinados, Semiherméticos y Abiertos.

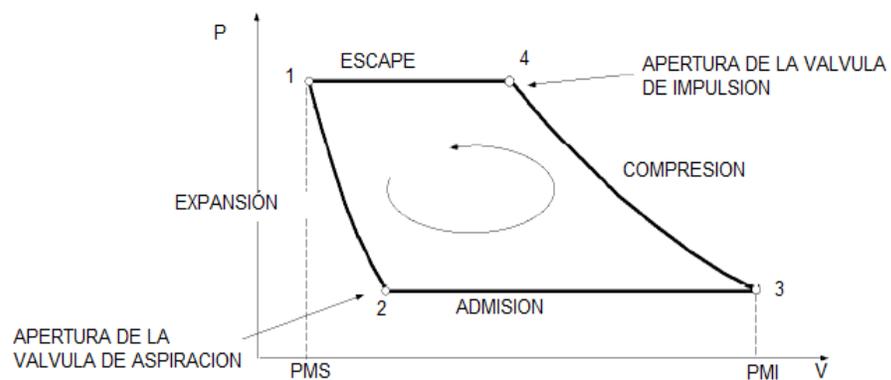
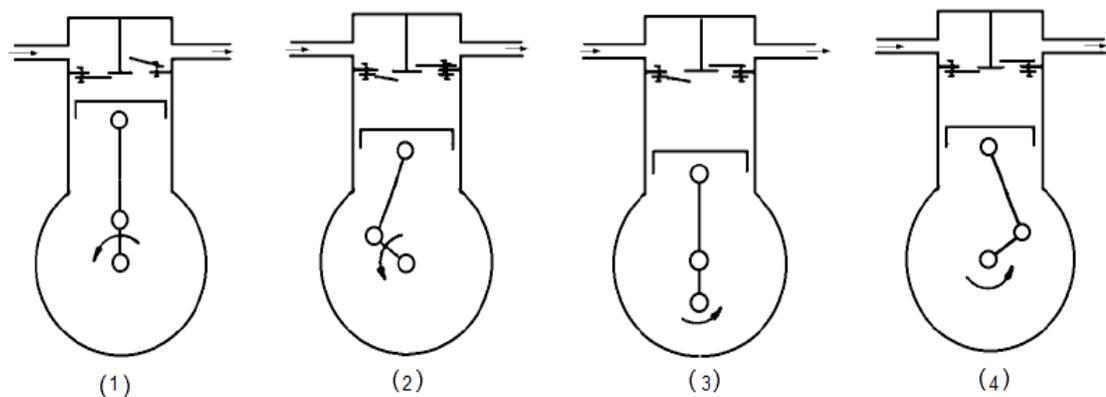


Figura 5. Tiempos de compresión de un compresor recíproco. [6]

A.1 Los compresores herméticos o blindados.

Cuando el compresor y motor están incluidos en una carcasa herméticamente sellada como se muestra en la figura 6, donde el motor eléctrico está refrigerado por los vapores de refrigerante que pasan sobre las bobinas inmediatamente después de entrar en la carcasa del moto compresor, llevándose consigo el calor proveniente de las pérdidas eléctricas del motor el cual es disipado después en el condensador.

A.2 Compresores Semiherméticos.

Son similares a los anteriores pero el motor y el compresor no se encuentran en una carcasa sellada y en los abiertos el motor y el compresor están separados completamente, vinculados en forma directa o mediante poleas y correas.

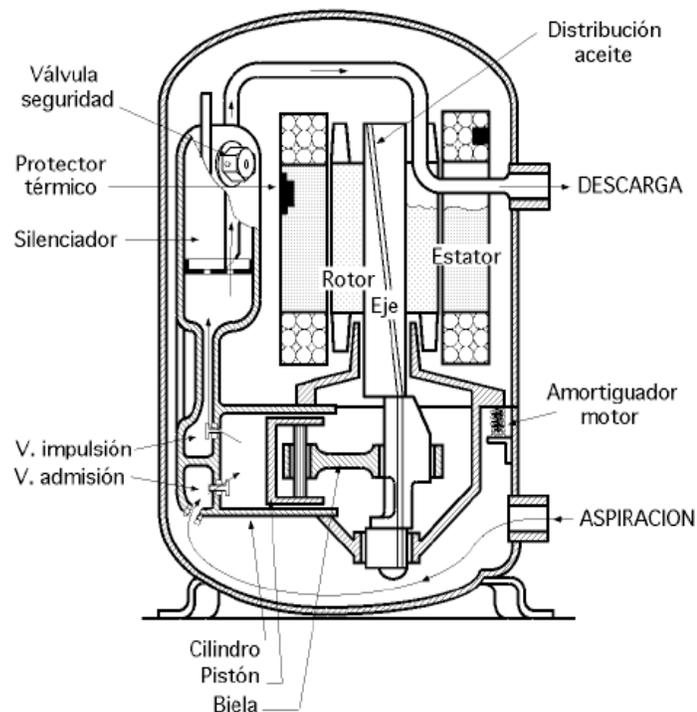


Figura 6. Detalle de compresor alternativo blindado o hermético.[7]

1.5.2. Condensador.

El condensador es un elemento del circuito frigorífico donde el gas refrigerante sobrecalentado y proveniente del compresor transfiere la carga térmica a un medio exterior que puede ser agua, aire o la combinación de ambos. Cuando el vapor refrigerante entra en el condensador está caliente dado que contiene el calor recogido por el evaporador del ambiente más el equivalente en calor del trabajo efectuado por el compresor para comprimirlo y como en general se trata de unidades compresoras herméticas en las cuales el motor eléctrico está enfriado por el mismo refrigerante.

- ❖ El refrigerante que ingresa al condensador en forma de vapor sobrecalentado y para poder ser condensado debe eliminar el exceso de calor sensible de modo de disminuir su temperatura a la de saturación;
- ❖ Una vez lograda la temperatura de vapor saturado se produce la condensación o sea el cambio del estado de vapor a la de líquido sin variación de temperatura;
- ❖ Luego de condensado el líquido sufre un subenfriamiento para lograr reducir la evaporación del refrigerante en la línea de líquido antes de que éste alcance el dispositivo de expansión y aumentar el efecto refrigerante neto.

Las cantidades de calor sensible que el condensador debe eliminar para enfriar el sobrecalentamiento y producir el subenfriamiento es reducida comparada con la que tiene que eliminar para condensar el vapor saturado. Para lograr esos objetivos debe utilizarse un medio más frío que puede ser el mismo aire exterior o agua reciclada y enfriada mediante una torre de enfriamiento y por ello, los condensadores pueden clasificarse en:

1. Enfriados por aire,
2. Enfriados por agua.

a. Condensadores enfriados por aire.

En la condensación por aire se utilizan serpentines de tubo aleteado que se refrigeran con el aire exterior circulado por medio de un ventilador (ver figura 7), por lo que se debe tener la posibilidad de ubicar el equipo próximo a una fuente de aire exterior. El rendimiento de este sistema es menor que los de agua, pero es un muy sencillo y representa una ventaja por ser el costo de mantenimiento menor.

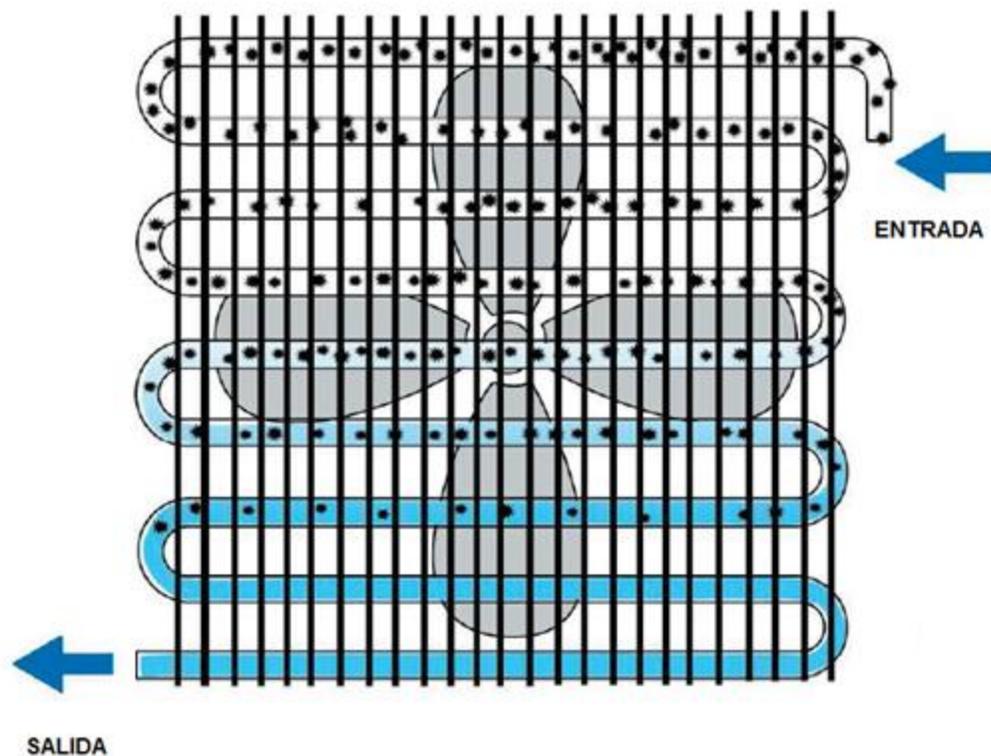


Figura 7. Condensación del refrigerante en un condensador enfriado por aire.

1.5.3. Dispositivos de expansión.

El líquido refrigerante que se encuentra a elevada presión y temperatura debe ser devuelto al evaporador para continuar el proceso cíclico, pero en ese estado no está listo para ser evaporado, pues su presión y su temperatura son muy altas. Por ello, se utiliza el artificio de disminuir la presión del líquido en forma brusca, de modo que se produzca la repentina formación de vapor denominado flash-gas, que para generarse absorbe calor latente de la misma masa del líquido en forma de calor sensible y por lo tanto disminuye la temperatura.

De esa manera, se produce la entrada de refrigerante líquido al evaporador a baja presión y temperatura, listo para absorber calor del aire ambiente y reiniciar el ciclo. Los dispositivos de expansión son de dos tipos:

- ❖ Válvula de expansión,
- ❖ Tubo capilar.

A. Válvula de expansión.

Su misión es reducir la presión y además, regular el flujo de refrigerante con el sobrecalentamiento del gas en la línea de succión, para evitar que llegue líquido no evaporado al compresor. La más común es la válvula de expansión termostática (figura 8), que consta de un diafragma en el que actúa por un lado la presión de un resorte y la salida del evaporador mediante un tubo de vinculación y por el otro la presión del gas de un bulbo termostático fijado a la línea de succión, a la salida del evaporador.

De esa manera, si sube la carga calorífica en el evaporador, aumenta la temperatura del gas, sobrecalentándose por sobre el punto prefijado a la salida del mismo y ello se refleja en el bulbo que aumenta la presión de un lado del

diafragma, por lo que se abre la válvula, permitiendo así, el paso de mayor cantidad de refrigerante líquido.

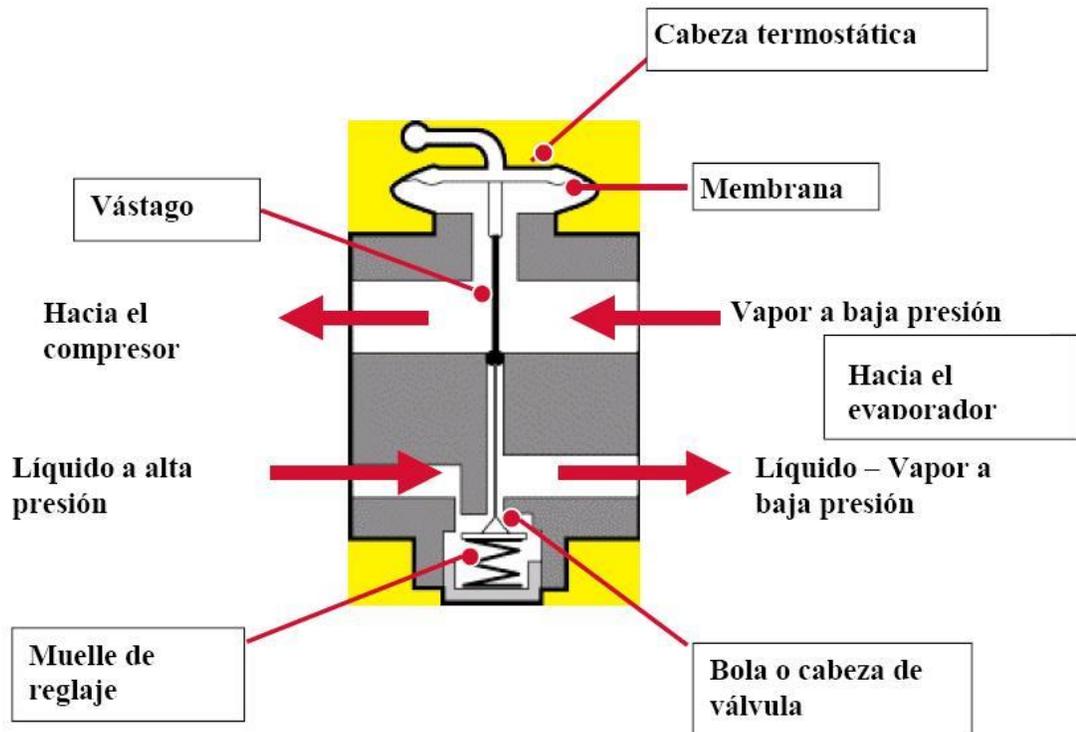


Figura 8. Válvula de expansión termostática.

B. Tubo capilar.

El tubo capilar es el dispositivo de expansión más sencillo consistiendo en un tubo de longitud más o menos grande cuyo diámetro interior es considerablemente más pequeño que aquel que se usa para la línea del líquido del mismo sistema. El capilar adecuado para cada equipo sólo es posible obtenerlo después de rigurosos cálculos y ensayos en calorímetros especiales y su ventaja principal reside en su sencillez debido a no existir mecanismo móvil alguno y la carga de refrigeración debe ser exacta pues diferencias más o en menos pueden alterar el correcto funcionamiento del sistema [9].

1.5.4. Evaporador.

El evaporador es básicamente un intercambiador de calor entre el fluido refrigerante y el medio que lo rodea, de donde se pretende extraer calor para mantenerlo a una cierta temperatura.

Como ya es sabido el refrigerante entra en el evaporador en estado de líquido a baja presión, y en consecuencia también a baja temperatura. Como el medio que le rodea está a una temperatura superior, existe una cesión de calor que proviene del ambiente, al cual será absorbida por el fluido refrigerante para poder así llevar a cabo su cambio de estado de líquido a vapor como se muestra en la figura 9.

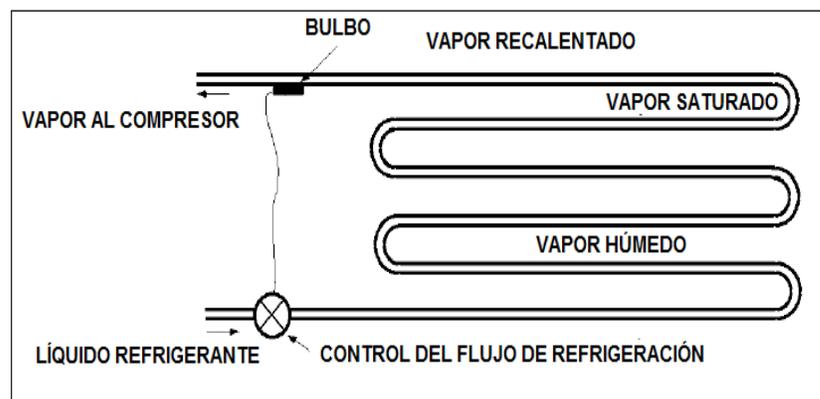


Figura 9. Cambios de estado del refrigerante en el evaporador. [10]

Los tipos de evaporadores más empleados en este tipo de sistemas son:

Enfriamiento de aire:

- ❖ Circulación de aire natural (Estáticos),
- ❖ Circulación de aire forzado.

Enfriamiento de líquidos:

- ❖ De inmersión,
- ❖ De doble tubo a corriente,
- ❖ De lluvia,
- ❖ Multitubulares,
- ❖ Especiales.

A. Evaporadores para enfriamiento de aire.

Los evaporadores de tubo liso son los más empleados desde el principio de la refrigeración. Consisten en un tubo de cobre recocado que puede presentar distintas formas, entre las que destacan, por su aplicación, la zigzag y en espiral.

Los evaporadores de tubo con aletas se consigue un menor tamaño porque la superficie de transmisión es la de los tubos más la de las aletas.

Las aletas pueden ser de varias formas, principalmente rectangulares o circulares, y no necesariamente lisas con el objeto de facilitar la turbulencia del aire.

La circulación del aire, a través de estos evaporadores puede ser de dos tipos:

1. **Natural:** En los que el aire circula por su diferencia de densidad en los distintos puntos, estableciendo corrientes de convección. Se instalan en el techo o a lo largo de las paredes del local a enfriar (ver figura 10). El aire frío procedente del evaporador, al entrar en contacto con el área a acondicionar se calienta por la transmisión de calor y asciende hacia el evaporador, que lo enfría, cayendo nuevamente sobre el área a enfriar;



Figura 10. Evaporador de circulación de aire natural.

2. **Forzada:** La entrada y salida del aire se produce por la acción de los ventiladores, por lo que la separación entre las aletas es menor que en los de circulación natural. Con este tipo de evaporador se consiguen temperaturas más uniformes en el área a acondicionar o cámara, debido a la rápida circulación de aire.

1.5.5. Dispositivos Auxiliares.

Estos son complementos de funcionamiento para aire acondicionado, pero que no son fundamentales en un ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor. Estos dispositivos son:

- ❖ Separador de aceite,
- ❖ Recibidor de líquidos,
- ❖ Acumulador de succión,
- ❖ Filtro deshidratador,

- ❖ Válvulas solenoide,
- ❖ Válvulas manuales,
- ❖ Indicadores de humedad.

El funcionamiento de cada uno de estos será descrito a continuación.

A. Filtro deshidratador.

La aplicación de los desecantes en los sistemas de refrigeración se hace encapsulándolos en unos dispositivos mecánicos llamados filtros deshidratadores (ver Figura 11).

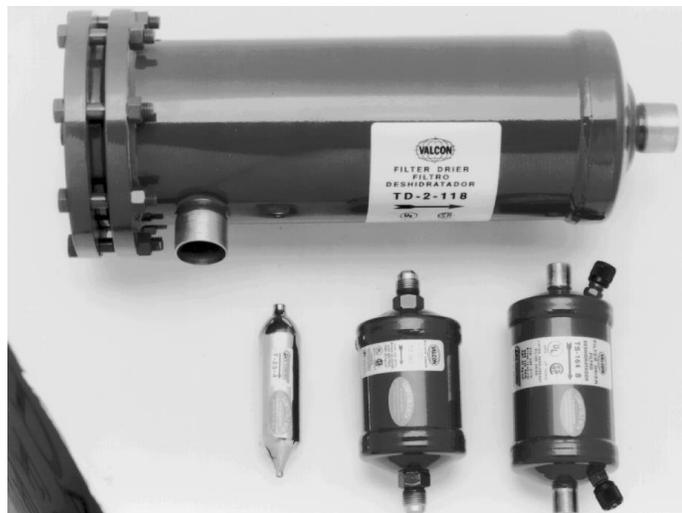


Figura 11. Diferentes tipos de filtros deshidratadores. [11]

Un filtro deshidratador está diseñado para mantener seca la mezcla de refrigerante y aceite, adsorbiendo los contaminantes líquidos disueltos, tales como humedad y ácidos; y también, para retener por medio de filtración todas las partículas sólidas que estén siendo arrastradas a través del sistema por la mezcla de refrigerante aceite. El uso de los filtros deshidratadores en los sistemas de refrigeración, es la mejor manera de proteger los componentes en

el muy probable caso de que estos contaminantes estuvieran presentes en el sistema, ya que la válvula de termo expansión, el tubo capilar y el compresor, son los componentes más afectados por los contaminantes.

B. Indicadores líquido y humedad.

Es un accesorio ampliamente utilizado en los sistemas de refrigeración, principalmente en refrigeración comercial y aire acondicionado. Es un dispositivo de metal con una mirilla de vidrio como el que se muestra en la figura 12, que permite observar la condición del refrigerante.



Figura 12. Diferentes tipos de visores de líquido. [12]

El indicador de líquido y humedad elimina la incertidumbre, de que el contenido de humedad del sistema pueda estar abajo de un nivel seguro, o lo suficientemente alto para causar problemas. También indica si falta refrigerante al sistema. Para la indicación de humedad, cuentan con un elemento indicador.

Este elemento sensor de humedad, consiste generalmente de un papel filtro poroso, impregnado con una sal anhidra de cobalto. Esta sal es única, en que tiene la capacidad de cambiar de color en presencia o ausencia de pequeñas cantidades de humedad. Este elemento está protegido contra aceite, lodo y suciedad, para que no pierda su propiedad; sin embargo, un exceso de humedad “libre” o una temperatura alta, pueden decolorarlo o dañarlo permanentemente. También, un exceso de aceite en el sistema, puede cambiar el color del elemento al color del aceite. El elemento indicador está calibrado para que cambie de color, de acuerdo con lo que se consideran niveles seguros o inseguros de humedad.

C. Separador de aceite.

Es un dispositivo diseñado para separar el aceite lubricante del refrigerante, antes que entre a otros componentes del sistema y regresarlos al cárter del compresor. El separador de aceite se instala en la línea de descarga, entre el compresor y el condensador como se muestra en la figura 13.

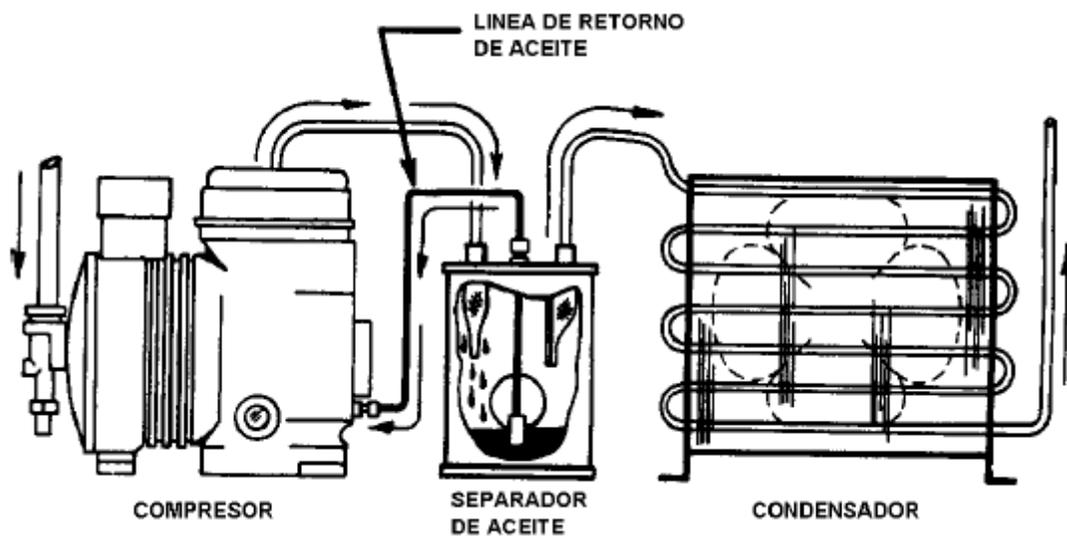


Figura 13. Instalación de un separador de aceite. [13]

D. Acumulador de succión.

Un acumulador de succión como el que se muestra en la figura 14 es, básicamente, un recipiente a presión, diseñado para evitar daños al compresor a causa de una inundación repentina de refrigerante o aceite líquidos, la cual puede llegar por la línea de succión hacia el compresor. Un acumulador de succión es un depósito temporal para retener el exceso de esta mezcla de aceite y refrigerante líquidos, y posteriormente enviarla en forma de gas, a una proporción que el compresor pueda manejar de manera segura.



Figura 14. Acumulador de succión.

E. Recibidor de líquido.

Algunas unidades de refrigeración tienen espacio suficiente dentro del condensador como para que entre toda la carga de refrigerante del sistema. Si el condensador no tiene suficiente espacio, entonces debe proveerse de un recibidor de líquidos (ver figura 15). El recibidor provee un lugar para almacenar el exceso de refrigerante en el sistema, cuando la válvula restringe el flujo hacia

el evaporador. En cambio no son necesarios, cuando se usa un sistema de tubo capilar.



Figura 15. Recibidor de líquido.

F. Válvulas de solenoide.

En la mayoría de las aplicaciones de refrigeración es necesario abrir o detener el flujo, en un circuito de refrigerante, para poder controlar automáticamente el flujo de fluidos en el sistema. Para este propósito, generalmente se utiliza una válvula de solenoide operada eléctricamente (figura 16). Su función básica es la misma que una válvula de paso operada manualmente; pero, siendo accionada eléctricamente, se puede instalar en lugares remotos y puede ser controlada convenientemente por interruptores eléctricos simples. Las válvulas de solenoide pueden ser operadas por interruptores termostáticos, de flotador, de baja presión, de alta presión, por reloj, o cualquier otro dispositivo que abra o cierre un circuito eléctrico, siendo el interruptor termostático el dispositivo más común utilizado en sistemas de refrigeración.

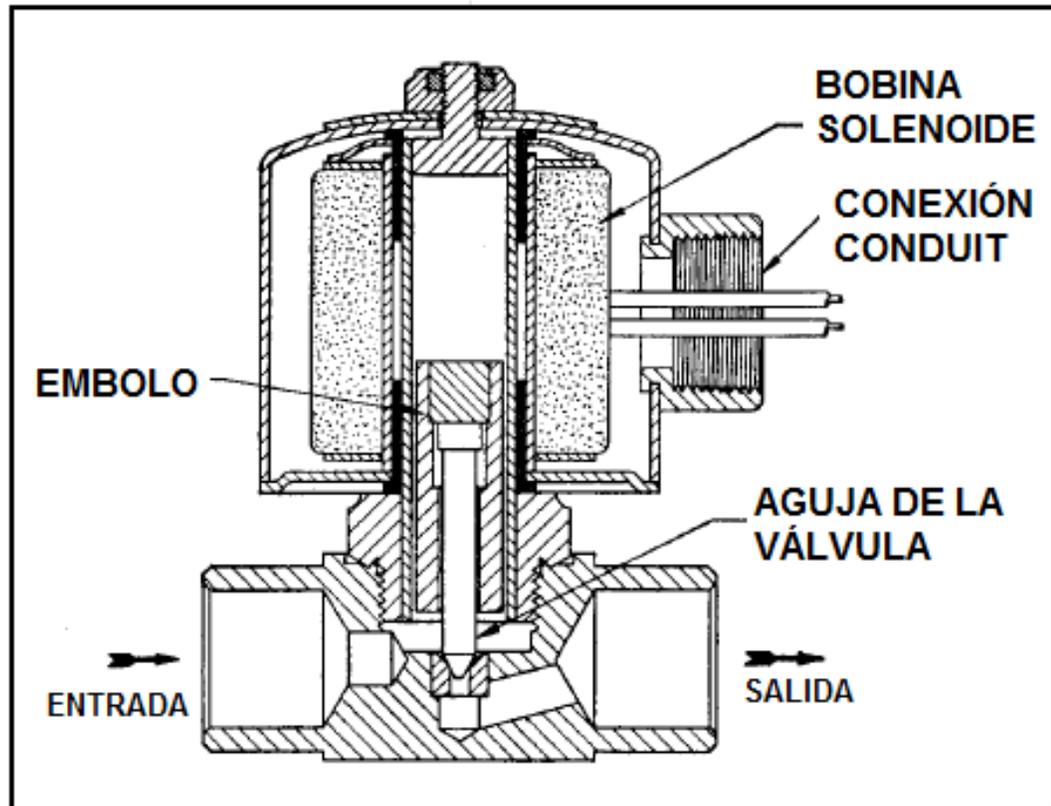


Figura 16. Válvula de solenoide típica de acción directa, normalmente cerrada de dos vías. [14]

G. Válvulas manuales.

En los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, además de las válvulas de control automáticas operadas por presión, por temperatura o eléctricamente, también se utilizan válvulas manuales como la que se muestra en la figura 17, de las cuales hay una variedad ilimitada de tipos y formas y hechas de diferentes materiales. Estas válvulas son de tipo totalmente cerradas o totalmente abiertas.

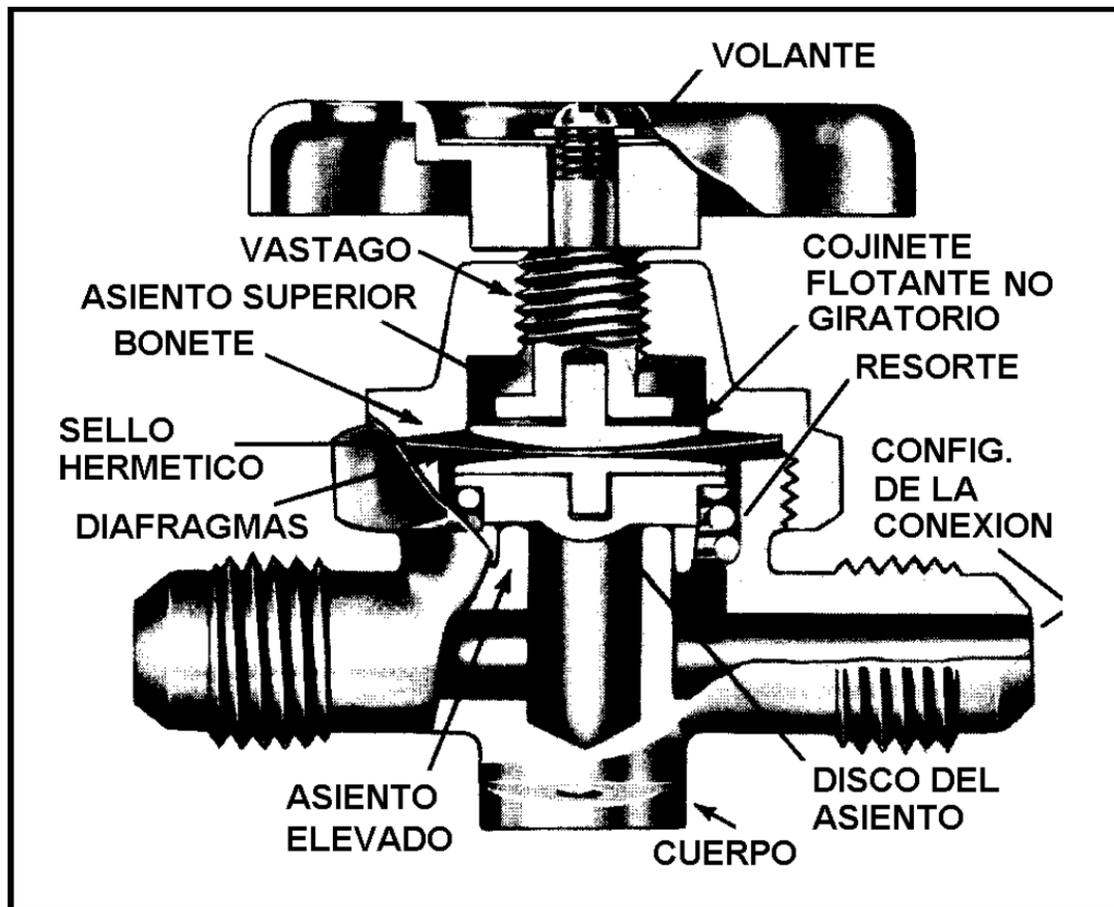


Figura 17. Válvula de paso tipo globo sin empaque (tipo diafragma). [15]

1.6. REFRIGERANTES.

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Existe un número muy grande de fluidos refrigerantes fácilmente licuables; sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron mucho en el pasado, pero se eliminaron al incursionar

otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados. Recientemente, se decidió discontinuar algunos de esos refrigerantes antes del año 2000, tales como el R-11, R-12, R-113, R-115, etc., debido al deterioro que causan a la capa de ozono en la estratósfera. En su lugar, se van a utilizar otros refrigerantes como el R-123, el R-134a y algunas mezclas ternarias.

1.6.1. Clasificación.

Los refrigerantes se identifican por números después de la letra R, que significa "refrigerante". El sistema de identificación ha sido estandarizado por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers).

Los refrigerantes pueden clasificarse en cinco grupos principales:

- A. Halocarburos,
- B. Hidrocarburos,
- C. Compuestos inorgánicos,
- D. Mezclas azeotrópicas,
- E. Mezclas zeotrópicas.

A. Halocarburos.

Son los que contienen uno o más de tres halógenos (cloro, flúor, o bromo) y son usados ampliamente en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Son más conocidos por sus nombres comerciales, como son Freón, Isotrón, etc. Aunque en la práctica es preferible usar sus valores numéricos.

En este grupo, los halocarbonos compuestos de cloro, flúor y carbono son los más comúnmente usados (también llamados clorofluorocarbonos, CFC's).. Los CFC's más comunes son R-11, R-12, R-113, R-114 y R-115.

Aunque algunos CFC's han sido refrigerantes muy comunes, también han estado presentes en la industria de los aerosoles, espumas, solventes, etc. Pero su uso disminuyó de forma rápida debido al impacto ambiental, pues deterioran la capa de ozono, e incrementan el efecto invernadero.

B. Hidrocarburos.

Los hidrocarburos (HC's) son los compuestos que consisten principalmente de carbono e hidrógeno. Los HC's incluyen metano, etano, propano, ciclopropano, butano y ciclo pentano. Si bien los HC's son altamente inflamables, pueden ofrecer algunas ventajas como refrigerantes alternativos, porque su producción no es muy cara, su potencial de deterioro del ozono es nulo (ODP), su potencial de calentamiento global bajo (GWP), y tienen baja toxicidad. Hay muchas familias de HC's como las siguientes:

1. **Los Hidrobromofluorocarbonos (HBFC's):** como su nombre lo indica son los compuestos que consisten de hidrógeno, bromo, flúor, y carbono;
2. **Los HCFC's:** son los que compuestos que consisten de hidrógeno, cloro, flúor, y carbono. Estos son uno de los compuestos que se están usando para sustituir a los CFC's. Contienen cloro y por lo tanto deterioran la capa de ozono, pero lo hacen de una forma menor a los CFC's. Su ODP va desde el 0.01 a 0.1. Aunque también se acordó que se detendrá su producción de forma gradual;

3. **Los Hidrofluorocarbonos (HFC's):** consisten en hidrógeno, flúor y carbono. También son considerados como un reemplazo para CFC's, ya que al no contener ni cloro ni bromo no deterioran la capa de ozono. Todos los HFC's tienen un ODP igual a cero, aunque algunos tienen un GWP alto.

En aplicaciones de refrigeración también se usan hidrocarburos como el metano (R-50), etano (R-170), propano (R-290), n-butano (R-600) y el isobutano (R-600a).

Los fabricantes de gases refrigerantes los envasan en cilindros de colores, respetando el código de colores de AHRI (Air conditioning, Heating & Refrigeration Institute), que a su vez utiliza el PMS (Pantone Matching System), un lenguaje internacional de impresión que se utiliza para los colores. Los colores para algunos de los refrigerantes más utilizados son:

- ❖ R-12 Blanco,m
- ❖ R-22 Verde,
- ❖ R-134^a Azul claro,
- ❖ R-500 Amarillo,
- ❖ R-502 Orquídea.

En la figura 18 se muestra una amplia gama de colores utilizados para recipientes que almacenan Halocarburos e hidrocarburos.

C.1. *Amoniaco (R-717).*

El amoniaco es un gas incoloro con un olor fuerte, el cual puede ser detectado en bajos niveles. El amoniaco líquido se evapora a los -33°C . En su forma gaseosa es más ligero que el aire y es soluble en agua. A pesar de que posee una gran capacidad térmica para la refrigeración, también puede causar muchos problemas técnicos y de salud, como los siguientes:

1. El gas causa irritación en los ojos, garganta, pasajes nasales y la piel. Aunque aparentemente algunos trabajadores han desarrollado una tolerancia al amoniaco, en niveles de exposición que van desde las 5 a las 30 ppm causa irritación ocular;
2. La exposición a niveles de 2500 ppm causa daño ocular permanente, dificultades respiratorias, espasmos asmáticos y dolores de pecho;
3. Podría presentarse una acumulación de fluidos en el pulmón potencialmente fatal, después de algunas horas en exposición. En los casos en que no se sea fatal podría llevar al desarrollo de bronquitis, neumonía, o alguna irregularidad en el funcionamiento pulmonar;
4. La exposición a niveles muy altos causa irritación fuerte y hasta quemaduras en la piel;
5. Si los ojos tienen contacto con amoniaco líquido podría llevar a la pérdida de la vista, si el contacto es en la piel podría causar una quemadura grave;
6. El amoniaco es un gas inflamable y forma mezclas potencialmente explosivas con el aire en un rango de concentración de 16 a 25%. El amoniaco diluido en agua no es inflamable;

7. El amoníaco reacciona de forma explosiva con flúor, cloro, bromo, yodo y otros compuestos químicos relacionados con los anteriores;
8. Reacciona con el ácido y produce calor. En su forma gaseosa también reaccionan entre sí, formando un irritante humo blanco.

A pesar de estas desventajas, algunos lo consideran un buen refrigerante, pues estas desventajas pueden ser eliminadas con el diseño y control adecuado del sistema de los sistemas de refrigeración.

C.2. Dióxido de carbono (R-744).

El dióxido de carbono es uno de los refrigerantes inorgánicos más antiguos. Es un refrigerante inodoro, incoloro, no tóxico, no inflamable, y no explosivo que puede ser usado en un sistema de refrigeración en cascada y producciones de hielo seco, así como en aplicaciones de comida congelada.

C.3. Aire (R-729).

El aire es usado generalmente en el aire acondicionado y en los sistemas de refrigeración de aviones. Su coeficiente de desempeño (COP) es bajo debido al peso ligero de los sistemas de aire. En algunas plantas de refrigeración puede ser usado para el rápido congelado de productos alimenticios.

D. Mezclas azeotrópicas.

Un refrigerante de mezcla azeotrópica consiste en dos sustancias que tienen propiedades distintas pero que se comportan como una sola. Las dos sustancias no pueden ser separadas por destilación. El más común es el R-502, el cual contiene 48.8% de R-22 y 51.2% R-115. Su COP es más alto que el del

R-22 y toxicidad más baja provee una oportunidad de usarlo en sistemas caseros y en la industria de refrigeración de comida.

Otros ejemplos de mezclas azeotrópicas son el R-500 (73.8% de R-12 + 26.2% de R-152a), el R-503 (59.9% de R-13 + 40.1% de R-23) y el R-504 (48.2% de R-32 + 51.8% de R-115).

E. Mezclas zeotrópicas.

Un refrigerante de mezcla zeotrópica es un fluido que consiste en múltiples componentes de diferente volatilidad, que cuando son usados en ciclos de refrigeración cambian su composición durante la evaporación o condensación. Su uso en sistemas de refrigeración ha sido propuesto desde principios del Siglo XX. Desde esa época se han hecho muchas investigaciones sobre este tipo de mezclas y en sus propiedades termo físicas. Ha habido un gran interés en estos, sobre todo para las bombas de calor, debido a que su composición adaptable ofrece una nueva dimensión en el diseño de los sistemas de compresión de vapor. Aunque se conocen bien muchas mezclas zeotrópicas, la investigación y desarrollo se ha enfocado en 3 mezclas, R-12 + R-114, R-22 + R-114, y R-13B1 + R-152a. Es claro que el fenómeno de transferencia de calor durante el cambio de fase, es más complicado en las mezclas zeotrópicas que en el resto de los refrigerantes.

1.6.2. Aceites Lubricantes.

Se sabe que el aceite lubricante contenido en el compresor generalmente está en contacto con el refrigerante. Cuando el aceite se disuelve en el refrigerante, afecta las propiedades termodinámicas del refrigerante. El principal efecto es la reducción de la presión del vapor, dependiendo de la naturaleza tanto del aceite como del refrigerante y que tan disuelto esté. Cabe mencionar

que se espera que los refrigerantes sean química y físicamente estables en la presencia de aceite, para que ninguno se vea afectado en la relación.

Como ejemplo, en los sistemas de amoniaco la cantidad de aceite en la solución es demasiado pequeña como para causar algún efecto. Sin embargo, con los refrigerantes de hidrocarburos la cantidad de aceite es mucho mayor. La magnitud del efecto depende de las condiciones de operación, en condiciones normales con aceite de alta calidad, en un sistema seco y limpio la reacción es mínima. Por otro lado si hay contaminantes como aire y humedad, en una mezcla con aceite de baja calidad, se pueden presentar varios problemas, incluyendo la descomposición del aceite y la formación de ácidos y sedimentos. Otro aspecto es que altas temperaturas de descarga aceleran esas causas.

Una de las características importantes para muchos refrigerantes es la miscibilidad en el aceite, la cual se define como la habilidad entre dos sustancias líquidas para mezclarse entre sí. Tomando en cuenta la miscibilidad, los refrigerantes se dividen en tres grupos:

- ❖ Los que son miscibles con aceite en todas proporciones bajo las condiciones normales del sistema;
- ❖ Los que son miscibles en las condiciones normales en la sección de condensación, pero separados del aceite bajo condiciones normales en el evaporador.;
- ❖ Los que no son miscibles con aceite bajo ninguna condición del sistema.

La viscosidad del aceite es también un aspecto importante, y debe ser mantenido dentro de ciertos límites para formar una capa protectora entre todas las superficies, y para mantenerlas separadas.

1.7. CLIMATIZACIÓN.

Debido a la creciente elevación en la temperatura, nace un concepto llamado Climatización, que consiste en crear condiciones de temperatura, humedad y limpieza del aire adecuadas para el confort dentro de los espacios cerrados.

1.7.1. Confort Térmico.

El mantenimiento de un clima interior que sea satisfactorio fisiológica e higiénicamente, es de vital importancia para el diseño de una instalación de aire acondicionado, destinado al confort ambiental de las personas. Para poder determinar la influencia de los factores que afectan al bienestar, es necesario estudiar las relaciones que existen entre el hombre, su actividad y el ambiente en que vive.

Se puede definir el confort ambiental como un estado de satisfacción del ser humano, respecto al medio en que vive, denominándose ergonomía a la ciencia que estudia los problemas de adaptación del hombre al ambiente. Las variables de las cuales depende esa sensación de bienestar pueden ser:

- ❖ Individuales,
- ❖ Ambientales.

Las variables individuales del confort dependen de la característica particular del ser humano y de muchos factores como ser el nivel de actividad, tipo de ropa, sexo, edad, estado de salud y para su análisis se debe considerar el intercambio de calor del cuerpo humano con el ambiente. En cambio, las variables ambientales están relacionadas con las modificaciones a producir al clima del local a acondicionar. Los parámetros básicos que debe controlar un sistema de climatización, a fin de lograr el bienestar son:

- A. Temperatura del aire y superficiales,
- B. Humedad relativa,
- C. El movimiento y la calidad del aire interior.

A. Temperaturas del aire y superficiales.

La situación de las personas en el ambiente juega un rol determinante en el equilibrio calórico, dado que si bien la temperatura del aire es el parámetro más importante para lograr las condiciones de confort, debe considerarse también la temperatura de las superficies del local que circundan al cuerpo humano, dado que afectan la disipación de su calor radiante.

Las temperaturas superficiales no deben ser demasiado bajas en invierno o altas en verano, debiendo estar en lo posible dentro del entorno de la temperatura del aire del local, con una diferencia que no supere los 5°C y estas condiciones, generalmente se originan en locales con grandes superficies vidriadas y muros o techos con poco aislamiento térmico.

B. Humedad relativa.

Una gran parte del calor que posee el cuerpo humano se disipa por evaporación a través de la piel, favoreciéndose con una humedad relativa del aire baja y retardándose si es alta, por lo que la misma ejerce una importante influencia en el confort y demás sensaciones físicas y en general la humedad relativa ideal para todo el año es del 50%. No es conveniente que la humedad relativa baje del 30% dado que pueden producirse reacciones fisiológicas perjudiciales por una sensación de resecamiento de las mucosas respiratorias, sequedad en la piel, etc. pudiéndose originarse además, descargas electrostáticas en los locales por efectos de fricción.

Las humedades relativas por encima del 70% son aún más perjudiciales en los aspectos fisiológicos de las personas, pudiendo causar náuseas debido a la reducción de la capacidad de generar sudor del cuerpo, reacciones alérgicas y la modificación de las cualidades de muchas sustancias contenidas en el lugar como el crecimiento de microorganismos muy particularmente sobre los vestidos, muebles, etc. Además, puede provocar la condensación sobre las paredes frías, favoreciendo la formación de hongos, mohos, etc.

C. Movimiento del aire.

El movimiento del aire sobre el cuerpo humano incrementa la proporción de humedad y calor disipados con respecto a la que correspondería a un aire de reposo, dando lugar a variaciones en las sensaciones de calor. Por ello, y especialmente en invierno, el movimiento del aire no debe ser excesivo, admitiéndose una muy pequeña brisa alrededor del cuerpo cuando la temperatura y humedad alcanzan las condiciones ideales.

En general se estipula de 6 m/minuto en invierno admitiéndose hasta 12 m/minuto en verano, debiéndose indicar que el aire estanco no es confortable, dado que provoca una sensación de encierro.

D. Calidad del aire interior.

La calidad del aire interior depende de su composición y comprende diversos elementos que pueden afectar a las personas, debido a factores como la disminución de la proporción de oxígeno contenido, así como el aumento del anhídrido carbónico por la combustión fisiológica que obligan a la introducción de aire nuevo de ventilación a fin de eliminar sus efectos y diluir olores. Además, la eliminación de polvo o partículas sólidas en suspensión es muy

importante, no sólo para proteger al aire de respiración, sino para eliminar suciedades en los locales y equipos de acondicionamiento.

1.8. PSICROMETRÍA.

Se llama psicrometría a la ciencia que estudia las propiedades del aire, mezcla de aire seco y de vapor de agua, prestando atención especial a todo lo relacionado con las necesidades ambientales, humanas o tecnológicas.

1.8.1. Propiedades del Aire.

El aire tiene una densidad aprox de 1,293 grs/litro. Es el responsable de lo que conocemos como presión atmosférica, ya que es su propio peso el que origina dicha presión. Torricelli halló este valor que es de 76 cm de mercurio o 760 mm de mercurio. Este valor se conoce en otras unidades como 1 atmósfera de presión.

A. Temperatura de bulbo seco (T_{bs}).

Es la temperatura del aire, tal como la indica un termómetro. Las palabras temperatura y temperatura de bulbo seco se emplean para designar lo mismo tratándose del aire.

B. Temperatura de bulbo húmedo (T_{bh}).

Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada en agua, en el seno de aire en rápido movimiento.

C. Temperatura de punto de rocío (PR).

Es la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en el aire atmosférico comienza a condensarse si se enfría el aire a presión constante. Esta temperatura define el punto de rocío (PR), puntos de rocío muy bajos indican aires muy secos; puntos de rocío elevados suponen aire con altas humedades relativas.

D. Humedad relativa (ϕ).

Es la relación de la cantidad de humedad que el aire contiene (m_v) con la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g). Se expresa en porcentaje.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{p_v}{p_g} \quad (\text{Ec.1.9})$$

Donde:

p_v : Presión parcial de vapor de agua a la temperatura de bulbo seco. [kpa]

p_g : Presión de saturación de vapor de agua a la temperatura de bulbo seco.
[kpa]

E. Humedad específica.

Es la relación de masa de vapor de agua existente en un determinado volumen de aire, sobre la masa de aire seco correspondiente al mismo volumen de la mezcla aire-vapor de agua. También se le conoce como humedad absoluta.

$$w = \frac{m_v}{m_g} = 0.662 \frac{p_v}{p_T - p_v} \quad (\text{Ec.1.10})$$

Donde:

m_v : Masa del vapor de agua. [kg]

m_g : Masa del aire seco. [kg]

p_T : Presión total. [kpa]

F. Volumen específico (V).

Es el volumen de aire por unidad de masa de aire seco expresado en m^3/kg .

G. Entalpía específica (H).

Es el contenido de energía del aire, por unidad de masa expresada en kJ/kg .

1.8.2. Mezclas de Aire.

El aire es una mezcla de varios gases, cuya composición varía ligeramente en función de la posición geográfica y altitud.

A. Aire seco.

Normalmente el aire en la atmósfera contiene distintos componentes, como vapor de agua, humo, polen y demás contaminantes. Cuando se habla de aire seco, este ya no contiene ninguno de esos componentes.

B. Aire húmedo.

Es el medio básico, y está definido como una mezcla binaria de aire seco y vapor de agua. La cantidad de vapor de agua varía desde casi cero hasta un máximo de 0.020 kg de agua/kg de aire, bajo condiciones atmosféricas, dependiendo de la presión y la temperatura.

C. Aire saturado.

Es el **aire** que contiene la cantidad máxima de vapor de agua posible para una temperatura y una presión dadas (100% de humedad).

1.8.3. Carta Psicrométrica.

Una carta psicrométrica (ver anexos), es una gráfica de las propiedades del aire, tales como temperatura, *humedad relativa*, volumen, presión, etc. Las cartas psicrométricas se utilizan para determinar, cómo varían estas propiedades al cambiar la humedad en el aire.

Aunque las tablas psicrométricas son más precisas, el uso de la carta psicrométrica puede ahorrarnos mucho tiempo y cálculos, en la mayoría de los casos donde no se requiere una extremada precisión.

Existen muchos tipos de cartas psicrométricas, cada una con sus propias ventajas. Algunas se hacen para el rango de bajas temperaturas, algunas para el rango de media temperatura y otras para el rango de alta temperatura. A algunas de las cartas psicrométricas se les amplía su longitud y se recorta su altura; mientras que otras son más altas que anchas y otras tienen forma de triángulo. Todas tienen básicamente la misma función; y la carta a usar, deberá seleccionarse para el rango de temperaturas y el tipo de aplicación.

En una carta psicrométrica se encuentran todas las propiedades del aire, las cuales se pueden determinar de la siguiente forma:

A. Temperatura de bulbo seco (BS).

En primer término, tenemos la temperatura de bulbo seco. Como ya sabemos, es la temperatura medida con un termómetro ordinario. Esta escala es la horizontal (abscisa), en la parte baja de la carta, según se muestra en la figura 19.

Las líneas que se extienden verticalmente, desde la parte baja hasta la parte alta de la carta, se llaman líneas de temperatura de bulbo seco constantes, o simplemente «líneas de bulbo seco». Son constantes porque cualquier punto a lo largo de una de estas líneas, corresponde a la misma temperatura de bulbo seco indicada en la escala de la parte baja.

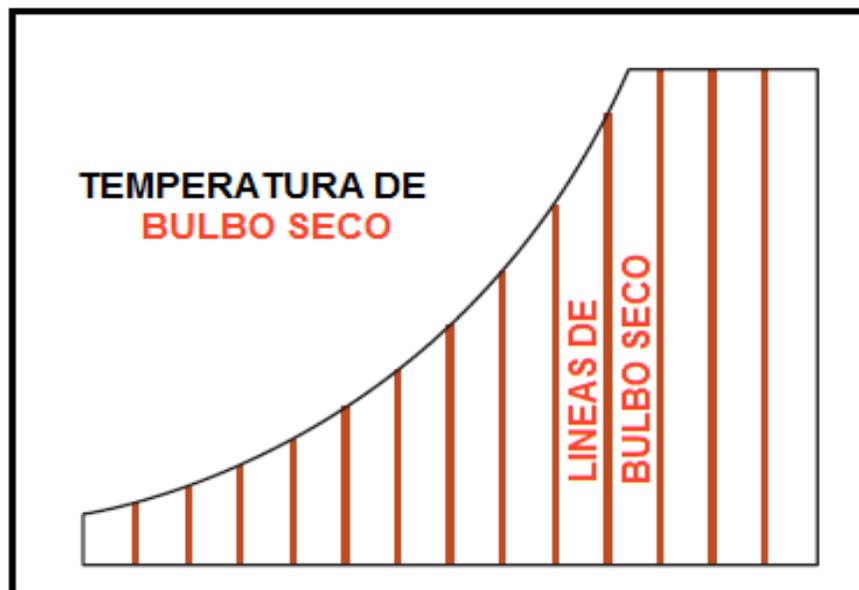


Figura 19. Temperatura de bulbo seco. [17]

B. Temperatura de bulbo húmedo (BH).

Es la segunda propiedad del aire de nuestra carta psicrométrica. Corresponde a la temperatura medida con un termómetro de bulbo húmedo. Como ya se explicó en la sección anterior, es la temperatura que resulta cuando se evapora el agua de la mecha, que cubre el bulbo de un termómetro ordinario ver figura 20.



Figura 20. Temperatura de bulbo húmedo. [18]

C. Temperatura de punto de rocío (PR).

Es otra propiedad de aire incluida en una carta psicrométrica. Esta es la temperatura a la cual se condensará la humedad sobre una superficie. La escala para las temperaturas de punto de rocío es idéntica que la escala para las temperaturas de bulbo húmedo; es decir, es la misma escala para ambas propiedades. Sin embargo, las líneas de la temperatura de punto de rocío, corren horizontalmente de izquierda a derecha, como se ilustra en la figura 21, no en forma diagonal como las de bulbo húmedo.

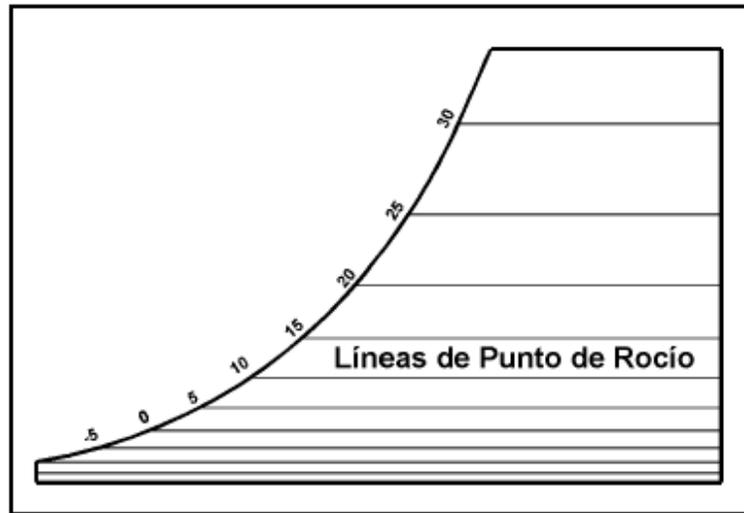


Figura 21. Líneas de punto de rocío. [19]

D. Humedad relativa (Φ).

En una carta psicrométrica completa, las líneas de humedad relativa constante, son las líneas curvas que se extienden hacia arriba y hacia la derecha. Se expresan siempre en porciento, y este valor se indica sobre cada línea.

Puesto que la única condición donde la temperatura de bulbo húmedo y el punto de rocío, son la misma, es en condiciones de saturación; esta línea curva exterior, representa una condición de saturación o del 100% de humedad relativa. Por lo tanto, en la línea de 100% de hr, las temperaturas de bulbo húmedo y de punto de rocío, son iguales.

Las líneas de hr constante, disminuyen en valor al alejarse de la línea de saturación hacia abajo y hacia la derecha, como se ilustra en la figura 22.

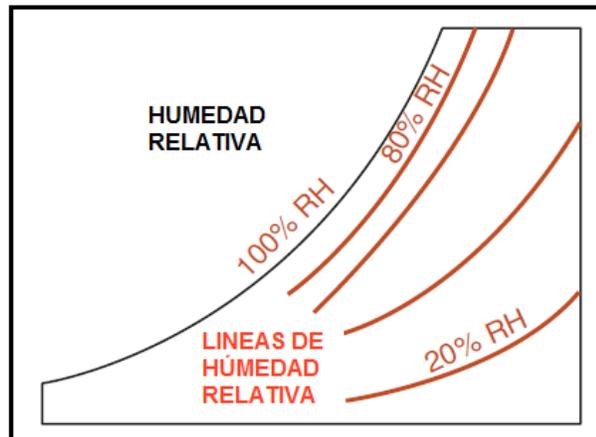


Figura 22. Humedad relativa. [20]

E. Humedad absoluta (ω).

Los valores de esta propiedad se expresan, como ya sabemos, en gramos de humedad por kilogramo de aire seco (g/kg), en el sistema internacional, y en gramos por libra (gr/lb), en el sistema inglés.

Las líneas de humedad absoluta (figura 23), corren horizontalmente de derecha a izquierda, y son paralelas a las líneas de punto de rocío y coinciden con éstas. Así pues, podemos ver que la cantidad de humedad.

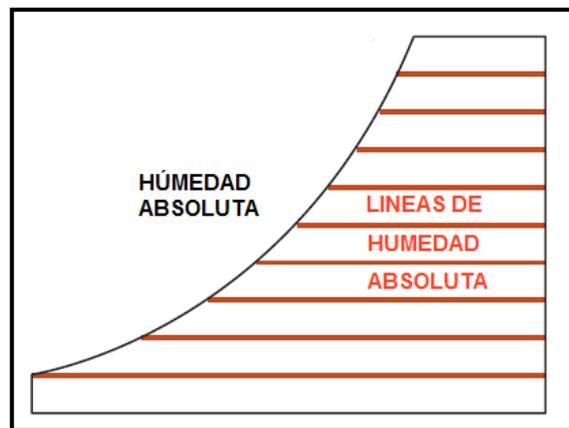


Figura 23. Humedad absoluta. [21]

F. ENTALPÍA (H).

Las líneas de entalpía constantes en una carta psicrométrica, son las que se muestran en la figura 24. Debe notarse que estas líneas, son meramente extensiones de las líneas de bulbo húmedo; puesto que el calor total del aire, depende de la temperatura de bulbo húmedo. La escala del lado izquierdo lejana a la línea curva, da el calor total del aire en kJ/kg (kilojoules por kilogramo) de aire seco, en el sistema internacional.

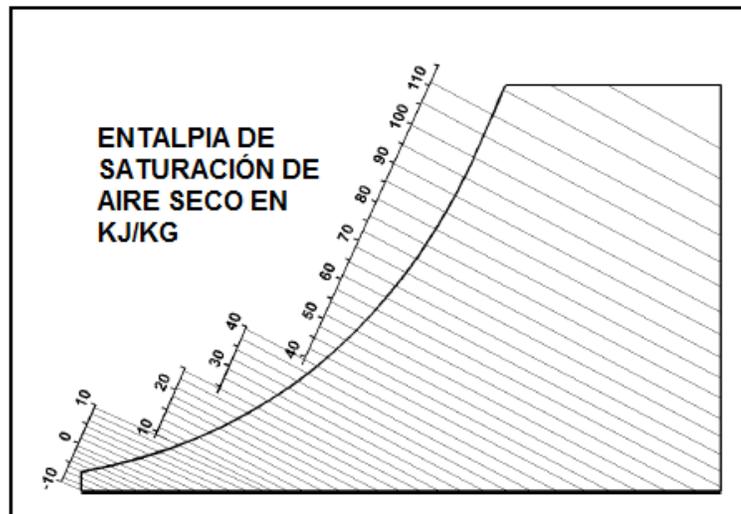


Figura 24. Entalpía. [22]

G. VOLUMEN ESPECÍFICO.

En la figura 25, se muestran las líneas del volumen específico constante en una carta psicrométrica. Estas líneas están en un ángulo aproximado de 60° con la horizontal, y van aumentando de valor de izquierda a derecha. Por lo general, el espacio entre cada línea, representa un cambio de volumen específico de $0.05 \text{ m}^3/\text{kg}$. Cualquier punto que caiga entre dos de estas líneas, naturalmente debe ser un valor estimado. Si se desea saber la densidad del aire a cualquier condición, como ya sabemos, se debe dividir uno entre el

volumen específico, puesto que la densidad es la inversa del volumen específico y viceversa. Debido a que la mayoría de los cálculos en trabajos de aire acondicionado, se basan en el peso del aire en lugar del volumen de aire, se recomienda el uso del volumen específico (m^3/kg de aire) en vez de la densidad (kg/m^3 de aire).

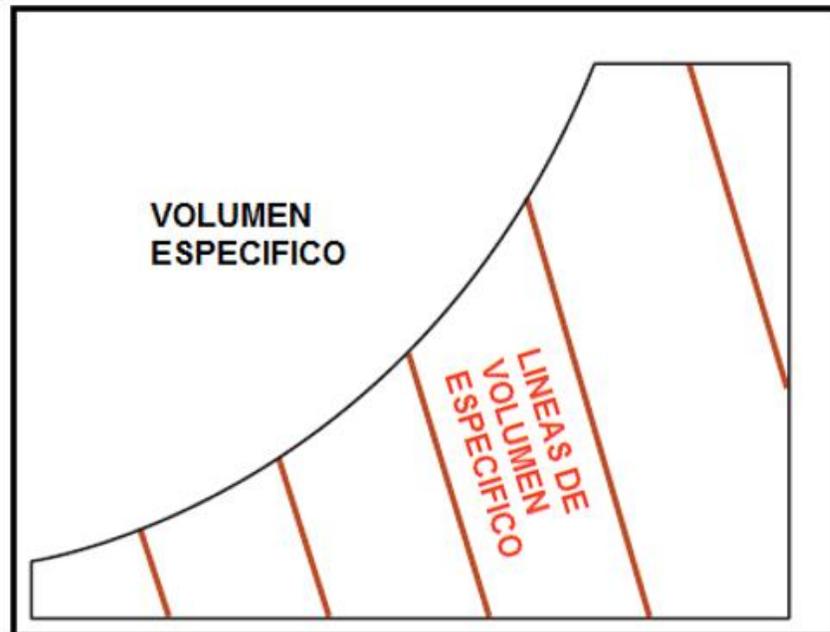


Figura 25. Volumen específico. [23]

1.9. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.

Las variables que se medirán en el equipo de prácticas para aire acondicionado serán presión, temperatura y humedad por lo cual a continuación se presenta la información necesaria sobre dichas mediciones y los instrumentos necesarios para tomar los valores de las propiedades antes mencionadas.

1.9.1. Medidores de Presión.

La presión es una fuerza por unidad de superficie y puede expresarse en unidades tales como pascal, bar, atmósferas, kilogramos por centímetro cuadrado y psi (libras por pulgada cuadrada). En el Sistema Internacional (S.I.) se utiliza el pascal.

Los instrumentos más utilizados en aire acondicionado son los siguientes.

A Manómetro de tubo en u.

Son instrumentos sencillos y exactos para medir presión, que usan la presión que eleva a determinada columna de líquido (ver figura 26). Los dos líquidos que se usan con más frecuencia son el agua y el mercurio. El manómetro de tubo en U es el más simple de los instrumentos de medición de presión. Un extremo del manómetro se conecta al lugar de la medición de la presión y el otro, en general, se deja abierto a la atmósfera. La lectura del manómetro es en ese caso, de presión manométrica: la diferencia entre la presión que se mide y la presión atmosférica. A veces se mide la diferencia entre las presiones de dos puntos en tubo o ducto. En este caso los extremos del manómetro se conectan a esos puntos.

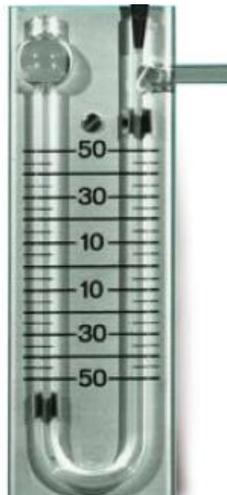


Figura 26. Manómetro de tubo en U. [24]

B. Barómetro.

Un barómetro de mercurio es un manómetro de tubo vertical único cerrado en su parte superior, evacuado y lleno de mercurio. El extremo inferior tiene un receptáculo de mercurio expuesto a la presión atmosférica. Por lo tanto, el barómetro de mercurio se usa para medir la presión atmosférica.

C. Manómetro inclinado o de tiro.

Para indicar pequeñas diferencias de presión con mayor exactitud, se usa un manómetro inclinado, al que también se le llama medidor de tiro. Inclinado el manómetro, se puede dividir con más finura la distancia vertical y se tienen indicaciones más exactas. El manómetro inclinado (figura 27) se usa con frecuencia para medir presiones pequeñas en ductos de aire.

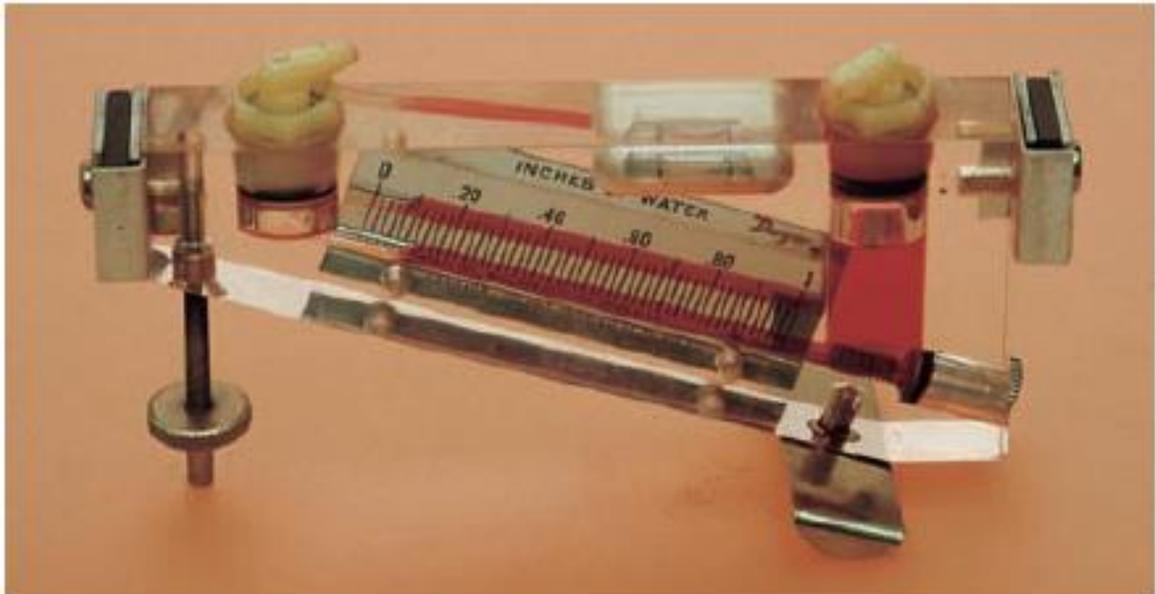


Figura 27. Manómetro inclinado de agua. [25]

D. Manómetro de tubo Bourdon.

Es el que se instala con mayor frecuencia en tuberías y recipientes. Un tubo hueco metálico curvado cambia su forma con la presión. Mediante un eslabonamiento se transmite el movimiento a una aguja que indica la presión en la escala, en el dial del manómetro. Este dispositivo indica presiones manométricas (figura 28).

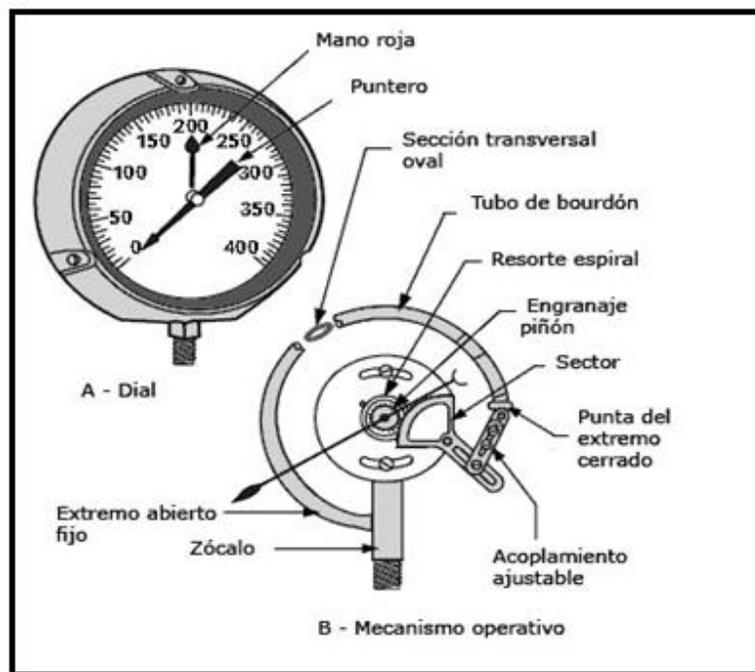


Figura 28. Medidor de presión tipo tubo Bourdon. [26]

1.9.2. Medición de Temperatura.

Se puede llamar termómetros a todos los instrumentos de temperatura, aunque el más conocido es el líquido en tubo de vidrio. Todos los dispositivos de temperatura usan, como medio para desarrollar una escala de temperatura el hecho de que las propiedades de los materiales cambian cuando cambia su temperatura.

A. Termómetro de líquido en tubo de vidrio.

Utiliza el hecho de que los líquidos cambian su volumen cuando cambian su temperatura (figura 29). El líquido que se usa con más frecuencia es el mercurio. Se introduce el bulbo del extremo del termómetro, en el fluido por medir. Los termómetros que tengan una exactitud de más o menos 1°C son adecuados para trabajos de aire acondicionado [27].

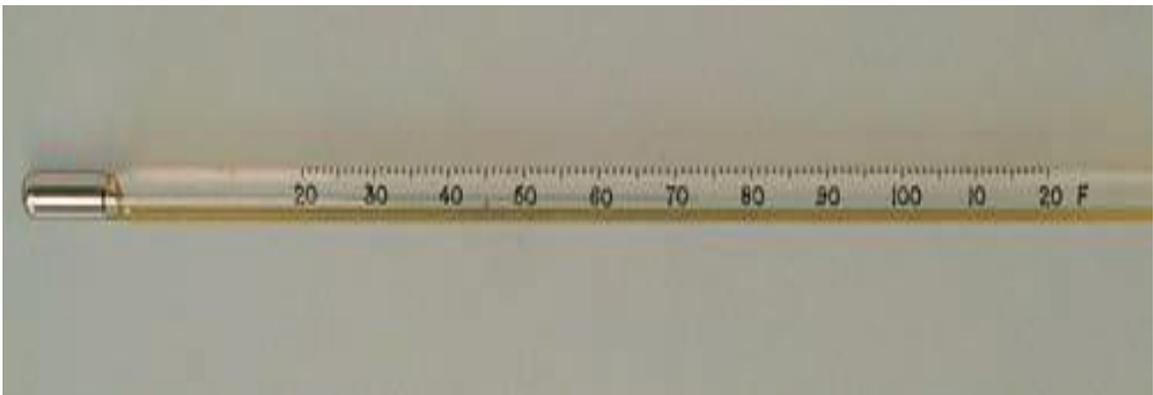


Figura 29. Termómetro de vidrio de laboratorio. [28]

B. Termómetro de resistencia.

Hace uso del hecho de que la resistencia eléctrica de un alambre metálico varía cuando cambia la temperatura. La resistencia se mide por medio de un dispositivo eléctrico, cuya aguja o escala indican directamente la temperatura.

C. Termómetro tipo aguja en escala.

Con un vástago metálico tiene un elemento bimetálico en el vástago (figura 30), que se mueve cuando cambia la temperatura, y acciona la aguja. Son muy cómodos para pruebas rápidas en el campo, pero su exactitud es

poca. Un tipo de termómetro de contacto, se puede colocar directamente sobre un tubo, para indicar la temperatura del agua en el interior, aunque dicha lectura solo es aproximada.



Figura 30. Termómetro de bolsillo de dial. [29]

1.9.3. Medición de Velocidad.

Para estudios muy exactos de velocidad del aire, se puede utilizar el humo. Este, generado mediante un dispositivo mecánico o una bujía, se inyecta en la corriente de aire y se observa. Un uso más práctico del humo es el examen de los patrones de distribución de aire en los recintos, y para encontrar fugas en los ductos.

Los anemómetros y el tubo de Pitot se emplean con más frecuencia para medir las velocidades del aire.

A. Tubo de Pitot.

Se usa en conjunto con el manómetro de tubo en U para determinar la velocidad. Consiste en dos tubos concéntricos. El tubo interior tiene un orificio en el extremo, que se apunta directamente hacia la corriente del aire y por lo tanto indica la **presión total**. El tubo exterior tiene agujeros en la circunferencia, que son perpendiculares al flujo de aire y por lo tanto la **presión estática** se transmite a través de él. (Ver figura 31).

La presión de dinámica se relaciona con la velocidad, para el aire, mediante la siguiente ecuación [30]:

$$V = 4000\sqrt{H_v} \quad (\text{Ec. 1.11})$$

Donde:

V : Velocidad del aire en ft/min.

H_v : Presión dinámica en pulgadas de agua.

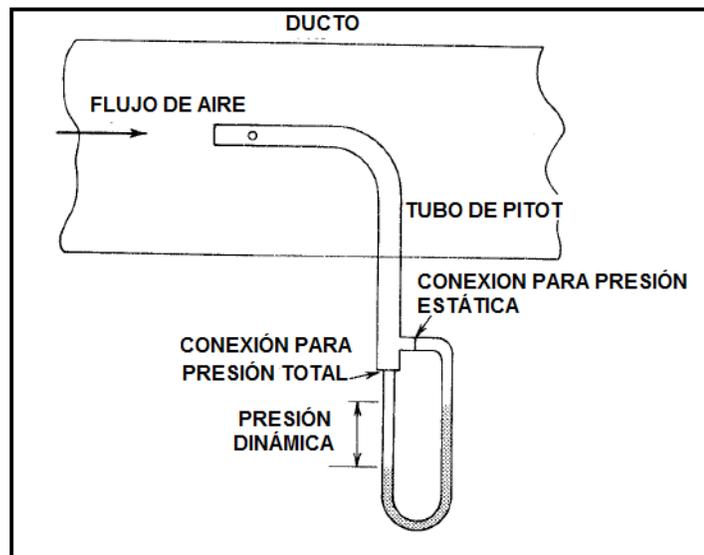


Figura 31. Empleo del tubo de pitot para medir presión dinámica en un ducto.

B. Anemómetro de aspas giratorias.

Tiene una hélice que gira cuando pasa aire por ella (figura 32). La aguja o pantalla electrónica indica la velocidad.



Figura 32. Anemómetro de aspas giratorias. [32]

1.9.4. Medición Humedad.

En la determinación de la humedad en el aire pueden emplearse varios métodos pero los más utilizados son los siguientes:

A. Psicrómetro de honda.

El psicrómetro de honda es el instrumento que más se usa para calcular la humedad del aire en trabajos de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire. Este instrumento se basa en la captación de la temperatura ambiente o seca y de la temperatura húmeda, mediante dos termómetros, uno seco y otro con su bulbo constantemente humedecido como se muestra en la figura 33. Observando en el diagrama psicrométrico las temperaturas del bulbo seco y del

bulbo húmedo sobre las líneas correspondientes, se obtiene por intersección la humedad relativa. El instrumento tiene la ventaja de dar una gran precisión cuando la humedad relativa está próxima a la saturación, con lo que permite el uso de aparatos con un campo de medida muy estrecho a la H.R. próxima a 100 %. A H.R. menor de 20 % su precisión es pobre. Por otro lado, su uso es desaconsejado en pequeñas cámaras, ya que el agua del bulbo húmedo se incorpora al ambiente y falsea la lectura.

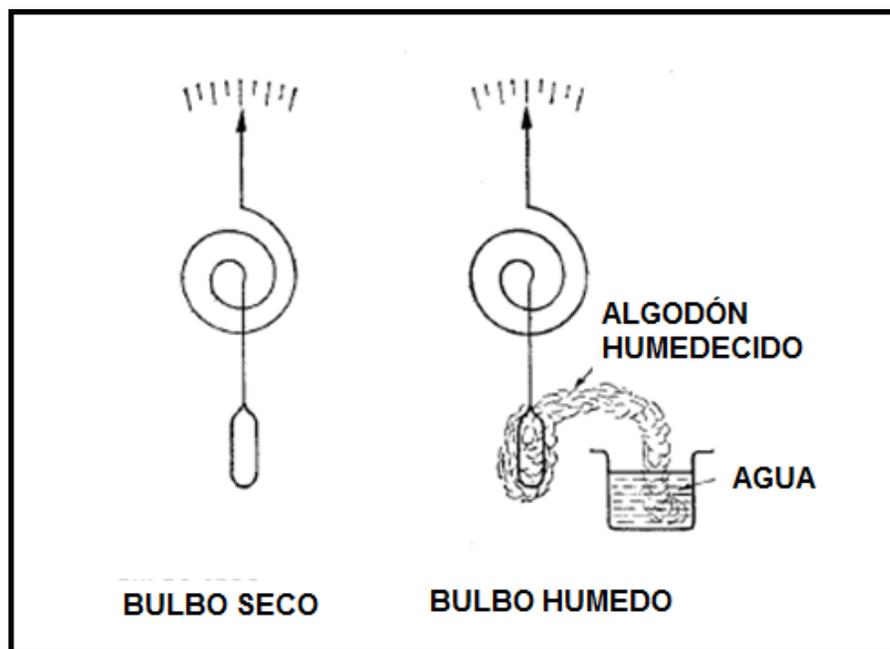


Figura 33. Funcionamiento de psicrómetro de honda. [33]

1.10. DISPOSITIVOS DE CONTROL.

El equipo cuenta además con otros dispositivos que ayudan en la operación del mismo, como son controladores termostáticos, controladores de presión, tableros de control.

1.10.1. Controladores Termostáticos.

Los controladores termostáticos o termostatos son un componente de un sistema de control simple, que abre o cierra un circuito eléctrico en función de la temperatura (figura 34). En los sistemas de refrigeración y aire acondicionado se usan del tipo de lámina bimetalica, con la cual apagan o encienden el compresor.

Estos consisten en dos láminas de metal unidas, con diferente coeficiente de dilatación térmico. Cuando la temperatura cambia, la lámina cambia de forma actuando sobre contactos que cierran un circuito eléctrico. Pueden ser normalmente abiertos o cerrados, cambiando su estado inicial cuando la temperatura alcanza el valor para el que fue ajustado.



Figura 34. Controlador termostático. [34]

1.10.2. Controladores de Presión.

Los controladores de presión o presostato (ver figura 35) también son conocidos como interruptores de presión. Es un aparato que cierra o abre un circuito eléctrico dependiendo de la lectura de presión de un fluido.

El fluido ejerce una presión sobre un pistón interno haciendo que se mueva hasta que se unen dos contactos. Cuando la presión baja un resorte empuja el pistón en sentido contrario y los contactos se separan. Un tornillo permite ajustar la sensibilidad de disparo del presostato al aplicar más o menos fuerza sobre el pistón a través del resorte. Usualmente tienen dos ajustes independientes: la presión de encendido y la presión de apagado. No deben ser confundidos con los transductores de presión (medidores de presión), mientras estos últimos entregan una señal variable en base al rango de presión, los presostato entregan una señal apagado/encendido únicamente.

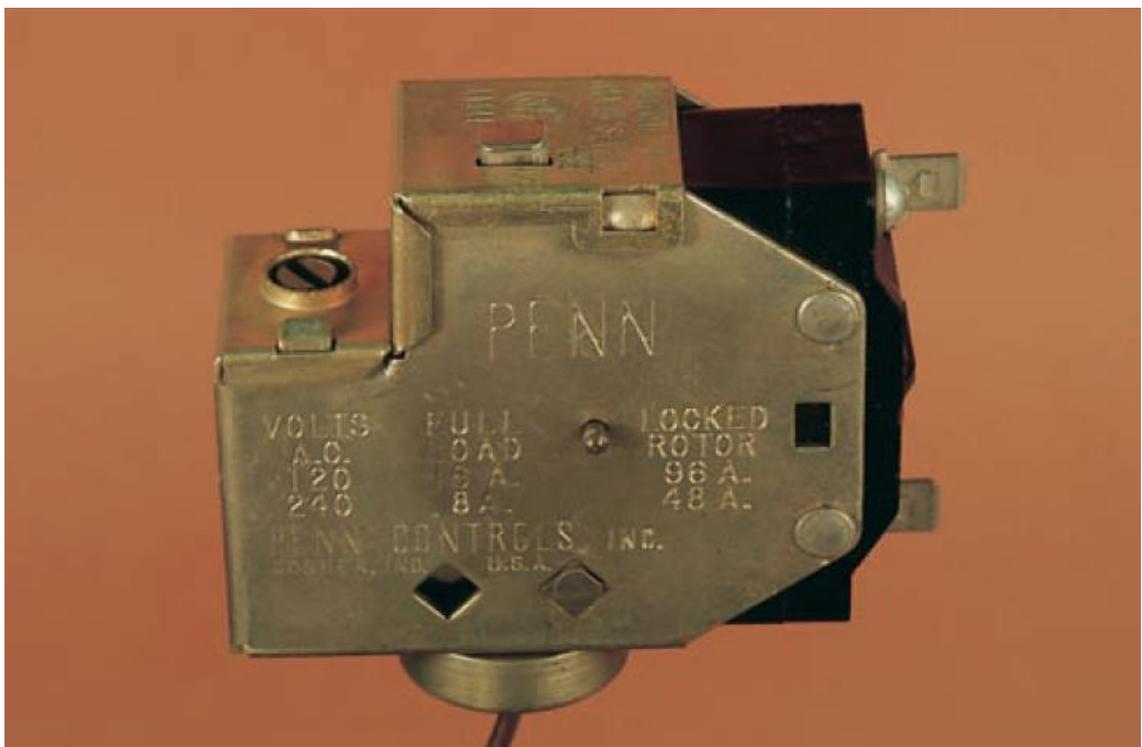


Figura 35. Presostato. [35]

1.11. DISEÑO DE DUCTOS.

En las instalaciones de acondicionamiento de aire de cierta importancia, la distribución del aire por el interior del local o locales se efectúa transportando el aire, desde el equipo acondicionador hasta las bocas de salida, mediante conductos de sección rectangular, circular u oval, dependiendo su elección de la arquitectura del recinto, de las condiciones presupuestarias o de lo que más convenga (figura 36).

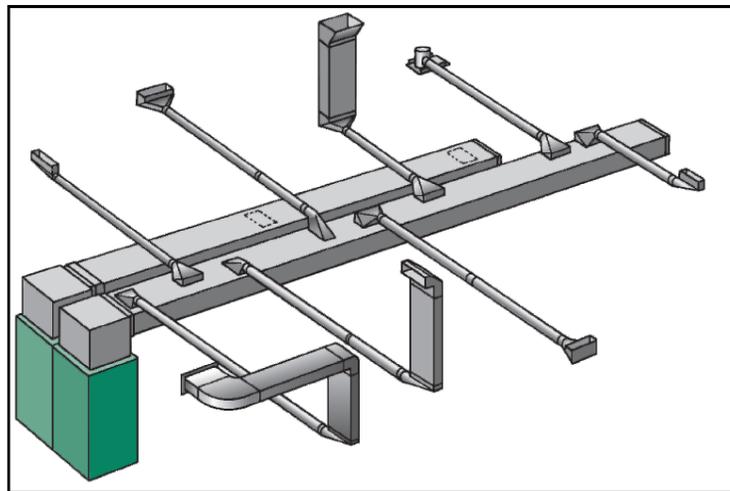


Figura 36. Modelo de instalación de ductos de aire acondicionado. [36]

Las condiciones térmicas del aire que se mueve por el interior del conducto son diferentes a las del aire exterior que encontramos en el local a acondicionar, lo que supone una transferencia de calor entre ambas masas de aire. Por lo tanto, si esta transferencia es elevada, puede ser causa de corrientes de aire incómodas, que afectarán a las condiciones del local.

Consecuencia de estos fenómenos es también el riesgo de condensaciones de vapor de agua en las paredes del conducto, debido al enfriamiento localizado del aire con grado elevado de humedad relativa (H.R.).

1.11.1. **Parámetros principales.**

En la actualidad se contemplan dos modelos de instalaciones:

- ❖ De velocidad alta, usan velocidades superiores a 10-12m/s y con presiones estáticas de 500mm.c.d.a;
- ❖ De velocidad baja, usan velocidades menores a 10-12m/s y con presiones estáticas máximas de 500pascales.

Para el diseño de ductos estableceremos lo siguientes parámetros:

A. Caudal (\dot{V}).

Se define como el volumen de fluido que atraviesa una sección versal determinada de una conducción por cada unidad de tiempo. En un conducto por el que circula un fluido, la ecuación de continuidad nos dice; al suponer el fluido incomprensible, que el caudal entrante es igual al caudal saliente.

B. Sección (A).

Es el área de la superficie transversal interior del conducto, normal a la dirección de la circulación del aire.

C. Velocidad de circulación (V).

Relación entre el caudal y la sección.

Relacionando las tres variables nos queda:

$$Q = AV \quad (\text{Ec. 1.12})$$

D. Presión estática (PE).

Cuando fluye el aire por un conducto, es la presión estática (P_e) (despreciando el peso propio), la que provoca una fuerza o presión sobre sus paredes perpendiculares a ellas. Puede existir en un fluido en movimiento o en reposo, ya que todo fluido ejerce una presión sobre las paredes del recipiente que lo contiene, ejerciéndose por igual en todas las direcciones.

E. Presión dinámica (PD).

Es la presión correspondiente a la velocidad del flujo, y es, por lo tanto, una medida de la energía cinética, a la presión dinámica se define como la energía requerida para acelerar la masa de aire desde un estado de reposo a la velocidad final. Es obvio que para impulsar el aire dentro del conducto, venciendo su propia inercia o peso, es necesaria una fuerza o presión. La presión dinámica es siempre positiva, y se manifiesta únicamente en el sentido de la velocidad. La presión dinámica depende de la velocidad del aire, de su peso específico y de la aceleración de la gravedad se determina mediante la siguiente ecuación.

$$P_d = \frac{\gamma v^2}{2g} \quad (\text{Ec. 1.13})$$

Donde:

γ : Peso específico del aire en. [m^3/kg]

g : Aceleración de la gravedad. [$g = 9,81 \text{ m/s}^2$]

v : Velocidad del aire. [m/s]

F. Presión total (PT).

Es la suma de las presiones estática y dinámica, pudiendo escribirse:

$$P_{Total} = P_{dinámica} + P_{estática} \quad (\text{Ec.1.14})$$

Esta medición se efectúa un tubo diferencial que indica la suma de la presión dinámica y la presión estática.

Respecto al ambiente, la presión total puede ser positiva o negativa.

Como es lógico, se tendrán presiones negativas en el punto de aspiración del ventilador, y positivas a la salida del mismo.

1.11.2. Métodos de Diseño de Ductos.

Los más comúnmente utilizados son: reducción de velocidades, igual fricción, recuperación estática. Estos métodos tienen distintos grados de precisión, economía y empleo.

A. Método de reducción de velocidad.

Consiste en seleccionar una velocidad de salida en la descarga del ventilador y establecer arbitrariamente una serie de reducciones en la velocidad a lo largo del conducto. Normalmente no se utiliza este método porque para diseñar el sistema se necesita mucha experiencia, este método puede adaptarse a instalaciones sencillas.

B. Método de igual fricción.

Es el más empleado en los sistemas de baja presión, consiste en calcular los conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud a lo largo de toda la instalación. La caída de presión en el sistema de distribución de aire se calculará en función del circuito más crítico generalmente el que conduce al difusor más lejano, como la pérdida unitaria es constante para toda la red de conductos, los ramales más próximos al ventilador tienen mayor presión estática y, para evitar que pase por ellos mayor cantidad de aire que la prevista precisan de compuertas destinadas a estrangular el paso del aire; sin embargo, debemos tornar siempre en cuenta que las pérdidas de presión a través de los mismos deberá permanecer dentro de ciertos límites para evitar un nivel de ruido molesto. Si en el cálculo se advierte que la caída de presión en la compuerta sobrepasa los límites aceptables, la red entera deberá ser recalculada adoptando pérdidas de carga unitarias más bajas.

C. Método de recuperación estática.

Se fundamenta en dimensionar el conducto de forma que el aumento de presión estática (ganancia de presión debida a la reducción de velocidad) en cada ramal o boca de impulso compense las pérdidas de rozamiento en la siguiente sección del conducto, de esta forma, la presión estática será la misma al comienzo de cada ramal y boca de salida.

2. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES.

2.1. INTRODUCCIÓN.

El proyecto se enfoca en la ejecución de prácticas de laboratorio de aire acondicionado y no a la acción de climatizar un espacio, es por eso que se diseñara el equipo con una capacidad mínima de 12000 btu/hora, ya que esta es suficiente para el propósito de prácticas. También se utilizara como fluido frigorífico R-22 por ser uno de los más utilizados en la actualidad. Además se incorpora un ducto para corriente de aire con el propósito de abarcar temas que no se cubren simplemente con un circuito frigorífico tales como, humedad, carga térmica, caudal de aire y diseño de ductos.}

El equipo de prácticas estará constituido por los siguientes bloques constructivos:

1. Circuito de refrigeración
2. Ducto de ventilación para aire acondicionado
3. Sistema de medición y control.

En este capítulo se empieza calculando el ciclo frigorífico con R-22 y luego se procede a la selección de componentes.

2.2. CALCULO DEL CICLO FRIGORIFICO.

Para el cálculo de las propiedades del ciclo frigorífico se tomara como referencia el diagrama termodinámico temperatura-entropía mostrado en la figura 37.

Consideraciones:

1. Refrigerante R-22.
2. Compresión isoentropica (1-2).
3. Expansión a entalpia constante (3-4).
4. Sobrecalentamiento útil de 5°C (1-1').

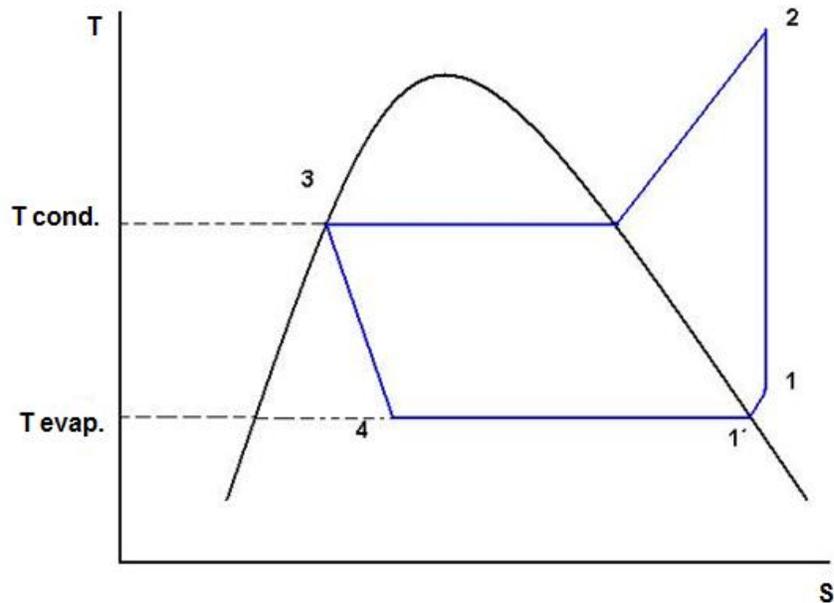


Figura 37. Diagrama termodinámico T-S.

2.2.1. Propiedades del Ciclo Frigorífico.

Las propiedades de mayor importancia que definen el circuito de refrigeración se determinan a continuación, haciendo uso del diagrama anterior y de las tablas termodinámicas para el refrigerante R-22(ver anexos). Entre estas propiedades tenemos: entalpia, entropía, presión y temperatura. Las cuales se determinaran para cada punto del sistema.

A. Punto 3.

Para obtener la temperatura de condensación se toma como una referencia una diferencia de temperaturas de 15 °C entre la temperatura del refrigerante y el ambiente.

La temperatura promedio del ambiente en el local donde estará ubicado el equipo de prácticas de laboratorio de refrigeración y aire acondicionado, se toma como: 30 °C

$$T_{cond} = T_a + \Delta T \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$T_{cond} = 30 + 15 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mathbf{T_{cond} = T_3 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Para obtener la Presión y la entalpia de este punto, se utiliza la Tabla A.4 “propiedades del refrigerante R-22” del libro de Fundamentos de Termodinámica de Van Wylen, 2 ed. (ver anexos).

$$P_{Sat_3} = 1.7290 \text{ MPa}$$

Y el valor para la Entalpia será de:

$$\mathbf{h_3 = h_f = 100.982 \frac{kJ}{kg}}$$

B. Punto 4.

Uno de los factores más importantes a tener en cuenta para determinar la Temperatura de evaporación ($T_{evap.}$) es lo que se denomina salto térmico en el evaporador (DT).

DT se define como la diferencia entre la temperatura del aire que entra al evaporador y la temperatura de evaporación del refrigerante (T_E). La temperatura a la que entra el aire al evaporador suele considerarse igual a la temperatura del espacio refrigerado (T_R), por lo tanto se puede decir que:

$$DT = T_R - T_{evap} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

T_R : Temperatura del espacio refrigerado. [°C]

D_T : Diferencia entre el espacio frío y la de evaporación de refrigerante. [°C]

DT es un parámetro muy importante y es imprescindible tenerlo en cuenta en el diseño de una instalación frigorífica ya que influye de manera decisiva en dos factores de la instalación, que son:

1. La humedad relativa que se desarrolla en el interior de la cámara frigorífica;
2. El tamaño del evaporador o superficie del evaporador.

En cuanto a la humedad relativa, se ha comprobado que a medida que aumenta DT disminuye la humedad relativa del espacio refrigerado y si disminuye la humedad aumenta. Es preciso entonces encontrar un punto de equilibrio.

En cuanto al tamaño del evaporador, para ver el efecto del DT sobre el mismo, debemos fijarnos en la expresión que rige la transmisión global de calor en un evaporador:

$$Q = K \cdot A \cdot DT \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Donde:

A : Superficie del evaporador. [m^2]

K : Coeficiente global de transmisión de calor. [$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$]

DT : Salto térmico en el evaporador. [m^2]

Si esta ecuación se resuelve para “ A ”, se obtiene que:

$$A = \frac{Q}{K \cdot DT}$$

De aquí se deduce que trabajando con un DT elevado, el evaporador que obtendremos será de menor superficie y por lo tanto más pequeño y barato.

Con ayuda del gráfico de la figura 38 podemos seleccionar DT en función de la humedad relativa que requiera el espacio refrigerado y del tipo de evaporador (convección natural o forzada). Cada fabricante de evaporadores tiene sus gráficas propias.

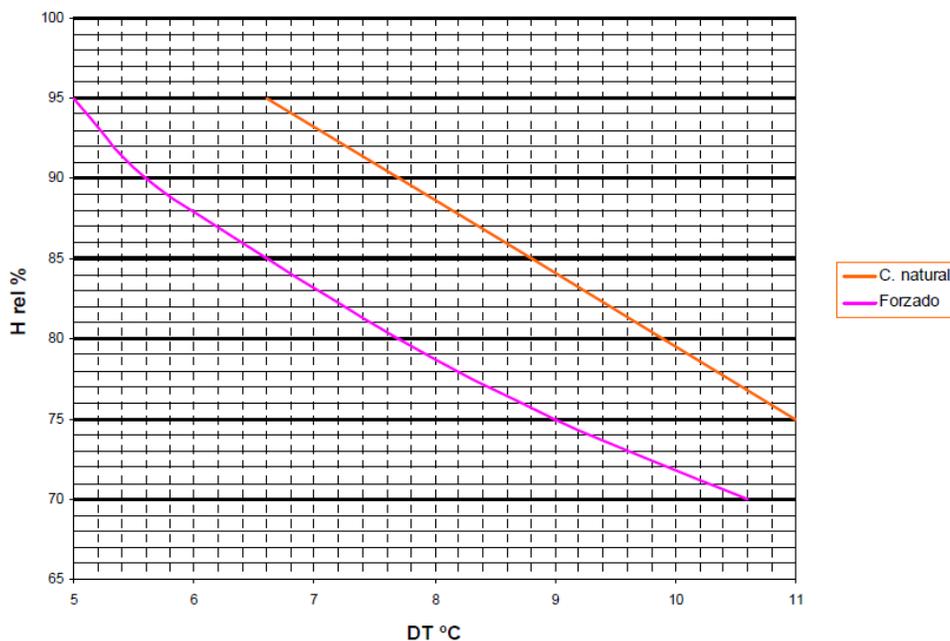


Figura 38. Relación entre la humedad relativa y DT . [37]

Sabiendo que se usara un equipo evaporativo de convección forzada y además que el valor de humedad esperado es de 70% se obtiene de la gráfica un valor aproximado de DT de 10°C.

La mínima temperatura que se pretende que alcance el aire refrigerado es:

$$T_R = 15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Conocidos estos datos se determina la temperatura de evaporación como sigue:

$$T_{evap} = T_4 = T_R - D_T = 15 - 10 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = T_4 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con este valor de temperatura, se lee de la tabla de vapor saturado para refrigerante R-22 el valor la presión de saturación.

$$P_{Sat_4} = 583.80 \text{ kPa}$$

Como consecuencia de que el proceso a través de la válvula es isoentálpico la entalpia en el punto 4 es la misma que la del punto 3:

$$h_4 = h_3 = 100.982 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = 100.982 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

C. Punto 1.

Para el punto 1, normalmente se maneja un valor de recalentamiento de 5°C.

$$T_1 = T_{evap} + DT_{recalentamiento} = 5 + 5 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 10\text{ }^\circ\text{C}$$

Para este punto el valor de la Presión sigue siendo la misma de presión de saturación de 4-1.

$$P_1 = P_4 = 583.80\text{ kPa}$$

Y los valores de las propiedades de interés en este punto son:

$$h_1 = 255.433 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_1 = 0.93314 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$v_1 = 0.041666 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

D. Punto 2.

Para el punto 2, se considera que el proceso es isoentropico (entropía constante).

$$s_1 = s_2 = 0.93314 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$s_2 = 0.93314 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

Y como consecuencia de que el proceso que se da a través del condensador es isobárico se tiene que:

$$P_2 = P_3 = 1.7290\text{ MPa}$$

$$P_2 = 1.7290\text{ MPa}$$

Con el valor de presión y entropía definidas y con la ayuda de las tablas de las propiedades del vapor sobrecalentado de R-22(ver anexos) se obtienen el valor de las propiedades que son de interés en este punto:

$$h_2 = 282.06 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_2 = 66.986 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En la tabla 1 se resumen los valores de las propiedades determinadas anteriormente.

Tabla 1. Resumen de propiedades del ciclo frigorífico.

PUNTO DE ANALISIS	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg.K}$)	Volumen específico ($\frac{m^3}{kg}$)
1	10	583.80	255.433	0.93314	0.041666
2	66.986	1,729.00	282.06	0.93314	
3	45	1,729.00	100.982		
4	5	583.80	100.982		

2.2.2. Parámetros Para el Ciclo Frigorífico.

Luego de determinar las propiedades se procede a determinar ciertos parámetros del ciclo de refrigeración (sección 1.4.4), los cuales son de gran importancia para seleccionar los componentes que serán parte del circuito de refrigeración. El cual estará montado en el equipo de prácticas para aire acondicionado.

A. Trabajo del compresor.

$$W_c = h_2 - h_1 = 277.79 - 256.21 = 21.58 \frac{kJ}{kg}$$

$$W_c = 21.58 \frac{kJ}{kg}$$

B. Capacidad del condensador.

$$Q_{cond} = h_2 - h_3 = 277.79 - 115.8 = 161.99 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{cond} = 161.99 \frac{kJ}{kg}$$

C. Efecto refrigerante.

$$ER = h_1 - h_4 = 256.21 - 115.8 = 140.41 \frac{kJ}{kg}$$

$$ER = 140.41 \frac{kJ}{kg}$$

D. Flujo másico.

$$Q = 1 \text{ ton de refrigeración} = 3.5169 \frac{kJ}{s}$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{ER} = \frac{3.5169 \frac{kJ}{s}}{140.41 \frac{kJ}{kg}} = 0.0250 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m} = 0.0250 \frac{kg}{s}$$

E. Coeficiente de funcionamiento.

$$COP_R = \frac{ER}{W_c} = \frac{140.41}{21.58} = 6.50$$

$$COP_R = 6.50$$

F. Potencia teórica.

$$P_{teorica} = W_c * \dot{m} = 21.58 \frac{kJ}{kg} * 0.0250 \frac{kg}{s} = 0.5395 \text{ kw} = 0.7232 \text{ hp}$$

$$P_{teorica} = 0.5395 \text{ kw} = 0.7232 \text{ hp}$$

2.3. SELECCION DE COMPONENTES.

Como anteriormente se mencionó el equipo consta de tres bloques constructivos a continuación se seleccionan los componentes de cada bloque.

2.3.1. Circuito de refrigeración.

La selección de cada uno de los componentes del ciclo frigorífico se basa en los cálculos obtenidos en el apartado anteriormente.

A. Selección de compresor.

El compresor es el elemento más importante de una instalación frigorífica de compresión mecánica y es el primero que debe determinarse. El resto de los elementos de la instalación, especialmente el evaporador, se deben seleccionar

en función de las características de este. Es imprescindible que se proceda de esta forma para evitar que la instalación quede descompensada y pueda dar problemas de funcionamiento.

En primer lugar hay que tener claro los datos que debemos conocer del compresor para posteriormente poder seleccionarlo de los catálogos. Los más importantes a tener en cuenta son:

1. El volumen barrido (V_b),
2. Potencia real para la compresión,
3. El rango de temperaturas,
4. El tipo de compresor.

A.1. *El volumen barrido (VB).*

Uno de los datos más importantes a averiguar es el volumen de refrigerante que debe mover el nuestro compresor para que proporcione la potencia frigorífica necesaria. A este volumen se le denomina volumen barrido.

Para el cálculo del volumen barrido es necesario conocer:

- ❖ Los valores de entalpía de los puntos característicos de la instalación, datos que hemos obtenido al trazar el ciclo frigorífico de la misma (sección 2.2.1);
- ❖ El volumen específico del refrigerante en el punto de aspiración;
- ❖ Potencia frigorífica de la instalación (P_f).

Para de determinar el volumen barrido o desplazado se hace uso del valor del flujo másico (\dot{m}) obtenido anteriormente:

$$\dot{m} = 0.0250 \frac{kg}{s}$$

Este es el caudal másico que debe circular por la instalación. Sin embargo el compresor es una máquina volumétrica y por lo tanto para poder seleccionarlo, necesitamos conocer el caudal volumétrico que aspira el compresor (V_a) en las condiciones de funcionamiento.

El caudal volumétrico que aspira el compresor depende del volumen específico que tenga el gas en el punto de aspiración (punto 1 del diagrama). Cuanto mayor es el volumen específico del gas mucho peor para la instalación ya que el compresor debería tener más cilindrada para mover el mismo caudal másico de refrigerante. Uno de los fenómenos que más influye en el aumento del volumen específico es el recalentamiento. A medida que aumenta este, también lo hace el volumen específico del gas aspirado y esto implica que el compresor debe tener mayor cilindrada para poder generar la misma producción frigorífica.

Para conocer el volumen aspirado (V_a), debemos tomar el dato del volumen específico (v) del vapor en el punto de aspiración (punto 1).

$$V_a = \dot{m} * v \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$V_a = 0.0250 \frac{kg}{s} * 0.041666 \frac{m^3}{kg} = 0.00104 \frac{m^3}{s}$$

$$V_a = 0.00104 \frac{m^3}{s}$$

Una vez obtenido el valor del volumen aspirado se puede determinar el volumen barrido (V_b) también denominado volumen desplazado. Este se puede definir como el volumen de refrigerante que el compresor es capaz de mover en la unidad de tiempo. Depende de las características constructivas del compresor, es decir, de la capacidad de sus cilindros (cilindrada) y de la velocidad de giro del

motor. Es por lo tanto, el caudal teórico que podría mover el compresor. Este dato es el que aparece en los catálogos de los fabricantes y es con el que se debe seleccionar el compresor.

El volumen barrido se obtiene de la ecuación de rendimiento volumétrico η_v :

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_b} \quad (\text{Ec.2.4})$$

Resolviendo para V_b se tiene que:

$$V_b = \frac{V_a}{\eta_v}$$

El η_v está muy influenciado por la relación de compresión (τ), sobre todo en los compresores de pistón, de forma que a medida que aumenta (τ) disminuye el rendimiento volumétrico y por lo tanto es peor para la instalación.

Existe una expresión que nos permite calcular de manera aproximada el rendimiento volumétrico, a partir de (τ).

$$\eta_v = 1 - 0,05 * \tau \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde:

$$\tau = \frac{P_{cond.}}{P_{evap.}} = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Sustituyendo los valores obtenidos del análisis del ciclo frigorífico:

$$\tau = \frac{1729.00 \text{ kPa}}{583.80 \text{ kPa}} = 2.96$$

Entonces se tiene que:

$$\eta_v = 1 - 0,05 * 2,96 = 0,85$$

$$\eta_v = 0,85$$

Con este valor se procede a determinar el volumen barrido (V_b).

$$V_b = \frac{0,00104 \frac{m^3}{s}}{0,85} = 0,00122 \frac{m^3}{s}$$

$$V_b = 0,00122 \frac{m^3}{s}$$

A.2. Potencia real para la compresión.

En teoría el proceso de compresión se produce a entropía constante, sin embargo en realidad no es así (figura 39). Esto conduce a que la temperatura de descarga así como la potencia absorbida sean mayores.

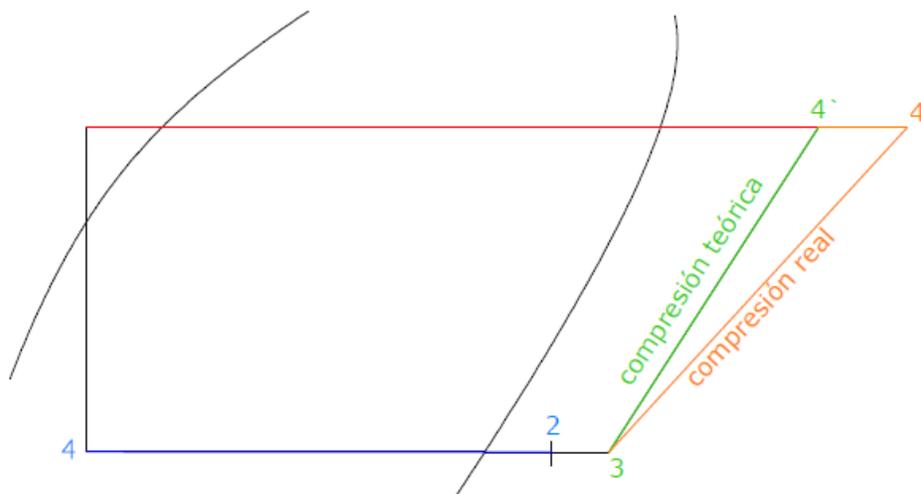


Figura 39. Diferencia entre compresión real e isoentropica. [38]

De lo anterior se deduce que el rendimiento termodinámico del compresor, también llamado rendimiento indicado (η_i), no es nunca del 100%. Por lo que la potencia que debe tener el compresor en la realidad para realizar este trabajo debe ser un poco mayor.

Se puede considerar que el rendimiento indicado es bastante aproximado al rendimiento volumétrico. $\eta_i \approx \eta_v$, calculado anteriormente.

La potencia real para la compresión será:

$$P_{real} = \frac{P_{teorica}}{\eta_i} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

$$P_{real} = \frac{0.7232 \text{ Hp}}{0.85} = 0.85 \text{ Hp}$$

$$\mathbf{P_{real} = 0.85 \text{ Hp}}$$

Aproximando al valor superior comercial:

$$\mathbf{P_{real} = 1.00 \text{ Hp}}$$

A.3. Rango de temperaturas.

Se debe considerar el rango de temperaturas en el que va a trabajar, ya que hay compresores que están diseñados para trabajar a bajas temperaturas, otros a temperaturas medias y otros a altas. Los valores de temperatura contemplados en este proyecto pertenecen a la clasificación de media temperatura.

|

A.4. El tipo de compresor.

Hermético, semihermético, abierto, alternativo, rotativo, de tornillo, scroll, etc. según la aplicación prevista.

La siguiente tabla (tabla 2) nos puede dar una idea del compresor que debemos utilizar según la aplicación:

Tabla 2. Selección de compresor según tipo de aplicación.[39]

Baja temperatura		Media temperatura	
Pot \leq 10 cv	Pot $>$ 10 cv	Pot \leq 20 cv	Pot $>$ 20 cv
Pistón	Tornillo	Rotativo/Pistón	Tornillo

El rango de temperaturas que se manejan en el equipo de prácticas de aire acondicionado está considerado como de media temperatura (temperatura de evaporación de 5°C) y la potencia es menor de 20 cv por lo tanto se selecciona un compresor tipo pistón, hermético (tabla 3).

Del catálogo de compresores proporcionados por la empresa EMBRACO (ver anexos) se selecciona el siguiente compresor:

Tabla 3. Resumen de características de Compresor.

	tipo	Hermético de pistón
	potencia	1 hp
	Caudal másico	
	Volumen desplazado	
	voltaje	220 V 2 fases
	amperaje	29 RLA
	refrigerante	R-22

B. Selección del evaporador.

El proceso de selección de un evaporador es complejo, ya hay que tener en cuenta multitud de factores, alguno de los más importantes son los siguientes:

- ❖ **Sistema de circulación del aire:** existen evaporadores de dos tipos, de circulación natural o convección natural y los de convección forzada (sección 1.4.5.4.);
- ❖ **Separación entre las aletas:** Otra de las cosas a tener en cuenta a la hora de seleccionar un evaporador es la separación que tienen las aletas de la batería.

El elegir una separación u otra depende de si se va a formar escarcha en el evaporador y la velocidad de formación de la misma.

La capa de escarcha formada sobre las aletas va aumentando de grosor con el paso del tiempo y si estas están muy juntas el evaporador quedará atascado de hielo muy rápido impidiendo la circulación de aire y con ello la transmisión de calor, siendo necesarios ciclos de desescarche muy frecuentes.

En el caso de que no sea previsible la formación de escarcha en el evaporador (temperatura de evaporación superior a 0°C) podemos recurrir a evaporadores con menor separación entre sus aletas (3 – 4 mm).

En el caso de que se prevea la formación de escarcha es preciso aumentar el paso entre aletas (4,5 – 6 mm) y 7 – 10 mm para aplicaciones conservación de congelados y 12 mm para congelación). Normalmente el fabricante indica la separación de aletas.

Este proceso consiste en determinar el modelo de evaporador que mejor se adapta a las características de nuestra instalación. El modelo se debe elegir a partir de las tablas que figuran en los catálogos de los fabricantes, ya que es aquí donde aparecen todos los parámetros y factores de corrección que nos va a permitir decidir cuál el más adecuado.

Como ya sabemos, el primer elemento de la instalación que se debe calcular y seleccionar es el compresor y hay que procurar que el evaporador tenga su misma potencia frigorífica. De lo contrario el sistema quedará desequilibrado y el funcionamiento de la instalación no será el más correcto.

Es difícil encontrar un evaporador que proporcione la misma potencia que el compresor, lo que hay que hacer es seleccionar el que más se acerque y comprobar que la humedad relativa que se va a desarrollar en el ducto con el par compresor – evaporador seleccionado no difiere mucho de lo previsto en las condiciones iniciales (70%).

El evaporador seleccionado así como sus características técnicas se muestra a continuación en la tabla 4.

Tabla 4. Resumen de características del Evaporador

	Tipo de enfriamiento	Convección forzada
	Potencia frigorífica	3500 watts
	Separación entre aletas	3.0 mm
	material	Tubo de cobre con aletas de aluminio

C. Selección del condensador.

El condensador es el elemento de la instalación cuya misión es que el fluido refrigerante pierda calor por intercambio térmico con un fluido refrigerador exterior y gracias a esto se produzca su condensación.

Debe tener el tamaño adecuado para ser capaz de eliminar el calor que capta el refrigerante en el evaporador así como el proceso de compresión. La potencia del condensador, por tanto será la suma de la potencia frigorífica evaporador o de la instalación y la potencia del motor del compresor. A veces es preciso tener en cuenta también la potencia necesaria para subenfriar el líquido en el condensador.

$$P_{cond.} = P_{comp.} + P_{evap.} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

$$P_{cond.} = 746 \text{ w} + 3500 \text{ w}$$

$$P_{cond.} = 4246 \text{ w}$$

La selección del condensador se debe hacer mediante los catálogos de los fabricantes.

Además de la potencia de condensación se deben tener en cuenta otros factores a la hora de seleccionar el condensador que son los que se mencionan a continuación:

- ❖ El salto térmico: es la diferencia entre la temperatura de condensación y la de entrada del agua o aire de refrigeración. Cuanto mayor sea este salto térmico más pequeño será el condensador;

$$\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$$

- ❖ El tipo de refrigerante: R-22;
- ❖ El tipo de ventilador: que debe ser centrífugo en condensadores en los que el aire circula por conductos y helicoidal en las aplicaciones no conducidas como es el caso del equipo de prácticas.

Las características del condensador seleccionado se resumen a continuación (tabla 5)

Tabla 5. Resumen de características del Evaporador

	Potencia	4246 watts
	Refrigerante	R-22
	Salto térmico	15°C
	ventilador	Tipo axial 220 V, 1500 rpm, 60 Hz.
	Material	Tubo de cobre con aletas de aluminio

D. Elemento de expansión.

Del tipo tubo capilar el cual se muestra en la siguiente figura 40 hecho de tubería de cobre de 1/8 de pulgada:

**Figura 40.** Tubo capilar.

A manera de complementar el circuito y a la vez mejorar el funcionamiento se incluyen a este los siguientes dispositivos auxiliares cuya función en el circuito de refrigeración se describió anteriormente en el apartado 1.4.5.5:

E. Filtro deshidratador.

La selección del filtro secador está basada principalmente en la capacidad de enfriamiento (12,000 btu/hora), tipo de refrigerante (R-22), diámetro de la tubería donde va a ser instalado (5/16"), el tipo de conexión (soldar).

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona un filtro deshidratador de una sola dirección, marca DANFOSS, modelo 023Z5003 como el que se muestra en la figura 41.



Figura 41. Filtro deshidratador.

F. Indicador de líquido–humedad.

Para la selección del Indicador Líquido–Humedad nos basamos principalmente en: el tipo de refrigerante (R-22) y aceite lubricante usado (Poliéster o mineral), si se desea con o sin indicador de humedad, diámetro de la tubería donde va a ser instalado (5/16"), el tipo de conexión (soldar).

Para nuestro circuito de refrigeración se selecciona un visor de líquido, marca DANFOSS, modelo 014F0162 el cual se muestra en la figura 42.



Figura 42. Visor de líquido con indicador de humedad.

G. Válvulas de servicio.

Las válvulas de servicio pueden ser de tres tipos: válvulas para el compresor, válvulas para el receptor de líquido y válvulas de acceso. El tipo de válvula de servicio que se usara en el equipo de prácticas serán las válvulas de acceso (figura 43), cuya funciones principales serán:

- ❖ Medir la presión interna,
- ❖ Carga o descarga de refrigerante,
- ❖ Agregar aceite y evacuar el sistema.

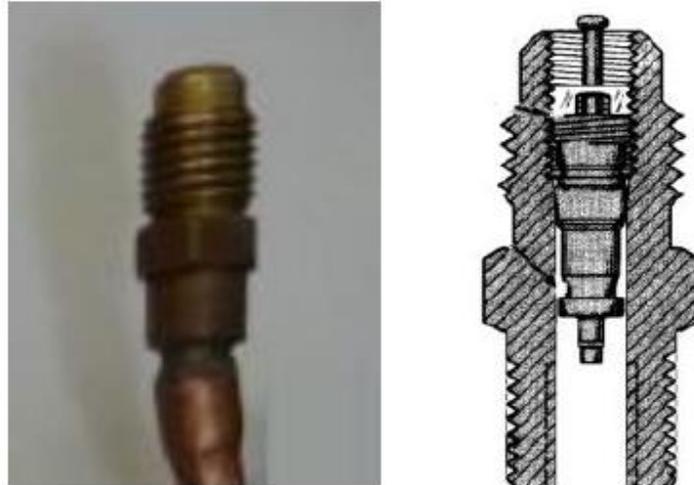


Figura 43. Válvula de servicio tipo pivote.

H. Manómetros.

El propósito del manómetro en el equipo de prácticas para aire acondicionado es determinar las presiones en múltiples puntos del sistema. Estos pueden ser tanto de baja presión como de alta presión ver figura 44.

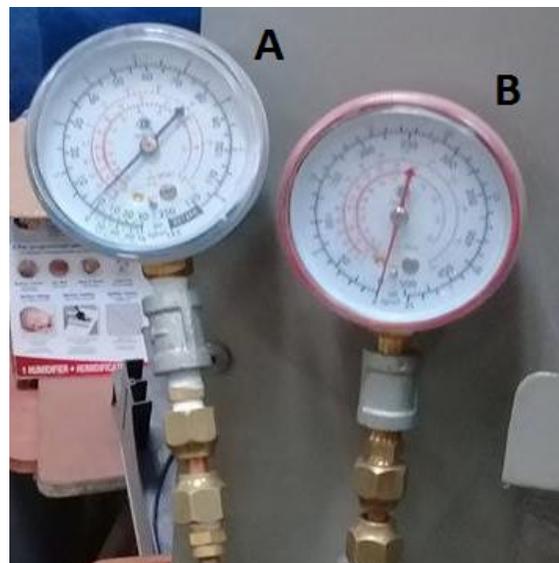


Figura 44. (A) Manómetro de baja presión. (B) Manómetro de alta presión.

Los manómetros de baja presión o también conocidos como manómetros compuestos pueden medir presiones situadas por encima y por debajo de la presión atmosférica (figura 44 a). Su graduación va de 0 – 120 psi, y de 0 – 30 in de hg (presión de vacío). Estos manómetros normalmente son de color azul, en referencia al lado de baja presión, además de contar con la relación de temperatura para las distintas presiones determinadas, de acuerdo al refrigerante de trabajo.

Los manómetros de alta presión (figura 44 b), permiten medir presiones que van de 0 – 500 psi. Estos manómetros también cuentan con la relación de temperatura y son de color rojo en referencia al lado de alta presión.

2.3.2. Ducto de Ventilación.

El propósito de este ducto es el poder variar a voluntad ciertas propiedades del aire cuando este pase a través del elemento de enfriamiento del ciclo frigorífico (evaporador) como se muestra en la figura 45. Los principales componentes de este ducto se seleccionan a continuación.

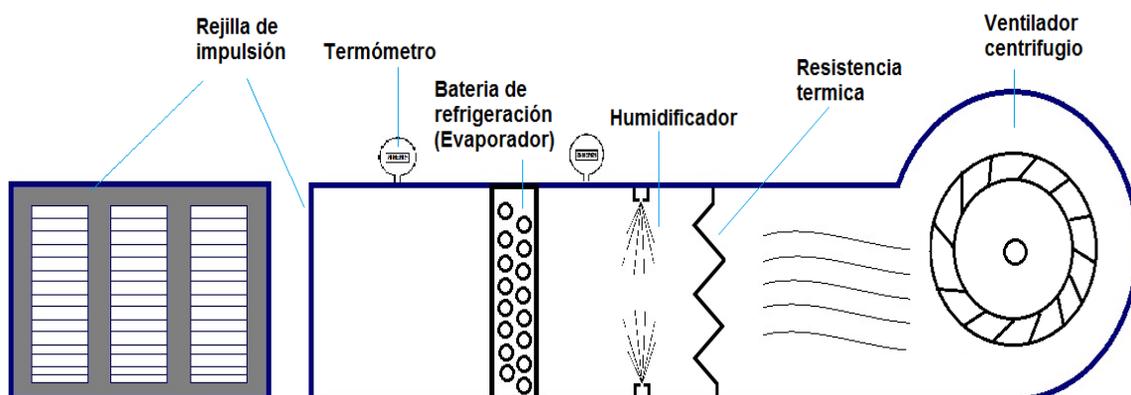


Figura 45. Diagrama esquemático de ducto de ventilación.

A. Diseño del ducto.

El paso de aire a través de ductos en los sistemas de calefacción, ventilación o acondicionamiento de aire, en general se efectúa bajo las condiciones llamadas flujo estacionario o flujo permanente. Flujo estacionario quiere decir que el flujo del fluido en cualquier punto en una sección de tubo o ducto que hay en cualquier otro punto en el mismo tubo, independientemente de la forma o sección transversal del mismo. Esto es, pasa la misma cantidad de fluido a través de cada sección del tubo o ducto en un momento dado.

En las instalaciones de acondicionamiento de aire de cierta importancia, la distribución del aire por el interior del local o locales se efectúa transportando el aire, desde el equipo acondicionador hasta las bocas de salida, mediante conductos de sección rectangular, circular u oval, dependiendo su elección de la arquitectura del recinto, de las condiciones presupuestarias o de lo que más convenga.

En toda instalación de aire con distribución por conductos, es necesario mantener las ulteriores observaciones:

1. Uniformidad en las velocidades de salida del aire por las bocas, registros, rejillas o difusores;
2. Bajo nivel sonoro. podemos distinguir los ruidos propios de la instalación a causa de los elementos en movimiento (unidades de tratamiento, ventiladores, flujo de aire en conductos y difusores, etc.);
3. Evitar los cambios bruscos de dirección y de velocidad;
4. La regulación por medio de registros o persianas debe hacerse cuidadosamente. Estos accesorios introducen resistencias al paso del aire,

motivando su pérdida de carga suplementaria que el ventilador se ve obligado a vencer con el consiguiente aumento de energía.

A.1 Dimensionamiento del ducto.

Tomando en cuenta el valor de diseño requerido de flujo de aire es:

$$\dot{V} = 550CFM = 0.2598m^3/s$$

Realizaremos el diseño de ductos para velocidades recomendadas en viviendas, iglesias y oficinas, tomada de la Tabla 6.

Tabla 6. Velocidades de aire máximas recomendadas para diseño de ductos. [40]

Aplicación	Velocidad máxima del aire en conductos (m/s)
Mansiones, salones regios	2.5 a 3
Viviendas, iglesias, oficinas	2.5 a 4
Dormitorios de hotel	2.5 a 4
Teatros	4
Cines	5
Grandes almacenes	6 a 10

Mediante la siguiente ecuación se calcula el área del ducto:

$$A = \frac{\dot{V}}{v} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Utilizando el valor límite superior del intervalo seleccionado de la tabla de velocidades se tiene que:

$$A = \frac{0.2598 \text{ m}^3 / \text{s}}{4 \text{ m} / \text{s}} = 0.065 \text{ m}^2$$

$$A = 650 \text{ cm}^2$$

El valor óptimo de la relación entre lados r es 1:1, pero para nuestro caso en particular tomamos una relación 1:1.5.

La relación entre lados viene dada por:

$$r = \frac{a(\text{lado largo})}{b(\text{lado corto})} \quad (\text{Ec.2.10})$$

Se tiene entonces que:

$$a = br$$

Para determinar el área de una sección rectangular se utiliza la siguiente ecuación de donde se despeja b :

$$A = ab$$

$$A = rb^2$$

$$b = \sqrt{\frac{A}{r}}$$

Sustituyendo:

$$b = \sqrt{\frac{650 \text{ cm}^2}{1.5}} = 20.81 \text{ cm}$$

$$b = 20.81 \text{ cm}$$

$$a = 31.22 \text{ cm}$$

A.2 Caída de presión en el ducto.

Las dimensiones del ducto son de 20.81 x 31.22 cm, el ventilador suministra un caudal de 550CFM y la longitud del ducto principales de 1.35 m. Entonces se determinará la caída de presión en dicho ducto.

Lo primero que se hace es determinar el diámetro del ducto circular equivalente correspondiente al rectangular de 20.81 x 31.22 cm; haciendo uso de la gráfica mostrada en la figura 46.

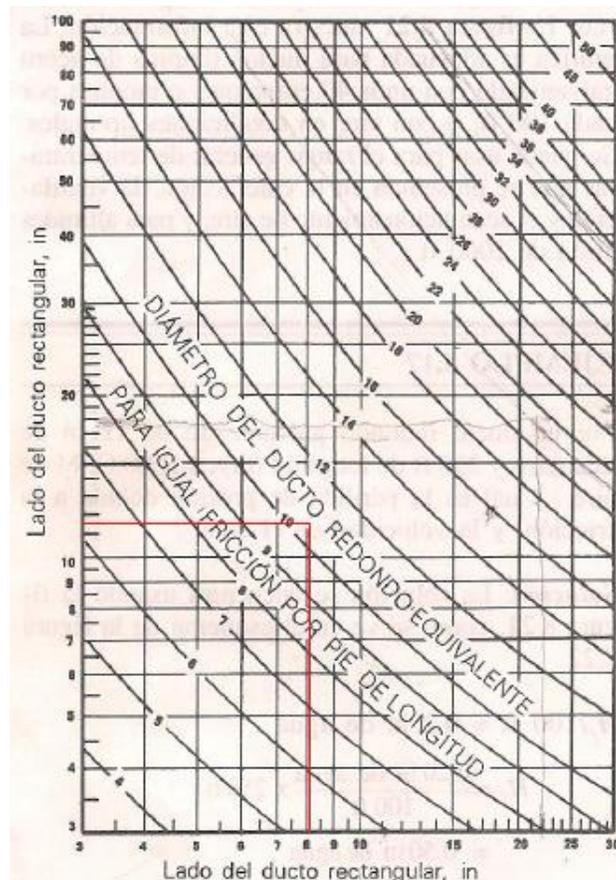


Figura 46. Diámetros de ductos redondos equivalentes.[41]

El diámetro equivalente del ducto rectangular es 10.5 pulgadas. Con este valor y con el valor del flujo que proporciona el ventilador se halla la caída de presión mediante la gráfica de la figura 47.

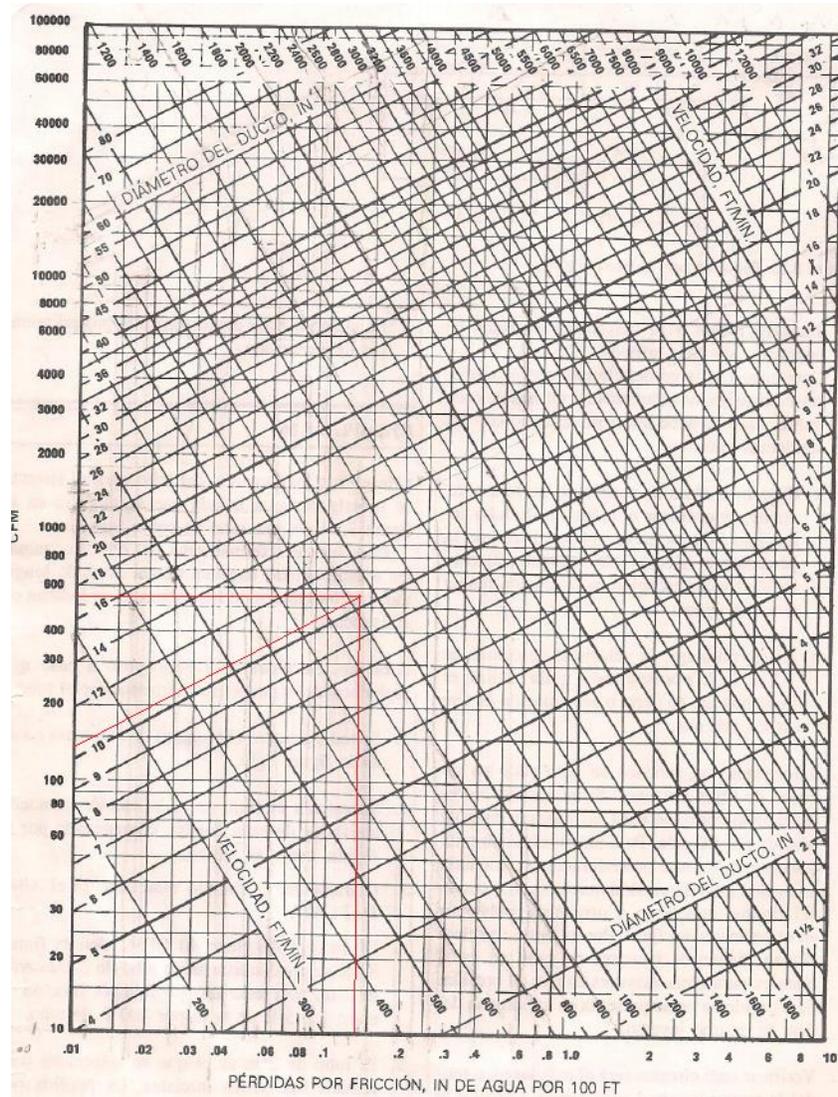


Figura 47. Pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos redondos de lámina galvanizada. [42]

La caída de presión leída es de: 0.14 in.c.a /100ft.

La longitud del ducto es: 1.35m (4.43 ft), entonces la caída de presión es de: 0.0062in.c.a (0.16 mm.c.a).

$$\Delta P_{ducto} = 0.16 \text{ mmca.}$$

B. Selección de la rejilla de mando para el ducto principal.

Se selecciona una rejilla correspondiente a un caudal de 550 CFM usando la figura 48 la cual se muestra a continuación.

REJILLAS DE IMPULSION					REJILLAS DE RETORNO			
Caudal aire m ³ /h	Dimensiones nominales	Δp m/m c.d.a.	Alcance m	dB (A)	Caudal aire m ³ /h	Dimensiones nominales	Δp m/m c.d.a.	dB (A)
200	200 X 100	1,5	4,8	18	200	250 X 100	2,2	27
250	250 X 100	1,5	5,6	20	250	300 X 100 200 X 150	2,2	31
300	300 X 100 200 X 150	1,4	6,4	21	300	350 X 100	2,2	31
350	350 X 100	1,3	6,8	23	350	400 X 100 250 X 150	2,2	31
400	400 X 100 250 X 150	1,3	7,2	25	400	450 X 100 300 X 150	2,2	32
450	450 X 100 300 X 150	1,2	7,6	25	500	600 X 100 400 X 150 300 X 200	1,7	32
500	500 X 100 350 X 150 250 X 200	1,1	7,6	24	600	700 X 100 450 X 150 350 X 200	2	32
550	500 X 100 350 X 150 250 X 200	1,3	8	27	700	500 X 150 400 X 200 300 X 250	2	35

Figura 48. Selección rápida de rejillas. [43]

Se selecciona una rejilla de mando o impulsión de 250mm x 150 mm 25 con una caída de presión de 1.3 mm de cda.

C.SELECCIÓN VENTILADOR CENTRÍFUGO.

Para la selección del ventilador tipo centrífugo se considera lo siguiente: la curva característica del fabricante y el punto de operación. Para ello se deben conocer las caídas de presión y el caudal en CFM. Ya que el equipo de refrigeración usado en el banco de prácticas es de 12000 BTU/HORA, se selecciona un ventilador que genere un caudal de aire de entre 350 a 450 CFM.

Para determinar el punto de trabajo del ventilador se tiene que determinar primero la caída de presión dentro del ducto debido a los dispositivos instalados dentro de este como también la caída de presión que proporciona el mismo. Los valores de las caídas de presión de los elementos que estarán dentro del ducto se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 7. Caídas de presión generadas por los elementos del sistema.

Elemento	Caída de presión (mm.c.d.a.)
Evaporador	3.00
Resistencia eléctrica	0.70
Ducto	0.16
Rejilla de impulsión	1.3
Total	4.16

Una vez obtenidos estos valores se traza una línea en la curva característica del ventilador y se determina el ventilador que satisface las condiciones de caudal y caída de presión establecidas.

Se tiene como resultado un ventilador que vence 420 CFM (dentro del rango) y una caída de presión de 4.16 mm.c.d.a. El ventilador así como sus características técnicas se muestran a continuación en la tabla 8.

Tabla 8. Características técnicas del ventilador seleccionado.

	Velocidad	1500 Rpm
	Potencia	1/3 Hp
	Voltaje de trabajo	208 V
	amperios	1.3
	Caudal de descarga libre	550 CFM
	Presión sonora	55 DB
	Peso	10Kg

D. Selección de resistencia térmica.

Para la selección de la resistencia eléctrica se toma en cuenta lo siguiente: la ganancia de calor que se requiere en el flujo de aire para cambiar la temperatura a un valor deseado (ΔT) y la potencia eléctrica requerida por las resistencias.

La ganancia de calor (Q) necesaria para elevar la temperatura de un flujo de aire está dada por la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T = \rho\dot{V}C_p\Delta T \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

Q : Calor necesario para calentar flujo de aire.

\dot{m} : Flujo másico.

\dot{V} : Flujo volumétrico

ρ : Densidad del aire a la temperatura de entrada.

C_p : Calor específico promedio del aire.

ΔT : Cambio o incremento de temperatura.

Ahora se procede a resolver la ecuación con los valores de diseño y las constantes involucradas como el calor específico y la densidad del aire las cuales se determinan usando la tabla A.15 del libro transferencia de calor y masa de Yunus A. Cengel 4ª edición (ver anexos). Estos valores se presentan a continuación.

$\Delta T = 5^\circ\text{C}$ Incremento esperado de temperatura en el ducto de aire.

$$\dot{V} = 550\text{CFM} = 0.2598\text{m}^3/\text{s}$$

$$\rho_{25^\circ\text{C}} = 1.184\text{Kg}/\text{m}^3$$

$$C_p = 1007\text{J}/\text{Kg}\cdot^\circ\text{C}$$

Sustituyendo se tiene que:

$$Q = 1.184\text{kg}/\text{m}^3 * 0.2598\text{m}^3/\text{s} * 1007\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C} * 5^\circ\text{C} = 1548\frac{\text{J}}{\text{s}}$$

$$\mathbf{Q = 1548\text{ Watts}}$$

Se determina que la potencia requerida por la resistencia eléctrica suponiendo una eficiencia de las resistencia de 95% es aproximadamente:

$$\mathbf{Potencia = 1630\text{ W}}$$

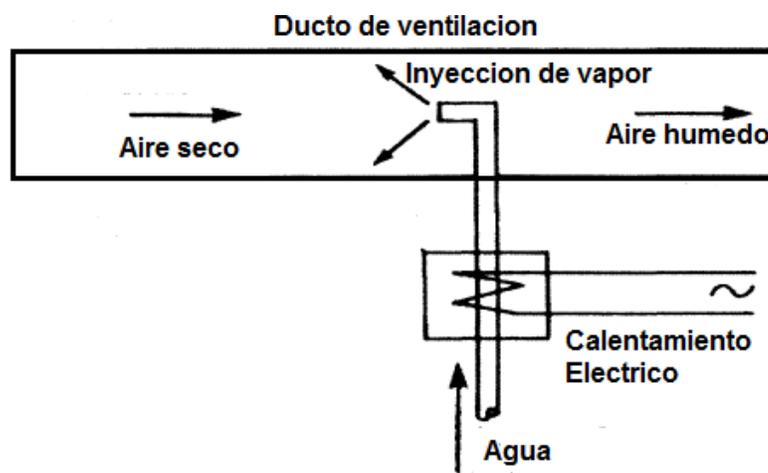
La resistencia seleccionada y sus características técnicas se resumen en la siguiente tabla (tabla 9):

Tabla 9. Características técnicas de la resistencia seleccionada.

	Modelo	Tubular (arreglo de 4 de 410 wattts)
	material	Alambre de cromo 20%-níquel 80%; recubierto de óxido de magnesio (resistohm 125).
	potencia	1640 Watts
	voltaje	110 V

E. Selección del humidificador.

El propósito de este es aumentar la cantidad de vapor de agua contenida en el flujo de aire (humedad). El mecanismo de humidificación a utilizar se muestra en la figura 49.

**Figura 49.** Proceso de humidificación.

Si se requiere seleccionar el humidificador por descarga de vapor se considera que por cada kilovatio de potencia eléctrica se producen 1.33 kg/h de vapor. Así que a la potencia que es calculada se multiplica por 1.33 para obtener la necesidad de vapor del equipo. [46]

$$P_h = \frac{\dot{g}}{1.33} \text{ (kW)} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Donde:

P_h : Potencia del humidificador requerida.

\dot{g} : Cantidad de vapor de agua que se quiere suministrar.

Se determina la potencia del humidificador en base a la cantidad de humedad que se va a suministrar en el ducto. Este dato se toma directamente de la carta psicométrica (ver anexos) la cual indica en condiciones extremas de saturación tanto para la temperatura de bulbo de bulbo húmedo y seco es 0.136 kg de agua por cada kg de aire seco.

Con estos datos y aplicando la ecuación 2.13 se obtiene que:

$$P_h = \frac{\dot{g}}{1.33} = \frac{0.136}{1.33} = 0.1022 \text{ kW}$$

$$\mathbf{P_h = 0.1022 kW}$$

El humidificador seleccionado se muestra en la tabla 10.

Tabla 10. Humidificador seleccionado.

	potencia	1/7 hp
	voltaje	110-120 V
	frecuencia	60 Hz

2.3.3. Sistema de Medición y Control.

En este bloque constructivo se contemplan los dispositivos necesarios para tomar mediciones como temperatura y presión, además la parte eléctrica y de control del equipo.

A. Medidores.

Como se mencionó antes las variables a medir en el equipo de prácticas son la presión y la temperatura, y a partir de estas determinar las otras propiedades tales como: humedad, entalpia, caudal de aire, etc.

Los dispositivos que se usaran para medir presión y temperatura son los siguientes:

A.1 Temperatura y humedad.

El dispositivo que se usara para medir la temperatura (figura 50) y la humedad del caudal de aire en los diferentes puntos de interés será un

instrumento el cual incorpora ambos medidores (temperatura y humedad relativa) y con la ayuda de la carta psicrométrica el estudiante pueda determinar las demás propiedades que son de interés en el aire acondicionado.



Figura 50. Termómetro bimetálico.

A.2. Presión.

El instrumento de medición que será utilizado para medir la presión total (dinámica + estática) dentro del ducto acondicionador será un tubo de Pitot (ver figura 2.16) el cual será introducido dentro del ducto, y a la vez conectado a un manómetro colocado fuera del ducto con el fin de facilitar la medida.

2.4. TABLERO DE CONTROL.

Las operaciones tales como el encendido y apagado del sistema, la regulación de velocidad del ventilador centrifugo, el encendido de las resistencias y la humidificación se harán desde un tablero de control, el cual contara con un interruptor para cada uno de los componentes eléctricos del equipo para prácticas de aire acondicionado (ver figura 51).

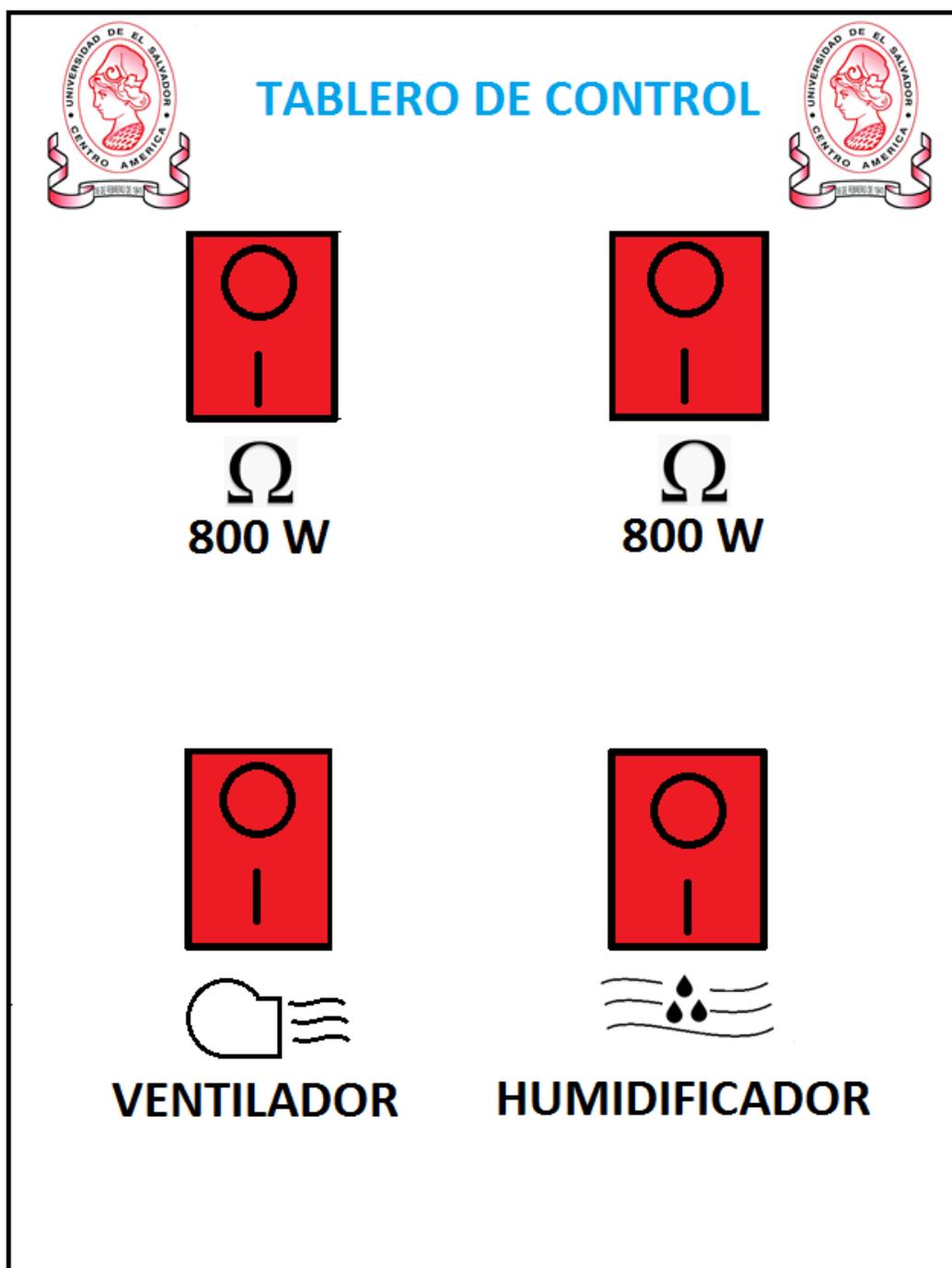


Figura 51. Tablero de control.

3. INSTALACION Y PRUEBAS DEL SISTEMA.

3.1. INTRODUCCIÓN.

Como se mencionó en el capítulo 2 el sistema principal está constituido por 3 bloques constructivos, en este capítulo se describe el procedimiento para el montaje de cada uno de esos bloques y la realización de pruebas del sistema.

El procedimiento a seguir para el montaje del equipo es:

- ❖ Planificación de la instalación y ubicación de los componentes,
- ❖ Interconexión frigorífica,
- ❖ Interconexión eléctrica,
- ❖ Vacío y comprobación de fugas,
- ❖ Carga de refrigerante y ajustes,
- ❖ Pruebas de funcionamiento del sistema.

3.2. PLANIFICACIÓN DE LA INSTALACIÓN DE LOS COMPONENTES.

La distribución de los equipos se puede apreciar en los planos (ver anexos). Se tomaron en cuenta las siguientes recomendaciones para cada uno de los equipos y elementos:

3.2.1. Circuito Frigorífico.

Las consideraciones y precauciones tomadas para la instalación de los componentes del ciclo frigorífico del equipo y el correcto funcionamiento de los mismos son las siguientes.

A. Compresor.

1. Primeramente se verificó que el Laboratorio de Termodinámica cuente con suministro de 220V, voltaje al cual el equipo funcionará.
2. La estructura donde fue ubicado el compresor está a una altura de 90 cm, siendo esta una estructura equilibrada de perfil pesado (cuadrado calibre #14) para evitar vibraciones excesivas y accidentales caídas, dejando los espacios mínimos (más de 5cm en todas las direcciones), se sujetó a la estructura por medio de pernos para garantizar que sea desmontable a la hora de su respectivo mantenimiento como se muestra en la figura 52.

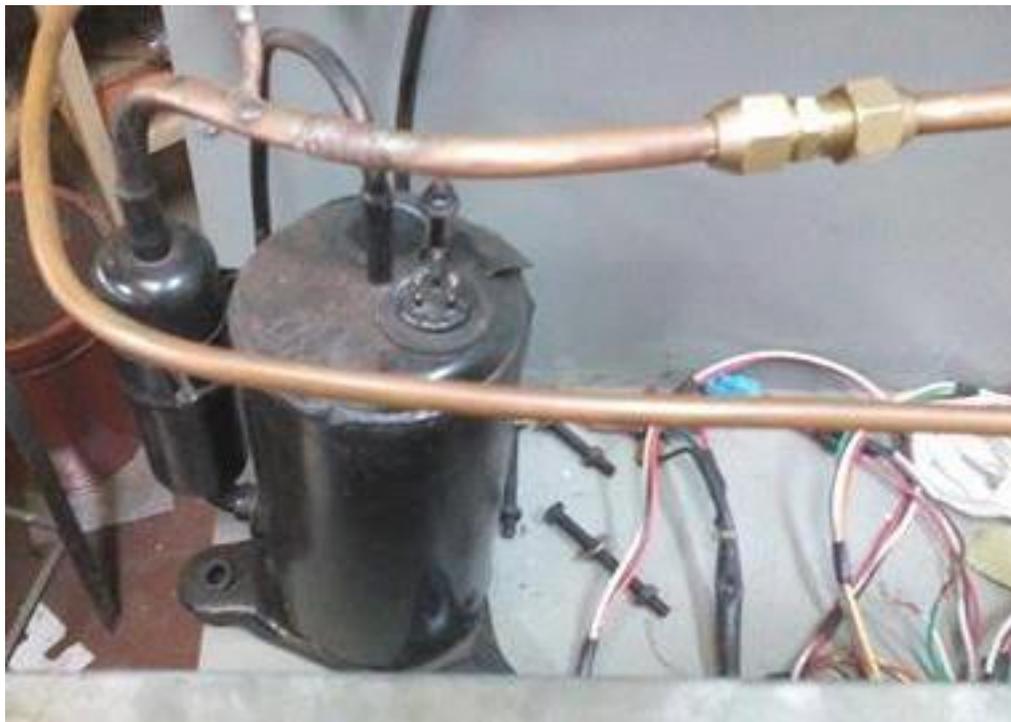


Figura 52. Compresor instalado.

3. Está instalado alejado de fuentes de calor.

B. Condensador.

Las consideraciones y precauciones tomadas para la instalación de este equipo y el correcto funcionamiento del mismo son las siguientes:

1. El condensador se ubicó a una altura de 1.5 m del piso, dejando los espacios mínimos (más de 10cm en todas las direcciones) recomendados para una buena circulación de aire;
2. Se construyó un soporte de perfil pesado lo suficientemente resistente para evitar las vibraciones ocasionadas por el ventilador el cual se sujetó a la estructura por medio de pernos como se muestra en la figura 53;



Figura 53. Ventilador del condensador.

3. Se instaló un filtro protector frente del condensador para evitar que alguna persona dañe el aleteado de este (ver figura 54).



Figura 54. Filtro protector del condensador.

C. Elemento de expansión.

Se usa un tubo capilar hecho de tubo de cobre de 1/8" como se muestra en la figura 3.4.



Figura 55. Capilar instalado.

D. Filtro deshidratador y visor de humedad.

El filtro secador se coloca normalmente en la línea de líquido, donde su función principal consiste en proteger el elemento de expansión (tubo capilar). El flujo o caudal debe ir en el sentido de la flecha que aparece en su etiqueta como se muestra en la figura 3.5. Se debe considerar si la tubería soportará el peso del filtro secador y tolerará la vibración. Si no es así, el filtro secador deberá instalarse mediante una abrazadera u otro método similar, y asegurarse a una parte rígida del sistema. Se debe instalar un visor después del filtro secador el mismo que indicará el cambio del filtro.



Figura 56. Filtro + visor + abrazadera.

E. Válvulas de servicio.

Se instalan dos válvulas de servicio de 1/4 de pulgada en la tubería que conecta el evaporador con el compresor (lado de baja presión) para las operaciones de vacío y carga de refrigerante así como también la medición de presión y temperatura.

Además se coloca otra válvula de servicio en el tramo de tubería que une al compresor con el condensador (lado de alta presión) con el propósito de medir presión.



Figura 57. Válvula de servicio instalada en el lado de baja presión.

F. Juego de manómetros.

Los manómetros de alta (color rojo) y de baja (color azul) se conectaron en la válvulas de servicio respectivas en una posición en la cual al usuario no se le obstaculice la toma de lecturas (figura 58).



Figura 58. Manómetros instalados.

3.3. INTERCONEXIÓN FRIGORÍFICA.

En este sistema se usa tubería de diámetro para la succión de 1/2" y para la descarga de 5/16". Los métodos usados para cada una de las operaciones realizadas con esta tubería se describen a continuación.

3.3.1. Unión de Tuberías Abocardadas.

Las conexiones abocardadas o abocinadas se utilizan en las conexiones entre tubería de cobre blando y componentes de latón como se muestra en la figura 59.

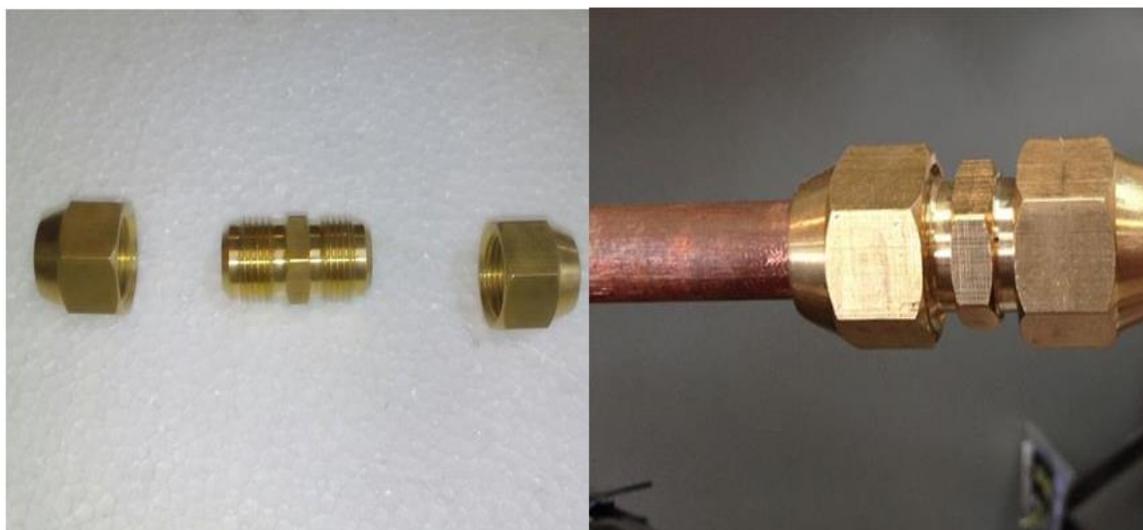


Figura 59. Unión abocardada.

El procedimiento adecuado para abocardar la tubería de cobre es el siguiente:

1. Cortar el trozo de tubo necesario que nos asegure poder realizar la unión a la distancia prevista a través de un cortador de tubos figura 60, y a ser posible no utilizar una sierra de metales.



Figura 60. Cortadora de tubos de cobre.

2. Eliminar las irregularidades interiores y exteriores con un escariador, evitando la entrada de viruta en el interior del mismo (figura 61).



Figura 61. Forma correcta de utilizar escariador.

3. Introducir la tuerca de conexión a la tubería antes de proceder al abocardado (figura 62).



Figura 62. Sujeción de tubería antes de abocardar.

4. Sujetar la tubería con la pinza del abocardador hasta que el tubo sobresalga unos milímetros de la herramienta como se muestra en la figura 63.



Figura 63. Ejemplo de cuánto debe salir tubo antes de abocardar.

5. Coloque el cono sobre el tubo y apriete el tornillo hasta que se forme el abocinado como se muestra en la figura 64.



Figura 64. Forma correcta de cómo se abocinar.

Sea cual sea el diámetro de la tubería, siempre nos debemos asegurar antes de finalizar operación, que la bocina efectuada cubra perfectamente las paredes interiores de la tuerca de unión y que no existen rugosidades ni defectos en el abocardado.

3.3.2. Unión de Tuberías Fijas con Soldadura.

La soldadura consiste en unir sólidamente dos piezas metálicas o dos partes de una misma pieza, elevando la temperatura de las superficies a soldar y poniéndolas en contacto íntimo, con aportación de una sustancia semejante o no a los materiales a soldar como se muestra en la figura 65.

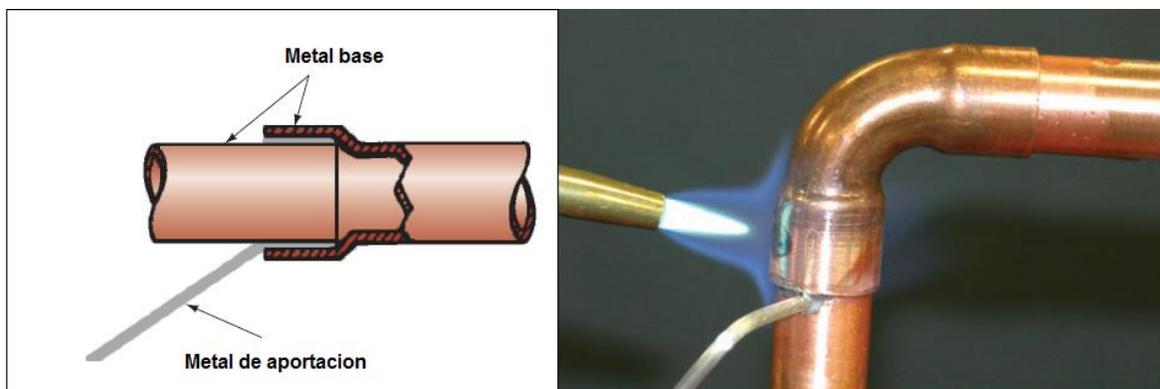


Figura 65. Unión de tubo mediante soldadura.

Para aplicaciones de refrigeración se utiliza la soldadura fuerte. Esta se realiza con aleación de cobre y sus aleaciones con estaño, níquel, plata, cinc ó fosforo. La aleación se calienta hasta su temperatura de fusión a la cual fluye y se aparece por acción de capilaridad entre las superficies metálicas calientes que se van a unir.

A. Corte, limpieza y ajuste correctos entre uniones.

B.

1. El corte de los tubos se debe realizar como se ha indicado anteriormente, con un cortatubos adecuado (ver figura 66) según su diámetro y no es aconsejable cortarlos con sierra debido a los residuos de limaduras.

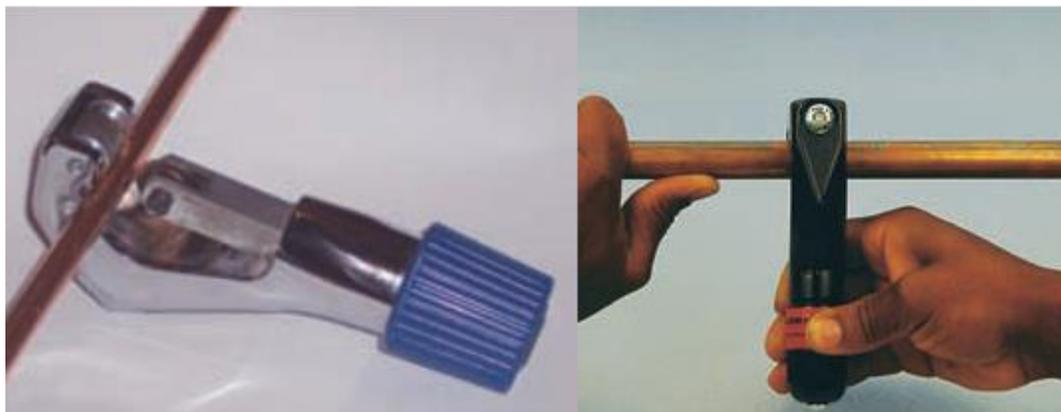


Figura 66. Corte tubos.

Las superficies exterior e interior de los tubos en contacto, deben estar perfectamente limpias, desengrasadas y sin oxido inmediatamente antes de soldar, ya que si se deja pasar un tiempo se corre el riesgo que se vuelvan a oxidar. (Ver Figura 67).



Figura 67. Limpieza y aplicación de fundente sobre el tubo a soldar.

2. Al efectuar el ajuste de los tubos debe cuidarse que el extremo del tubo "macho", debe limpiarse en longitud algo mayor que la que se introduce en el tubo "hembra". (Ver Figura 68).

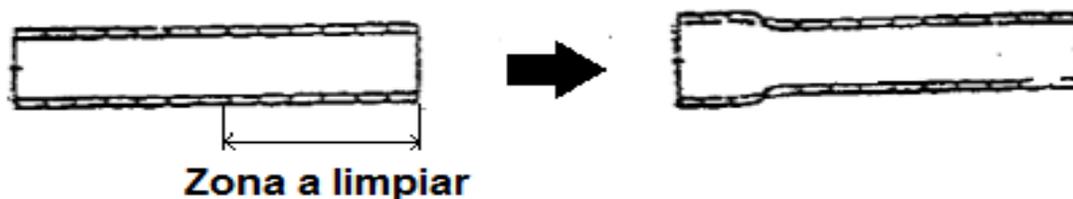


Figura 68. Limpieza del extremo de tubo "macho".

3. La tolerancia habitual entre tubos o accesorios es de 0.04mm. Si el ajuste es más hermético, el material fundente no fluye por capilaridad. Si el ajuste es muy holgado, el flujo no será capilar y se formaran burbujas con el peligro de taponar el paso de material fundente (figura 69).

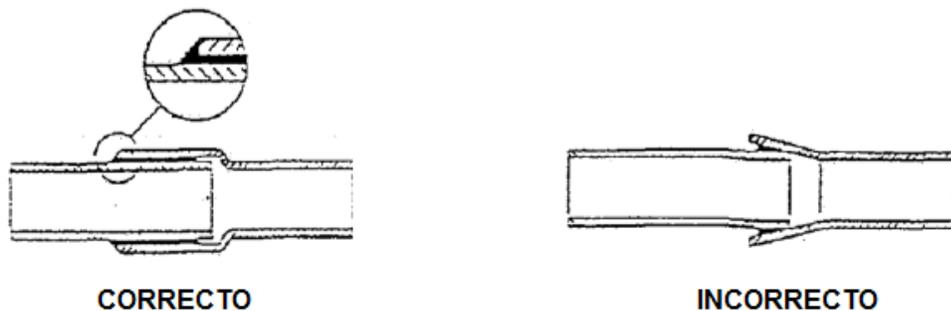


Figura 69. Ajuste correcto e incorrecto en uniones de tubería fijas con soldadura.

B. Aplicación de la soldadura.

En la figura 70 se muestra el proceso para calentar y soldar una unión de tubo de cobre en posición vertical y en la figura 71 unión de tubo horizontal.

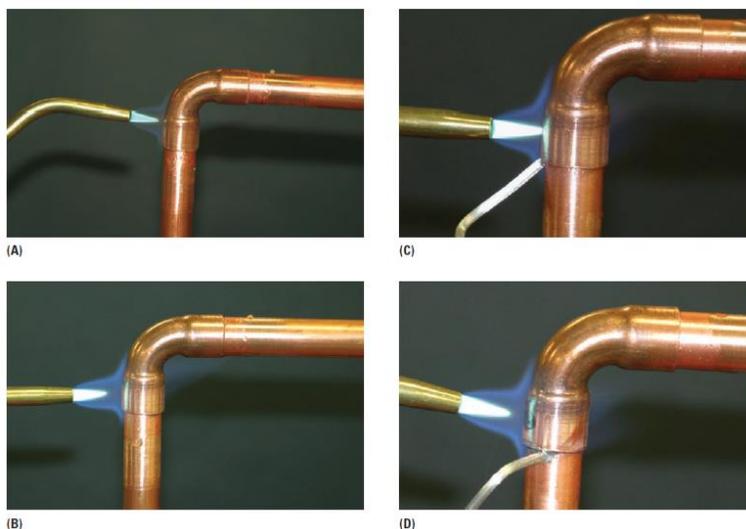


Figura 70. Unión en posición vertical. **(A)** calentar la tubería. **(B)** mantener la llama en movimiento. **(C)** toque de la junta con el material de aporte hasta que se funda al contacto y no con la llama. **(D)** cuando junta está suficientemente caliente el material se funde y penetra en la unión.

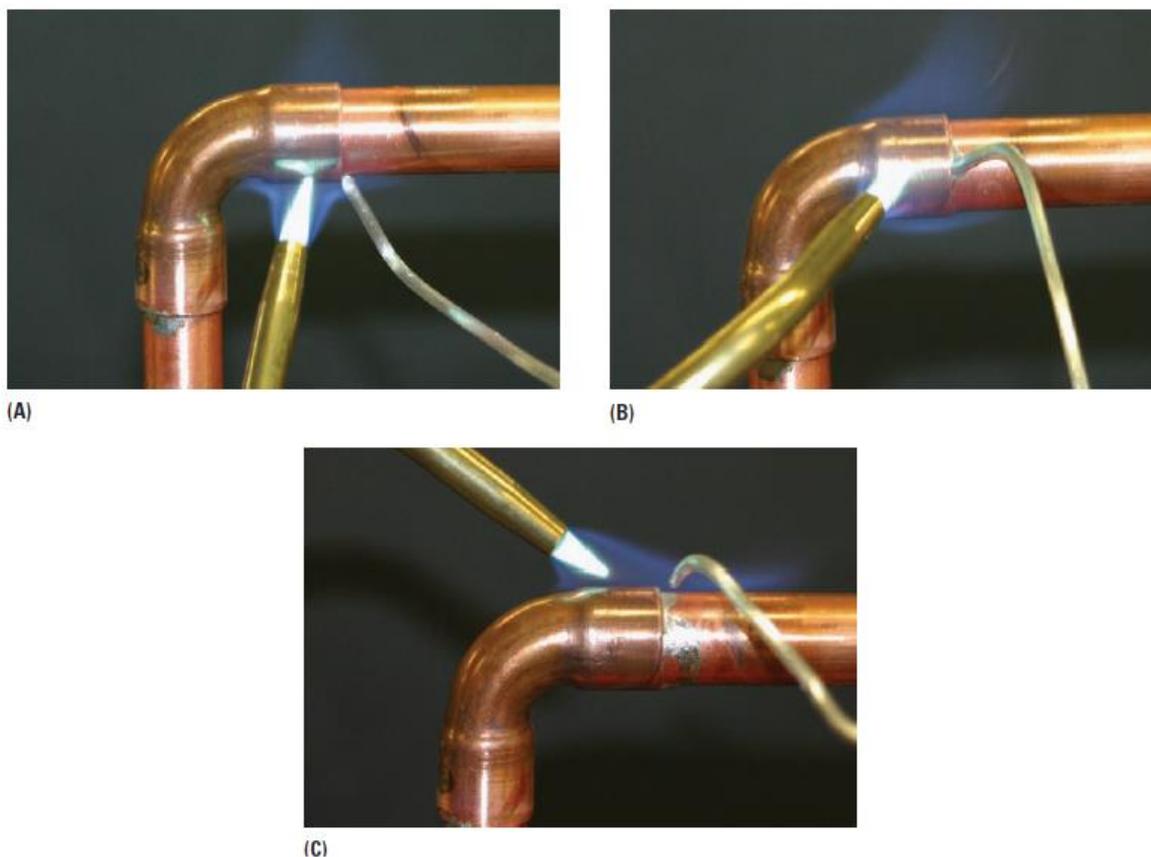


Figura 71. Unión horizontal. **(A)** Aplique el material de aporte en la parte inferior de la unión. **(B)** Luego a los lados. **(C)** Por último en la parte superior.

3.4. INTERCONEXIÓN ELÉCTRICA.

La instalación eléctrica se divide en dos circuitos que son, uno el que energiza el circuito frigorífico es decir el compresor y el motor del ventilador del condensador (figura 72). Y otro que se ocupa los demás componentes del equipo para prácticas de aire acondicionado tales como las resistencias, el humidificador y el ventilador centrífugo (figura 73). Ambos circuitos se detallan a continuación.

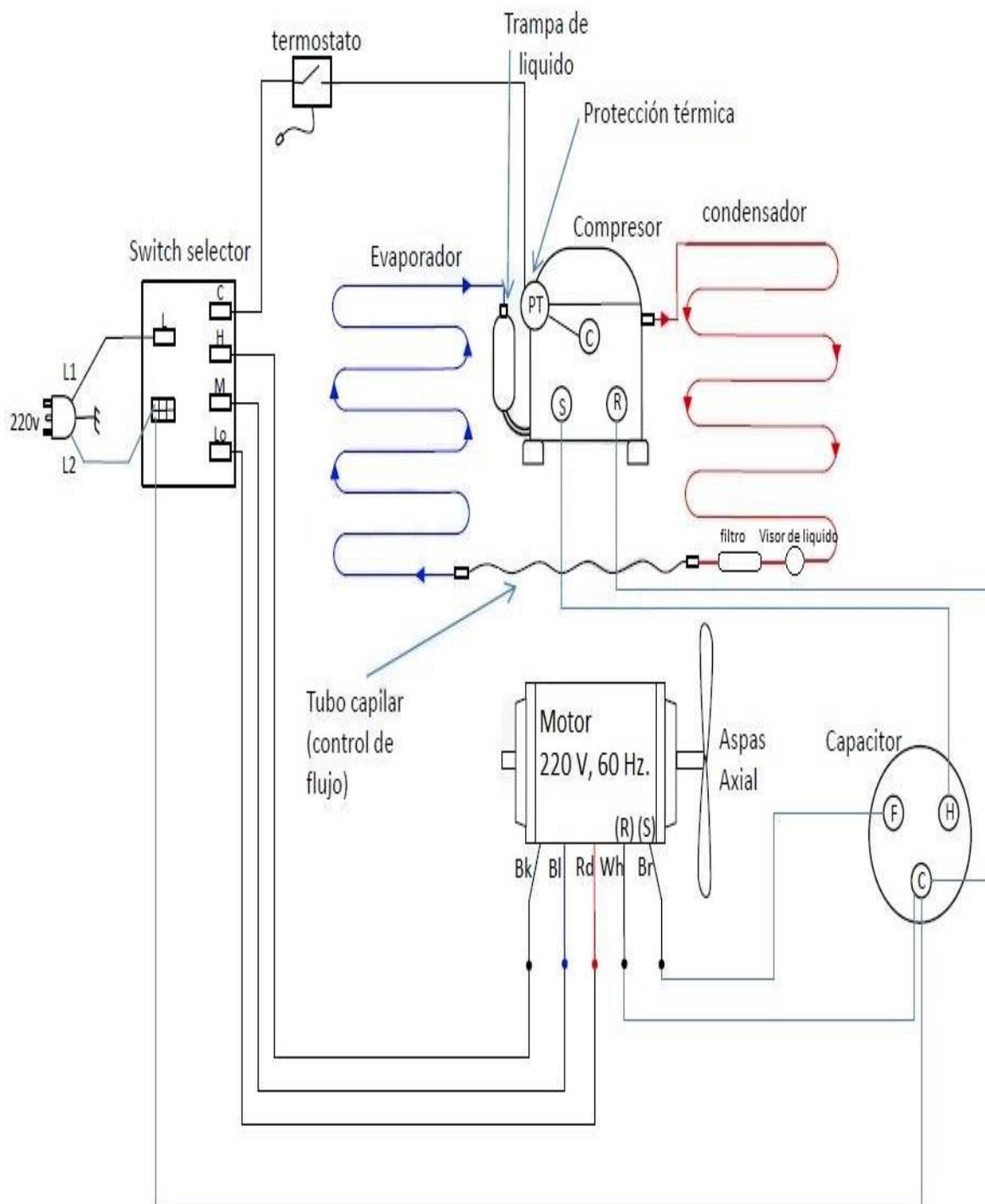


Figura 72. Conexión eléctrica del sistema frigorífico.

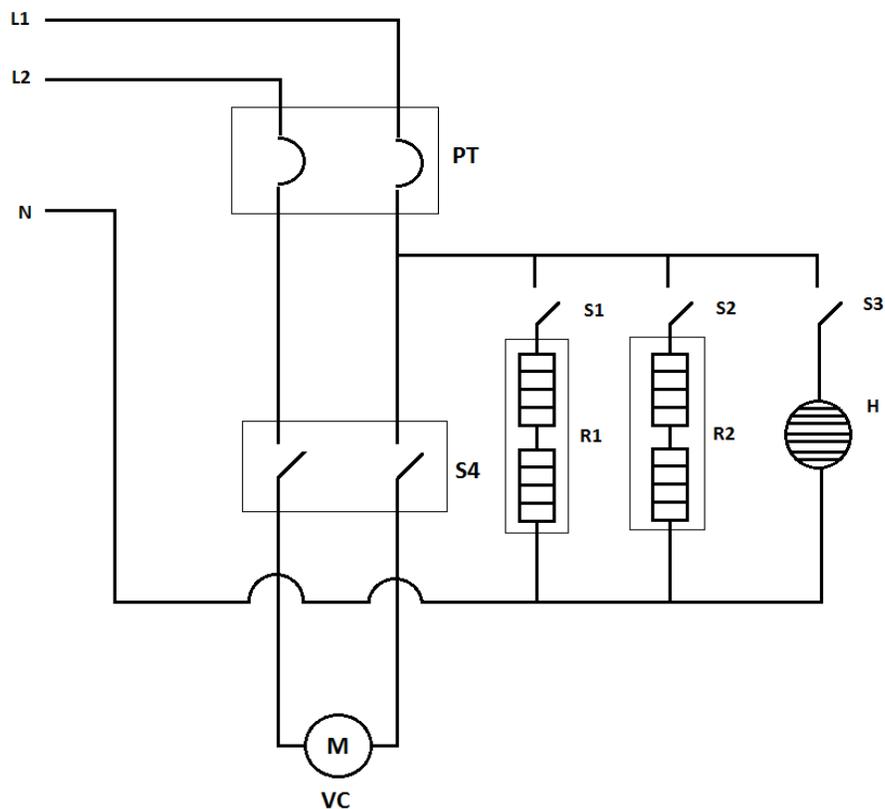


Figura 73. Conexión eléctrica del sistema de calefacción y humidificación.

El significado de cada símbolo del circuito se muestra a continuación en la tabla 11.

Tabla 11. Descripción de los componentes del circuito eléctrico.

Símbolo	Descripción
L1 y L2	Línea de alimentación 110 V, 60 Hz.
N	Línea neutra
S1, S2 Y S3	Interruptores sencillos de un polo 110 V.
S4	Interruptor de 2 polos 220v.
PT	Protección térmica de 40 amperios, 2 polos.
R1 y R2	Par de resistencias de 400 watts cada una.
H	Humidificador
VC	Motor de ventilador centrifugo de 1/3 de hp, 220V.

3.5. CHEQUEO DE FUGAS, VACIO Y CARGA DE REFRIGERANTE.

El mantener la ausencia de humedad en el interior del circuito es de suma importancia, ya que la propiedad higroscópica del aceite del compresor hace que con la entrada de humedad se formen hidratos que posiblemente tapan el capilar de la instalación, por lo que la bomba de vacío va a ser un elemento de vital importancia a la hora de trabajar con R-22.

3.5.1. Equipo a Utilizar.

El equipo adecuado y recomendado para estos tres procesos se menciona a continuación:

1. Múltiple de manómetros.

La selección del múltiple de manómetros se realiza en función principalmente del tipo de refrigerante a utilizar, en este caso es R22. Este consta de dos manómetros uno para alta y otro de baja para el control de presión y temperatura durante la carga del refrigerante (ver figura 74).



Figura 74. Múltiple de manómetros.

2. Bomba de vacío (figura 75).



Figura 75. Bomba de vacío a utilizar.

3. Mangueras (figura 76).



Figura 76. Mangueras a utilizar.

4. Adaptador de boquilla para cargar refrigerante (figura 77).



Figura 77. Adaptador de boquilla.

3.5.2. Procedimiento.

1. Aumentar presión y buscar fugas.

Conectar la manguera amarilla a la boquilla de descarga de la bomba de vacío y a la boquilla central del múltiple de manómetro manteniendo cerradas las llaves de las válvulas de este.

Conectar la manguera roja a la boquilla de presión alta del múltiple de manómetro y a la válvula de servicio ubicada entre el condensador y la admisión del compresor (lado de baja presión) como se muestra en la figura 78.

Abrir la llave roja del lado de alta presión de múltiple de manómetro y encender la bomba de vacío. Cuando alcanzamos 250psi, se cierra la llave roja y apagamos la bomba de vacío. Se procede a buscar fugas con agua jabonosa.

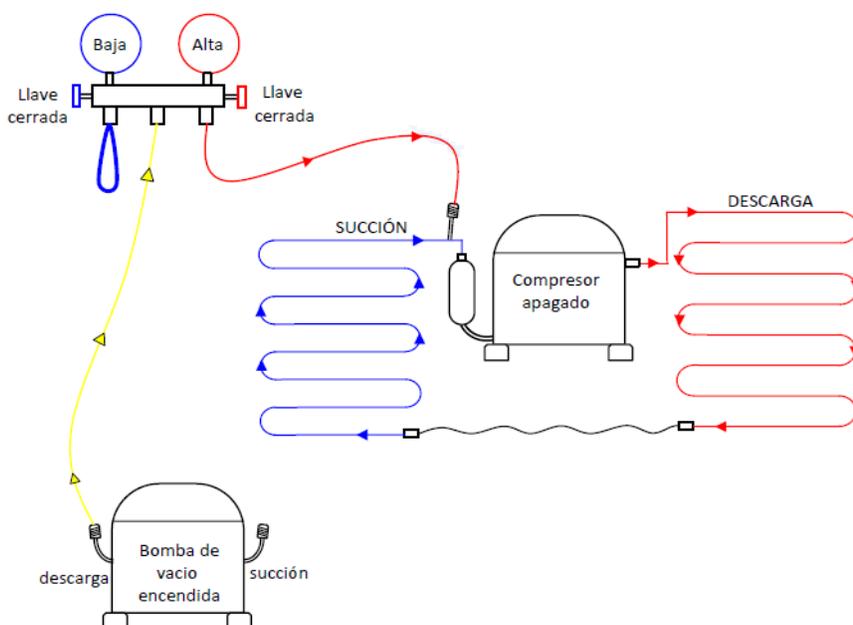


Figura 78. Comprobación de fugas.

2. Vacío.

Conectar la manguera amarilla a la boquilla de succión de la bomba de vacío y a la boquilla central del múltiple de manómetro manteniendo cerradas las llaves de las válvulas de este.

Conectar la manguera azul a la boquilla de presión baja del múltiple de manómetro y a la válvula de servicio ubicada entre el condensador y la succión del compresor (lado de baja presión).

Abrimos la llave azul del múltiple de manómetro y encendemos la bomba de vacío hasta alcanzar una presión de 30 inHg (figura 79); se cierra la llave azul y se apaga la bomba de vacío.

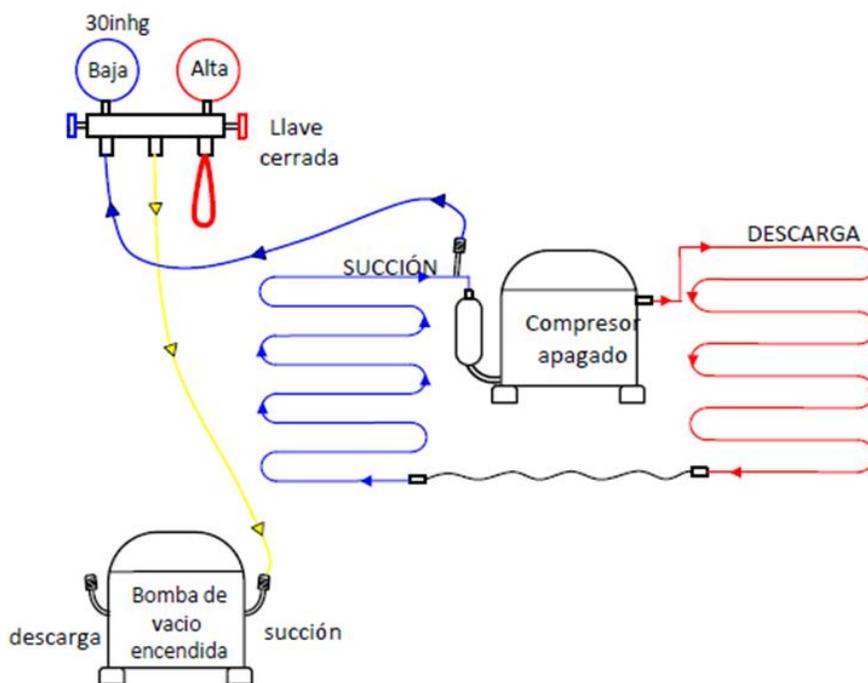


Figura 79. Procedimiento para realizar vacío.

3. Carga de refrigerante.

Conectar la manguera azul a la boquilla de presión baja del múltiple de manómetro y a la válvula de servicio ubicada entre el condensador y la succión del compresor (lado de baja presión) manteniendo las llaves del múltiple cerradas.

Conectar el adaptador de boquilla al cilindro de refrigerante y luego conectar la manguera amarilla al cilindro.

Antes de inyectar el refrigerante debemos purgar el aire de la manguera, esto se hace abriendo la llave del cilindro y dejamos escapar un poco de refrigerante por donde se acopla la manguera amarilla al manómetro y se cierra rápidamente. Después podemos abrir la llave azul dejando entrar todo el refrigerante y se nivelan las presiones del cilindro y la unidad como se muestra en la figura 80. Se cierra la llave azul.

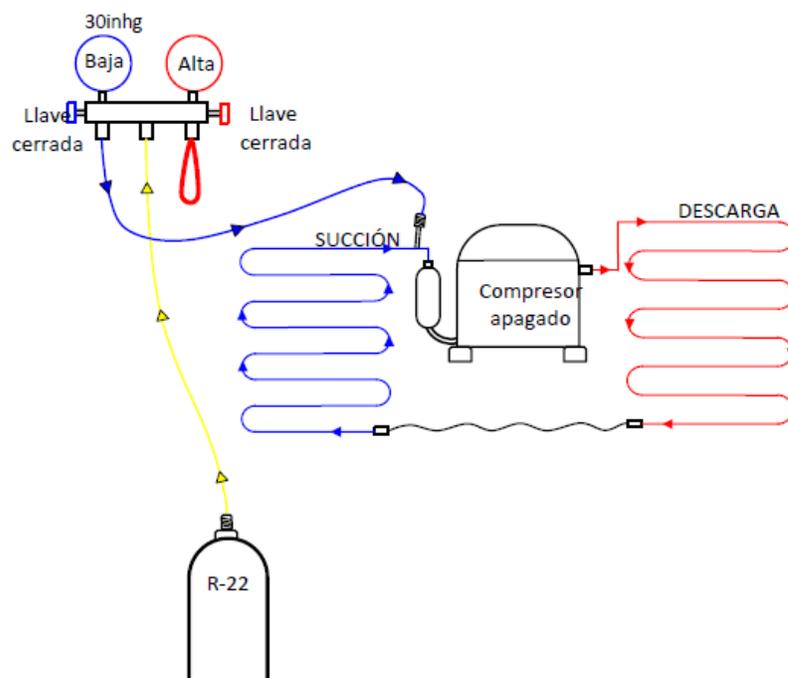


Figura 80. Procedimiento para cargar refrigerante.

3.6. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.

Luego de haber instalado el sistema y puesto a punto para su funcionamiento, procederemos a realizar las siguientes pruebas: Funcionamiento del sistema y Ciclo de refrigeración. Para realizar las pruebas de funcionamiento del banco de refrigeración, se utilizó los siguientes instrumentos: termohigrómetro, anemómetro y multímetro (ver Figura 81).



Figura 81. Instrumentos de medición utilizados.

3.6.1. Funcionamiento del Sistema en Ciclo Frío.

- ❖ **Lugar:** Universidad de el salvador, san salvador, el salvador.
- ❖ **Fecha de la prueba:** 21 de Junio del 2017
- ❖ **Hora de inicio de prueba:** 2:00 pm
- ❖ **Temperatura del ambiente:** 25.4 °C.
- ❖ **Humedad del ambiente:** 70%.

En la Figura 82, se indica el comportamiento de temperatura y humedad en función del tiempo del funcionamiento del equipo en ciclo frío; necesitando de un tiempo de 10 minutos aprox., para obtener una temperatura de 22.0°C y una humedad relativa de 68% a la salida de la rejilla de mando. Los datos de la prueba se pueden observar en la Tabla 12.

Tabla 12 Resultados del ciclo frío.

Tiempo (min)	Temperatura °C	Humedad relativa (%)
0	25.4	70
1	25.4	70
2	25.0	70
3	24.6	70
4	23.9	69
5	23.4	69
6	22.9	69
7	22.4	69
8	22.1	69
9	22.0	68
10	22.0	68

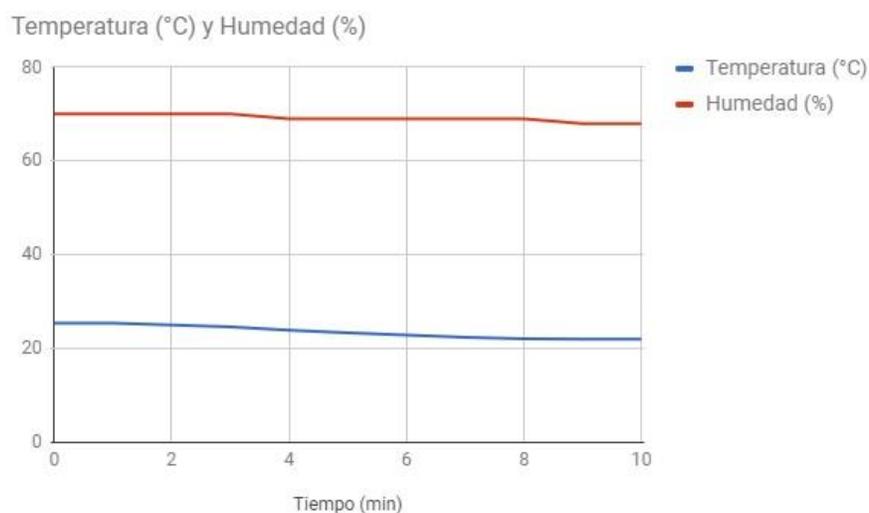


Figura 82. Gráfico de resultados del ciclo frío.

3.6.2. Trazado del ciclo frigorífico para el ciclo frío.

- ❖ **Lugar:** Universidad de el salvador, san salvador, el salvador;
- ❖ **Fecha de la prueba:** 21 de Junio del 2017;
- ❖ **Hora de inicio de prueba:** 3:00 pm;
- ❖ **Temperatura del ambiente:** 25.2 °C;
- ❖ **Humedad del ambiente:** 70%.

Para dibujar el ciclo de refrigeración del sistema de aire acondicionado en el diagrama presión – entalpía, se tomaron los siguientes datos de temperatura y presión, en los siguientes puntos (ver Tabla 13 y figura 83):

Tabla 13. Datos obtenidos en las pruebas del ciclo de frío.

punto	Ubicación	Símbolo	Temperatura °C	Presión man. (psi)	Presión absoluta psia
1a	A la Salida del evaporador	T1a	6.2		
1	Admisión del compresor	T1	10.6	61	75.7
2	Salida del compresor	T2	68.9	210	214.7
3a	Salida del condensador	T3a (temperatura de condensación)	40.0		
3	Entrada tubo capilar	T3	36.0		
4	Entrada al evaporador.	T4 (temperatura de evaporación)	4.7		

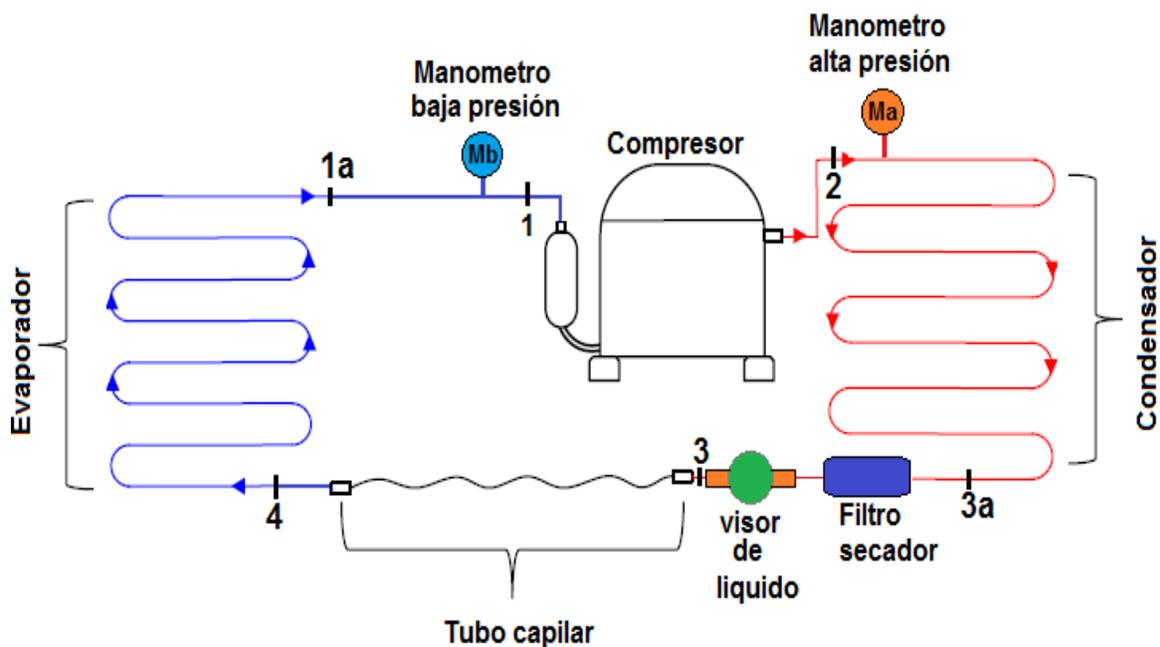


Figura 83. Esquema del circuito frigorífico de aire acondicionado, condiciones de prueba.

Se tiene entonces que:

Recalentamiento en el evaporador:

$$REC_{evap.} = T_{1a} - T_4$$

$$REC_{evap.} = 6.2^{\circ}C - 4.7^{\circ}C = 1.5^{\circ}C$$

$$REC_{evap.} = 1.5^{\circ}C$$

Recalentamiento en la tubería de baja:

$$REC_{evap.} = T_1 - T_{1a}$$

$$REC_{T.baja} = 10.6^{\circ}C - 6.2^{\circ}C = 4.4^{\circ}C$$

$$REC_{evap.} = 4.4^{\circ}\text{C}$$

Subenfriamiento en la tubería de alta:

$$SUB_{T.alta} = T_3 - T_{3a}$$

$$SUB_{T.alta} = 36^{\circ}\text{C} - 40^{\circ}\text{C} = -4^{\circ}\text{C}$$

$$SUB_{T.alta} = 4^{\circ}\text{C}$$

Usando el programa TERMOGRAFH 5.7 (figura 84) con los siguientes datos se obtienen las demás propiedades:

$$P_{evap.} = 75.7 \text{ psi} = 522 \text{ kpa}$$

$$P_{cond.} = 214.7 \text{ psi} = 1480 \text{ kpa}$$

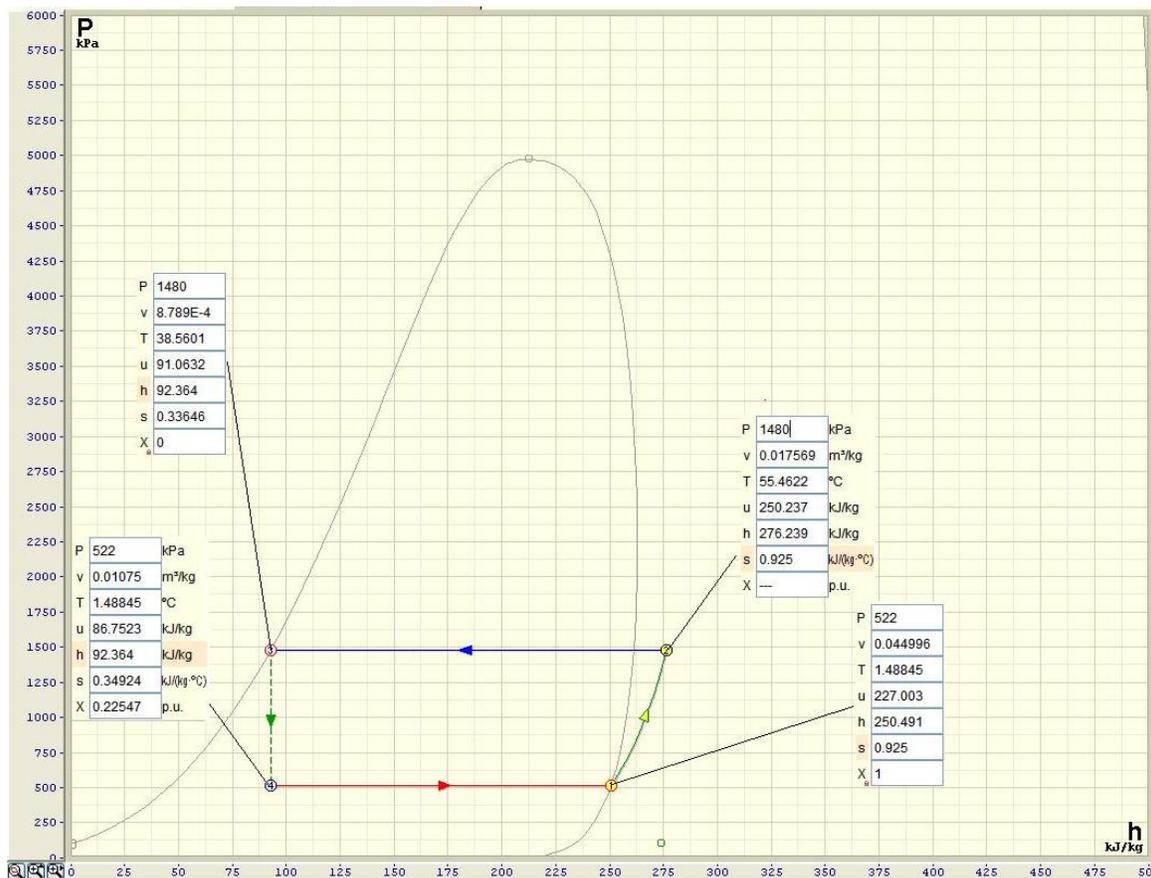


Figura 84. Diagrama P-h para R-22 usando TERMOGRAFH.

Con estos datos se procede a determinar los parámetros del ciclo:

Usando la ecuación 1.2 se calcula el trabajo de compresión

$$W_c = h_2 - h_1$$

$$W_c = 276.239 - 250.491 = 25.748 \text{ kJ/kg}$$

$$W_c = 25.748 \text{ kJ/kg}$$

Con la ecuación 1.3 se calcula el calor cedido por el condensador

$$q_{cond} = h_2 - h_3$$

$$q_{cond} = 276.239 - 92.364 = 183.875 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{cond} = 183.875 \text{ kJ/kg}$$

Con la ecuación 1.4 se calcula el efecto refrigerante

$$ER = h_1 - h_4$$

$$ER = 250.491 - 92.364 = 158.127 \text{ kJ/kg}$$

$$ER = 158.127 \text{ kJ/kg}$$

Con la ecuación 1.1 se determina el coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot

$$COP_{RC} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} > 1$$

$$COP_{RC} = \frac{274.63^\circ K}{311.71^\circ K - 274.63^\circ K} = 7.40$$

$$COP_{RC} = 7.40$$

Con la ecuación 1.6 se obtiene el coeficiente de funcionamiento del equipo.

$$COP_R = \frac{ER}{w_c}$$

$$COP_R = \frac{158.127 \text{ kJ/kg}}{25.748 \text{ kJ/kg}} = 6.14$$

$$COP_R = 6.14$$

Con la ecuación 1.8 se obtiene la eficiencia del ciclo.

$$\eta_R = \frac{COP_R}{COP_{RC}}$$

$$\eta_R = \frac{6.14}{7.40} = 0.8297$$

$$\eta_R = 0.8297$$

$$\eta_R \cong 83\%$$

3.6.3. Proceso psicométrico de enfriamiento.

- ❖ **Lugar:** Universidad de el salvador, san salvador, el salvador.
- ❖ **Fecha de la prueba:** 22 de Junio del 2017.
- ❖ **Hora de inicio de prueba:** 10:00 am
- ❖ **Temperatura del ambiente:** 25.4 °C.
- ❖ **Humedad del ambiente:** 70%.
- ❖ **Densidad del aire a la temperatura ambiente:** 1.184 kg/m³

Para analizar el proceso psicométrico del tratamiento de aire, para enfriamiento, producido en el equipo de prácticas para aire acondicionado, se

tomaron los siguientes datos de temperatura y humedad, en los siguientes puntos (figura 85 y Tabla 14):

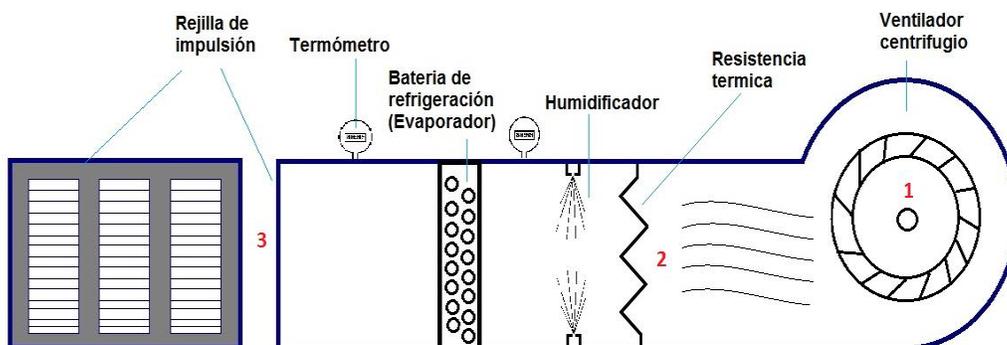


Figura 85. Ubicación de los puntos de medida para enfriamiento.

Tabla 14. Datos obtenidos en los puntos de medición enfriamiento.

Punto	Ubicación	Temp. (°C)	Humedad relativa (%)
1	Aire exterior	25.4	70
2	Aire en proceso	-	-
3	Aire de entrega	19.8	68

Usando el software HDPsychart, procedemos a graficar sobre la carta Psicrométrica el proceso de enfriamiento (figura 86 y figura 87). Para condiciones de la ciudad de san salvador (800 m.s.n.m), en donde se encuentra instalado el equipo.

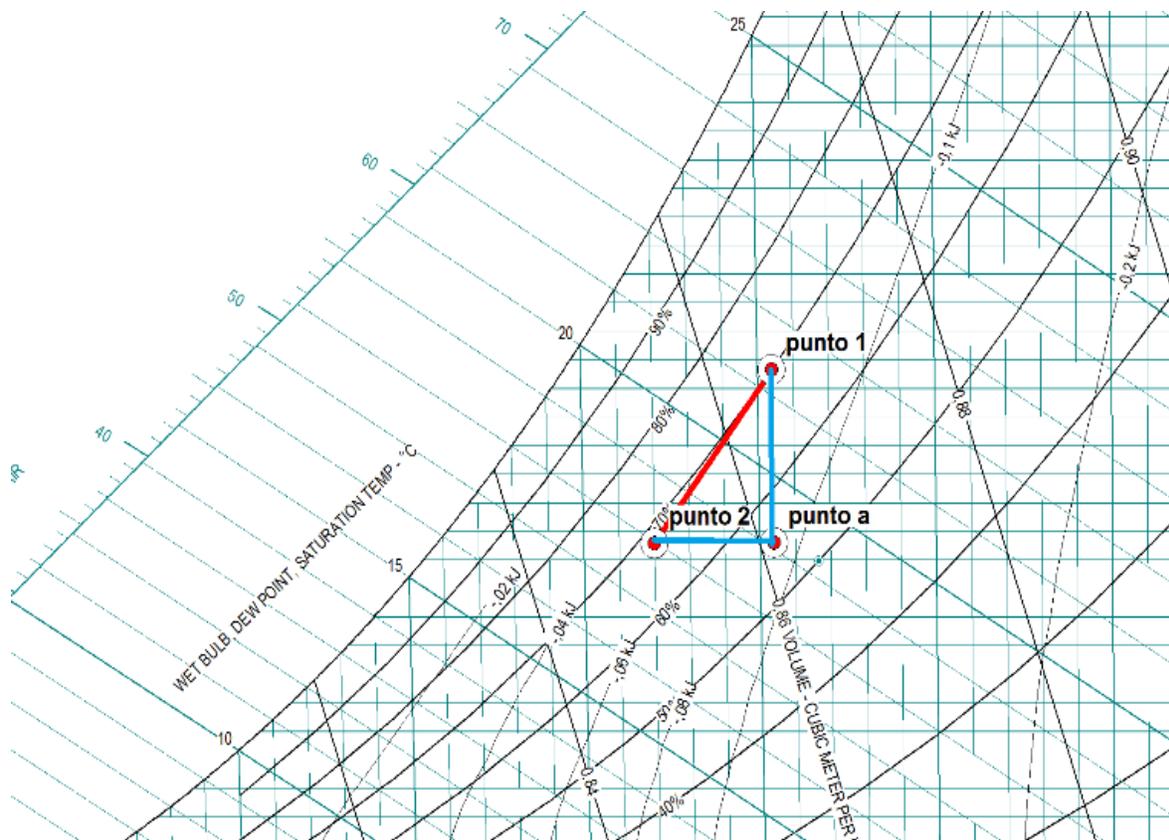


Figura 86. Ploteo de proceso de enfriamiento en software HDPsychart.

Punto 1		Punto 2		Punto a	
Current Point		Current Point		Current Point	
DB	25,400	DB	22,000	DB	25,400
RH	70,00000	RH	68,00000	W	11,29000
Air Flow	472	Air Flow	472	Air Flow	472
DB	25,400	DB	22,000	DB	25,400
WB	21,323	WB	17,974	WB	19,090
RH	70,00	RH	68,00	RH	55,43
W	14,33	W	11,29	W	11,29
v	0,865	v	0,851	v	0,861
h	61,954	h	50,718	h	54,217
DP	19,533	DP	15,828	DP	15,833
d	1,1728	d	1,1884	d	1,1749
vp	17,0417	vp	13,4900	vp	13,4948
AW	16,564	AW	13,262	AW	13,116

Figura 87. Propiedades del proceso de enfriamiento.

Siendo:

DB: Temperatura de bulbo seco en °C.

WB: Temperatura de bulbo húmedo °C.

RH: Humedad relativa en %.

W: Humedad absoluta en gr de humedad/kg de aire seco.

V: Volumen específico en m^3/kg .

H: Entalpia en kJ/kg .

DP: Punto de rocío °C.

D: Densidad en kg/m^3 .

VP: Presión de vapor en mm HG.

AW: Humedad especifica en gr de humedad / metro cubico de aire seco.

A. Análisis psicrométrico del proceso de enfriamiento y deshumidificación.

Cuando se enfría el aire por debajo de su temperatura del punto de rocío, el vapor de agua se condensa. Este fenómeno ocurre en los evaporadores cuando la temperatura del refrigerante está por debajo de la temperatura del punto de rocío del aire, igual ocurre en los ductos de aire acondicionado mal aislados, cuando una corriente fría con temperatura por debajo del punto de rocío de la temperatura del área aclimatada circula por estos. En la práctica se logra poniendo el aire en contacto con un intercambiador de calor de tubería aletada cuya superficie este a una temperatura inferior a la del punto de rocío del aire. La Figura 88 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

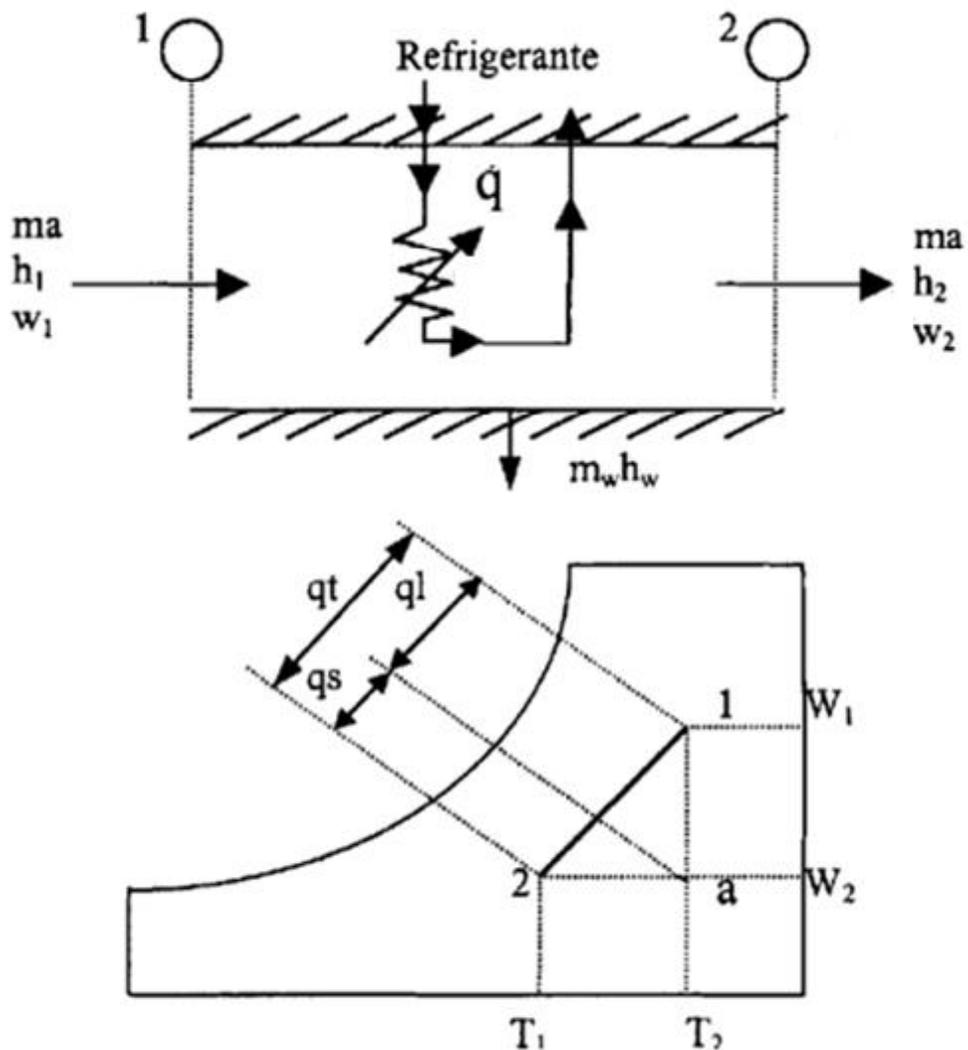


Figura 88. Proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.

Flujo másico de aire:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

La eliminación de calor sensible es:

$$q_s = \dot{m}(h_a - h_2) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

La eliminación de calor latente es:

$$q_l = \dot{m}(h_1 - h_a) \quad (\text{Ec. 3.3})$$

La eliminación de Calor Total es:

$$q_T = q_s + q_l = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (\text{Ec. 3.4})$$

B. Cálculo de la capacidad del equipo para enfriamiento de aire:

De la ec. 3.1, determinamos el flujo másico de aire.

$$\dot{m} = \rho \dot{V}$$

Se tiene que:

$$\dot{V} = 550 \text{CFM} = 0.2598 \text{m}^3/\text{s}$$

$$\rho = 1.184 \text{kg}/\text{m}^3$$

Sustituyendo:

$$\dot{m} = 1.184 \text{kg}/\text{m}^3 * 0.2598 \text{m}^3/\text{s} = 0.308 \text{kg}/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0.308 \text{kg}/\text{s}$$

Con la ec. 3.4 encontramos el calor total extraído:

$$q_t = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

$$q_T = 0.308 \text{kg}/\text{s} (61.954 \text{kJ}/\text{kg} - 50.718 \text{kJ}/\text{kg}) = 3.460 \text{kw}$$

$$q_T = 3.460 \text{kw} = 0.980 \text{Ton}$$

3.6.4. Proceso Psicrométrico de Calentamiento.

- ❖ **Lugar:** Universidad de el salvador, san salvador, el salvador.
- ❖ **Fecha de la prueba:** 22 de Junio del 2017
- ❖ **Hora de inicio de prueba:** 2:00 pm
- ❖ **Temperatura del ambiente:** 28.00°C.
- ❖ **Humedad del ambiente:** 65%
- ❖ **Densidad del aire a la temperatura ambiente:** 1.184 kg/m³

Para analizar el proceso psicrométrico de calentamiento, producido en el equipo de prácticas para aire acondicionado, se tomaron los siguientes datos de temperatura y humedad (tabla 15), en los mismos puntos que para el proceso de enfriamiento.

Tabla 15. Datos obtenidos en proceso de calentamiento.

Punto	Ubicación	Temp. (°C)	Humedad relativa (%)
1	Aire exterior	28	65
2	Aire en proceso	-	-
3	Aire de entrega	33	52

Usando el software HDPsychart, procedemos a graficar sobre la carta Psicrométrica el proceso de calentamiento (Figura 89 y figura 90). Para condiciones de la ciudad de san salvador (800 m.s.n.m), en donde se encuentra instalado el equipo.

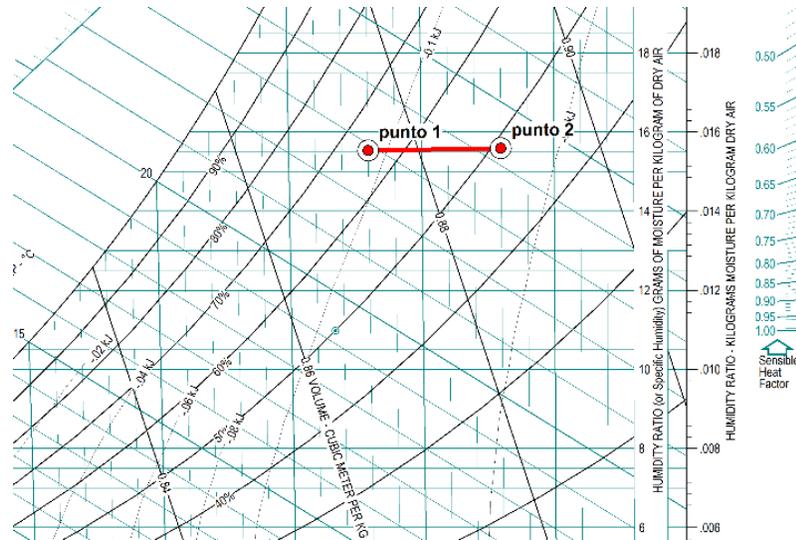


Figura 89. Proceso psicrométrico de calentamiento sensible en HDPsychart.

Punto 1		Punto 2	
DB	28.000	DB	33.000
RH	65.00000	RH	49.00000
Air Flow	472	Air Flow	472
DB	28.000	DB	33.000
WB	22.887	WB	24.274
RH	65.00	RH	49.00
W	15.53	W	15.59
v	0.874	v	0.889
h	67.717	h	73.032
DP	20.806	DP	20.867
d	1.1618	d	1.1428
vp	18.4372	vp	18.5067
AW	17.771	AW	17.544

Figura 90. Propiedades del proceso de calentamiento sensible.

A. Análisis psicrométrico del proceso de calentamiento.

Es el calor que al añadirse provoca un aumento de temperatura sin cambio de humedad. Este proceso se da generalmente utilizando resistencias térmicas.

La Figura 91 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

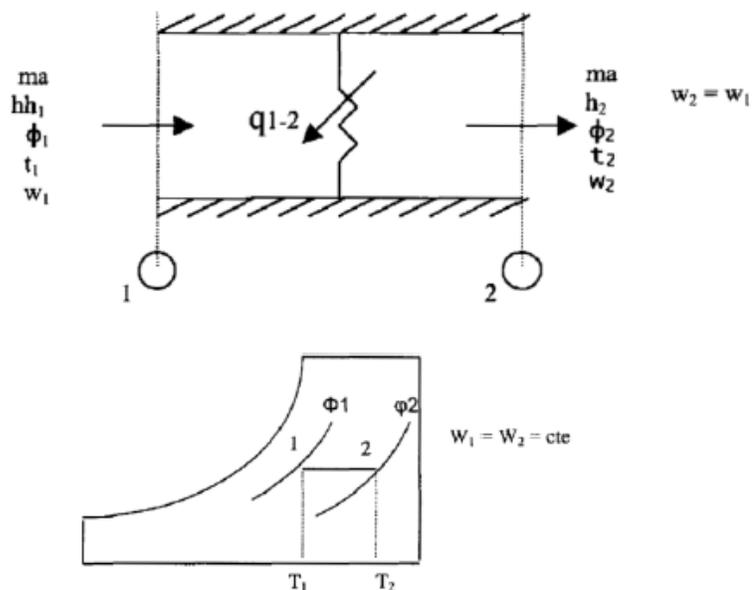


Figura 91. Calor sensible y representación gráfica del proceso.

Balance de masa de aire seco:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$$

Balance de energía: bajo condiciones de flujo en estado estable.

$$\dot{m}_a h_1 + q_{1-2} = \dot{m}_a h_2$$

$$q_{1-2} = \dot{m}_a h_2 - \dot{m}_a h_1$$

$$q_{1-2} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Se puede obtener h_2 y h_1 directamente de la carta psicrométrica.

B. Cálculo de la capacidad del equipo para calentamiento de aire.

Con la ec. 3.5 encontramos el calor total transferido a la corriente de aire:

$$q_T = q_{1-2} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

$$q_T = 0.308 \text{ kg/s} (73.032 \text{ kJ/kg} - 67.717 \text{ kJ/kg}) = 1.637 \text{ kJ/s}$$

$$q_T = 1.637 \text{ kw}$$

3.6.5. Determinación de la presión total en el ducto.

- ❖ **Lugar:** Universidad de el salvador, san salvador, el salvador.
- ❖ **Fecha de la prueba:** 22 de Junio del 2017
- ❖ **Hora de inicio de prueba:** 4:00 pm
- ❖ **Temperatura del ambiente:** 27.00°C.
- ❖ **Humedad del ambiente:** 65%
- ❖ **Densidad del aire a la temperatura ambiente:** 1.184 kg/m³

Mediante el tubo en U se determinó una presión estática de 5 mm.c.a., asimismo mediante el anemómetro ubicado a la salida del ducto se mide la velocidad del aire que es de 2 m/s (figura 92).

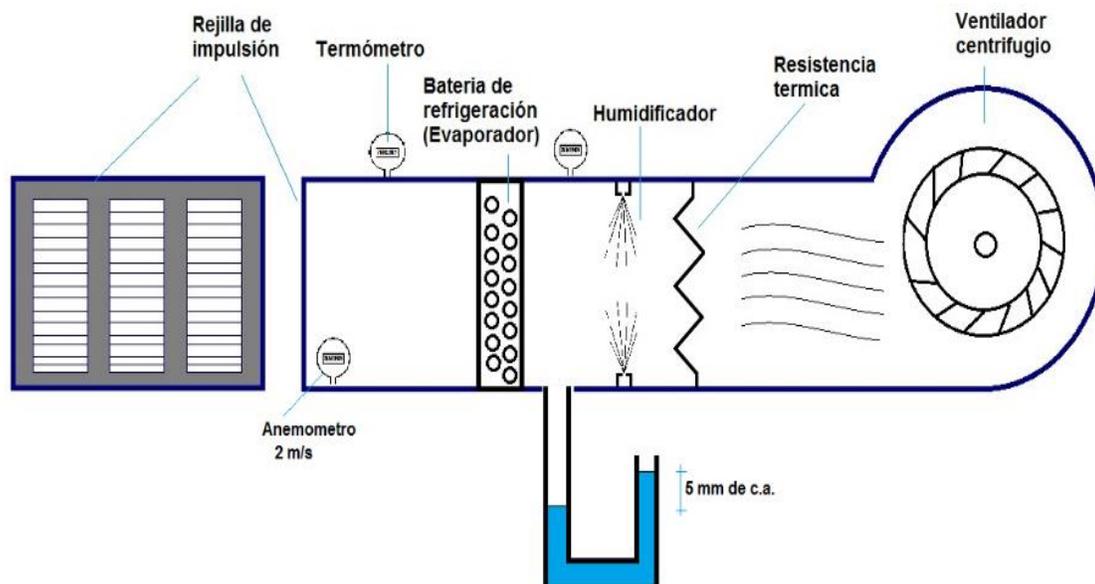


Figura 92. Medición de presión estática y velocidad del aire.

La presión dinámica se determina mediante la ecuación 1.13:

$$P_d = \frac{\gamma v^2}{2g}$$

$$P_d = \frac{12.671 \text{ N/m}^3 (2 \text{ m/s})^2}{2 * 9.81 \text{ m/s}^2} = 2.63 \text{ Pa}$$

$$\mathbf{P_d = 2.63 Pa}$$

Y la presión total se determina mediante la ecuación 1.14:

$$P_{Total} = P_{dinámica} + P_{estática}$$

$$P_{Total} = 2.63 \text{ Pa} + 49.033 \text{ Pa} = 51.663 \text{ Pa}$$

$$\mathbf{P_{Total} = 51.663 Pa}$$

Con el valor de la velocidad obtenida mediante el anemómetro y con el área del cono de medición se puede mediante la ecuación 1.12 hallar el caudal o flujo de aire:

$$Q = AV$$

$$Q = 0.1073m^2 * 2 \text{ m/s} = 0.2146 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 0.2146 \text{ m}^3/\text{s} = 454.36 \text{ CFM}$$

3.6.6. Análisis de Resultados.

El tiempo para estabilización del equipo en ciclo de frío tarda 10 min. aprox. y en calentamiento un tiempo de 5 min. Aprox. Para enfriamiento se presentó un proceso psicrométrico de enfriamiento y deshumidificación, y para calentamiento se presentó un proceso psicrométrico de calentamiento sensible.

El equipo de aire acondicionado tiene un rango de enfriamiento del frío=5 °C aprox., con una capacidad de 0.98toneladas de refrigeración y de calentamiento del calor=5°C aprox. con una capacidad de 22291btu/h.

Para una velocidad equivalente a 2,00 m/s se obtiene una presión estática de 49.033 Pa, dinámica de 2.63 Pa y total de 51.663 Pa y un caudal correspondiente de 454.36 cfm.

3.7. ELABORACIÓN DE GUÍAS DE LABORATORIO.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMO MECÁNICOS



ASIGNATURA: _____.

CICLO: _____, AÑO: _____.

LABORATORIO 1

“MOVIMIENTO DE AIRE EN DUCTOS.”

NOMBRE DEL CATEDRÁTICO DE LA ASIGNATURA:

_____.

NOMBRE DE ALUMNOS:

_____.

_____.

_____.

OBJETIVOS.

- ❖ Medir la presión estática del aire que pasa a través de los ductos de aire acondicionado.
- ❖ Medir la velocidad a la cual fluye el aire a través de los ductos de aire acondicionado
- ❖ determinar la presión dinámica de la corriente de aire que pasa a través del ducto de aire acondicionado.
- ❖ Medir la velocidad a la cual sale el aire a través de la rejilla de mando y el alcance que posee.

INTRODUCCIÓN TEÓRICA.

Presión estática:

Cuando fluye el aire por un conducto, es la **presión estática (pe)** (despreciando el peso propio), la que provoca una fuerza o presión sobre sus paredes, perpendiculares a ella. Puede existir en un fluido en movimiento o en reposo, ya que todo fluido ejerce una presión sobre las paredes del recipiente que lo contiene, ejerciéndose por igual en todas las direcciones.

La presión estática realizada por un fluido sobre una superficie (y viceversa) es el cociente entre el valor de esa fuerza y la superficie que realiza su acción.

La presión es positiva cuando es mayor que la presión atmosférica, existiendo una sobrepresión. Por el contrario, la presión estática es negativa cuando es menor que la atmosférica, diciéndose entonces que hay depresión.

Se mide siempre mediante un manómetro colocado en el seno de la corriente de aire o por un tubo en U, formando un ángulo recto con la dirección del flujo.

Presión dinámica (pd).

La presión dinámica es la porción de la presión del aire debida solamente al movimiento del aire. También podemos decir que la presión dinámica de una corriente de aire es la fuerza por unidad de superficie que equivale a la transformación íntegra de la energía cinética en energía de presión.

La presión dinámica es siempre positiva y se manifiesta únicamente en el sentido de la velocidad.

El movimiento del aire es debido a la diferencia de presiones que existen entre dos puntos. Por lo tanto, la velocidad del flujo depende de la resistencia que encuentre la corriente de aire. Al igual que cualquier otra cosa que se mueve, el aire ejerce una presión contra los obstáculos que encuentra a su paso y es proporcional a su velocidad.

Viene expresada por:

$$P_d = \frac{\rho * v^2}{2g} \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Donde:

ρ : Densidad del aire en kg/m^3

g : Aceleración de la gravedad ($g = 9.81 m/s^2$)

v : Velocidad del aire en m/s

Presión total:

Es la suma de las presiones estática y dinámica, pudiendo escribirse:

$$P_T = P_e + P_d$$

Permitiéndonos medir la energía total de la masa de aire. Esta medición se efectúa con un tubo diferencial que indica la suma de la presión dinámica o presión de velocidad y la presión estática.

Respecto al ambiente, la presión total puede ser positiva o negativa.

Como es lógico, se tendrán presiones negativas en el punto de aspiración y positivas a la salida del mismo.

A continuación se muestra la figura 1 el procedimiento para la medición de las presiones estática, dinámica y total.

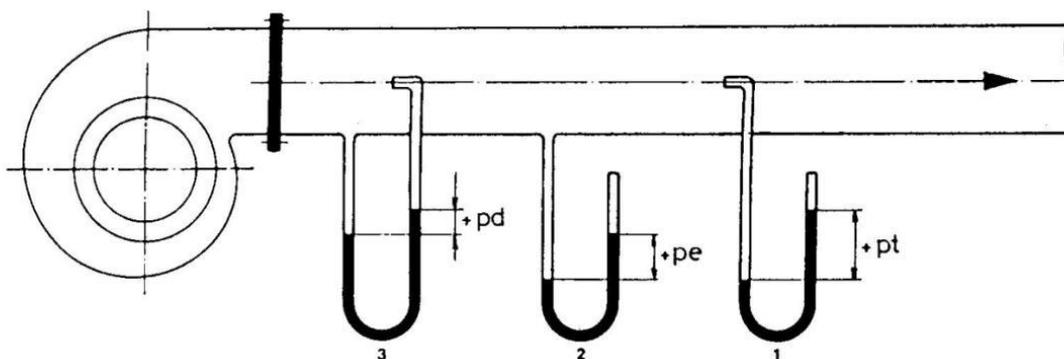


Figura 1. Medida de presiones en ducto de aire acondicionado.

Movimiento de aire, velocidad.

Se debe considerar que el aire de un recinto cerrado nunca se mantiene totalmente estático, debido al ir y venir de las personas y a las que permanecen en reposo, ya que por su desplazamiento y por el efecto térmico (es imposible que una habitación convencional tenga la misma temperatura en todos sus puntos), no se puede asegurar que el aire esté en situación de reposo en el sentido estricto de la palabra. Por lo común, se juzga como aire en reposo cuando su velocidad es inferior a tres metros por minuto (0,05 metros por segundo). Como resultado, se produce un movimiento en las masas de aire que está dentro del local dando lugar a que se adviertan variaciones de cierta importancia en la sensación física de calor y frío.

Como regla general, se puede establecer que la velocidad del aire no tendría que superar el valor de 0,25 m/s en sitios de normal ocupación sedentaria y a una altura del suelo inferior a 2m, conforme a la norma IT.IC.02.4. Desde luego, hay que desechar totalmente en lugares habitados velocidades residuales superiores a 0,5 m/s por un período prolongado de tiempo.

Una velocidad por encima de los 0,25 m/s produce un efecto desagradable, que se hace difícil de soportar, tanto más frío sea el aire. Por el contrario, una velocidad por debajo de 0,1 m/s puede dar una sensación de ahogo, de falta de aire, que ocasiona incomodidades.

En términos globales, es válida la siguiente regla: Seleccionar las rejillas con un alcance equivalente a $\frac{3}{4}$ de la distancia a la pared opuesta y una caída que garantice para dicho alcance una altura sobre el suelo de 1,8 m.

Alcance: Es la distancia recorrida por el aire desde la rejilla o difusor de impulsión hasta donde el aire alcanza una velocidad residual de 0,2 a 0,25 m/s.

EQUIPO A UTILIZAR.

- ❖ Banco de prácticas de laboratorio de aire acondicionado.
- ❖ Tubo en U.
- ❖ Anemómetro.

PROCEDIMIENTO.

1. Encender el equipo.

- ❖ Conectar el enchufe en el suministro de energía eléctrica de 220V, con el que se abastecerá a nuestro sistema.

2. Medir la diferencia de presiones en el tubo en U adaptado al ducto, la cual es la presión estática.

$$P_e = \text{_____} \text{ mmca.}$$

3. Abrir la compuerta que se encuentra en el ducto y mediante el anemómetro medir la velocidad del flujo.

$$v = \text{_____} \text{ m/s.}$$

4. Mediante las ecuaciones expuestas en el marco teórico determinar las presiones dinámica y total del fluido.

$$P_d \text{_____} \text{ N/m}^2$$

$$P_T \text{_____} \text{ N/m}^2$$

Procedimiento 2: Medición de velocidades en los elementos de distribución de aire.

1. Encender el equipo.

- ❖ Conectar el enchufe en el suministro de energía eléctrica de 220V, con el que se abastecerá a nuestro sistema.
- ❖ Encender equipo de refrigeración.
- ❖ Activar desde el tablero de control el ventilador centrífugo.

2. Medir a través del anemómetro la velocidad del aire a la salida de la rejilla.

$$v = \text{_____} \text{ m/s.}$$

3. Calcular el caudal de aire que proporciona la rejilla sabiendo el área de esta y usando el valor de densidad del aire proporcionado en el marco teórico.

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

4. Medir el alcance de la rejilla en la distribución del aire tomar medidas de velocidad cada 50 cm de longitud.

Distancia	Velocidad (m/s).
Salida de la rejilla	
50 cm	
100 cm	
150 cm	

REPORTE DE LABORATORIO.

1. Investigue los diferentes tipos de elementos de distribución de aire acondicionado así como también sus características de operación.

2. La rejilla cumple con la norma de alcance establecida en el marco teórico, de no ser así ¿qué tipo de elementos de distribución de aire recomendaría?

3. ¿la velocidad del flujo de aire a la salida de la rejilla es de 550 CFM que es el caudal que proporciona el ventilador? Si la respuesta es negativa, explique el porqué de la variación.

4. ¿Para la variación entre el caudal teórico y el medido, cree usted que intervenga la longitud del ducto? ¿Porque?

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMO MECÁNICOS



ASIGNATURA: _____.

CICLO: _____, AÑO: _____.

LABORATORIO 2

“ENFRIAMIENTO SENSIBLE Y DESHUMIDIFICACIÓN.”

NOMBRE DEL CATEDRÁTICO DE LA ASIGNATURA:

_____.

NOMBRE DE ALUMNOS:

_____.

_____.

_____.

OBJETIVOS.

- ❖ Determinar la capacidad de enfriamiento requerida para variar un rango de temperatura del aire. (basado en condiciones estándar)
- ❖ Graficar el proceso de Enfriamiento sensible y/o Deshumidificación del aire tratado en el banco de pruebas de aire acondicionado.
- ❖ Graficar la curva de funcionamiento del banco de pruebas de aire acondicionado.
- ❖ Trazar el ciclo teórico y real del sistema de refrigeración (modo frío) del banco de pruebas de aire acondicionado.

INTRODUCCION TEORICA.

Condiciones de confort térmico.

La Norma RITE basado en mejores condiciones de confort para el diseño de sistemas de aire acondicionado recomienda:

Tabla 1. Condiciones de confort, según RITE.

ESTACIÓN DEL AÑO	TEMPERATURA DE CONFORT	
	MINIMA °C	MAXIMA °C
Verano	23	25

Tendremos la oportunidad de demostrar los cambios en las propiedades termodinámicas del aire, así como también la transferencia de energía y masa entre el aire y un medio, que puede ser: refrigerante, agua o humedad del aire. El balance de energía y conservación de masa son leyes básicas para el análisis y cálculos de los cambios de las propiedades termodinámicas en los procesos básicos de acondicionamiento de aire.

1. Enfriamiento sensible.

Es el proceso por el cual variamos la temperatura de una corriente de aire húmedo sin modificar la humedad específica.

El proceso de calentamiento sensible es similar, con la diferencia que el calor es transmitido desde las resistencias al aire.

La Fig. 1 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

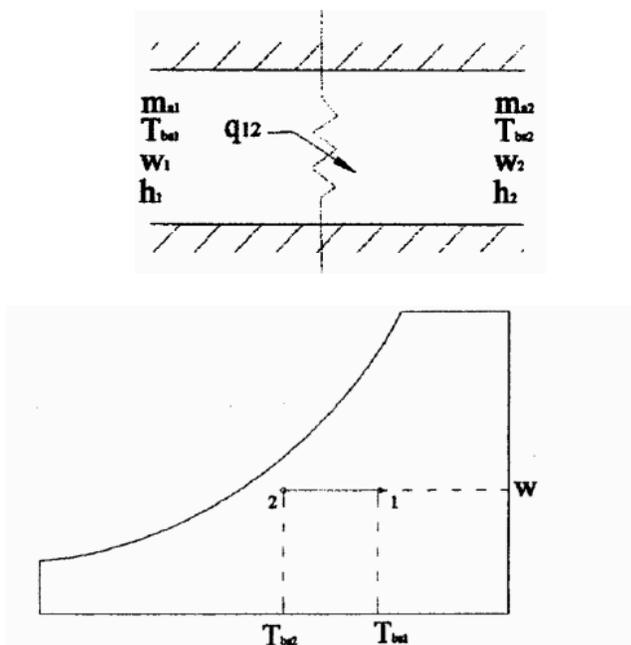


Figura 1. Proceso de enfriamiento sensible.

Balance de masa de aire seco:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{Ec. 1})$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$\dot{m}_a \omega_1 = \dot{m}_a \omega_2 \quad (\text{Ec. 2})$$

Balance de energía: bajo condiciones de flujo en estado estable.

$$\dot{m}_a h_1 = q_{1-2} + \dot{m}_a h_2 \quad (\text{Ec. 3})$$

$$q_T = q_{1-2} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) \quad (\text{Ec. 4})$$

2. Enfriamiento sensible y deshumidificación.

Cuando se enfría el aire por debajo de su temperatura del punto de rocío, el vapor de agua se condensa. En la práctica se logra poniendo el aire en contacto con un intercambiador de calor de tubería aleteada cuya superficie este a una temperatura inferior a la del punto de rocío del aire. Este proceso involucra la transferencia de calor sensible y latente, el primero es asociado con la disminución de la temperatura de bulbo seco y el segundo con la disminución de la relación de humedad.

La Fig. 2 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

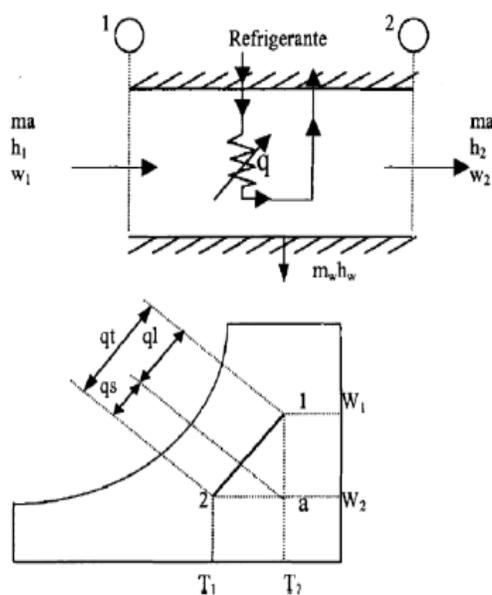


Figura 2. Proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.

Balance de masa de aire seco:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{Ec. 5})$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$\dot{m}_a \omega_1 = \dot{m}_v + \dot{m}_a \omega_2 \quad (\text{Ec. 6})$$

Balance de energía: bajo condiciones de flujo en estado estable.

$$\dot{m}_a h_1 = q_v + \dot{m}_a h_2 + \dot{m}_a h_v \quad (\text{Ec. 7})$$

Combinando las Ec. 6 y 7, tenemos:

$$q_v = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)h_v \quad (\text{Ec. 8})$$

Del diagrama se deduce:

$$q_{s2} = h_a - h_2$$

$$q_l = h_1 - h_a$$

$$q_T = q_w + \dot{m}_v h_v \quad (\text{Ec. 9})$$

$$q_T = q_{1-2} = q_{s2} + q_{sv} + q_l$$

Donde energía del condensado:

$$q_{sv} = (h_{f2} - h_{f_v})\omega_2 \quad (\text{Ec. 10})$$

De tablas de vapor:

$$h_{f2}, h_{f_v}$$

Cuando el enfriamiento sensible es combinado con deshumidificación, el aire sigue la pendiente hacia la izquierda la misma que depende de la cantidad de calor sensible y calor latente. Esta pendiente ha sido llamada SFH (The Sensible Heat Factor) ó Factor de Calor Sensible.

Si no existe cambio en la relación de humedad, entonces el SFH es igual a uno (SFH = 1.0) y su grafica es una línea horizontal.

El SFH se expresa como:

$$SFH = \frac{q_s}{q_s + q_l} \quad (\text{Ec. 11})$$

Solo una parte del aire húmedo tiene contacto directo con las paredes del serpentín de enfriamiento; La fracción de aire que no tiene contacto con la superficie toma el nombre de *aire by pasado*. El factor de *by pass* es definido como la relación que existe entre el aire by pasado y el aire que entra en contacto con la superficie del intercambiador de calor. (Ver figura 3)

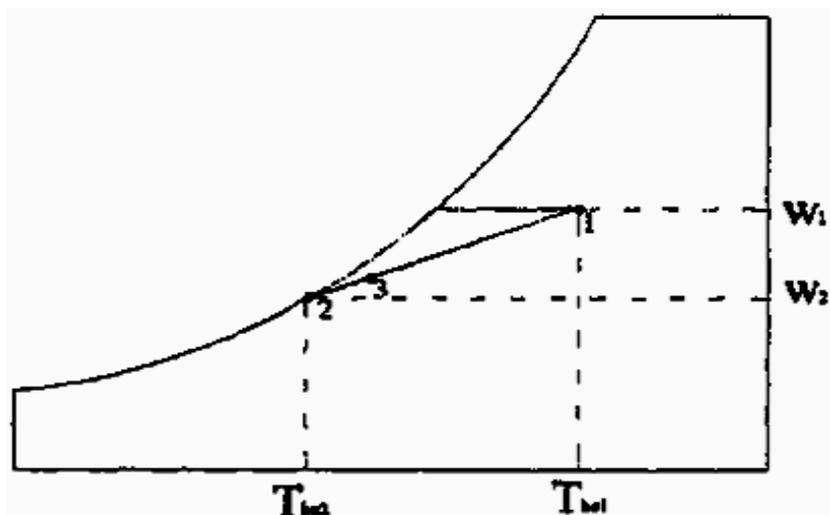


Figura 3. Factor de by-pass en proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.

PROCEDIMIENTO:**Enfriamiento con deshumidificación**

1. Encender el equipo.

- ❖ Conectar el enchufe en el suministro de energía eléctrica de 220V, con el que se abastecerá a nuestro sistema.
- ❖ Encender desde el tablero de control el ventilador centrífugo.

2. Tomar del termómetro del equipo la temperatura del aire y usando el higrómetro también su humedad. Usar la tabla 2 para ingresar este dato como tiempo cero.

3. encender desde el tablero de control el circuito frigorífico y cada 30 segundos tomar las lecturas del termómetro instalado en el ducto después del evaporador, e ingresar los datos en la tabla 2.

Tabla 2. Funcionamiento del equipo.

N°	Tiempo	T_{bs}	Humedad Relativa
	s	°C	%
0			
30			
60			
90			
120			

4. Con el termómetro-higrómetro tomar medidas de temperatura y humedad del ambiente en los puntos descritos en la tabla 3 e ingresar los valores a esta misma.

Tabla 3. Toma de datos del proceso de enfriamiento y deshumidificación.

Punto	Ubicación	Parámetro	Valor
1	Toma de aire del ventilador	$T_{bs} (^{\circ}\text{C})$	
		Φ (%)	
2	Salida de la Rejilla	$T_{bs} (^{\circ}\text{C})$	
		Φ (%)	
3	A 1 Metro de la Rejilla	$T_{bs} (^{\circ}\text{C})$	
		Φ (%)	

4. Usando los datos de la Tabla 3 y a través de la Carta Psicrométrica procedemos a determinar las otras propiedades del aire a tratar (Punto 1) y tratado (Punto 3). Usar la Tabla 4.

Tabla 4. Determinación de datos del proceso de enfriamiento y deshumidificación en la carta psicrométrica.

Punto	Propiedades						
1	T_{bs}	T_{bh}	Φ	h	ν	ω	PR
	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)	(%)	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{g}}{\text{kg aire seco}}\right)$	($^{\circ}\text{C}$)
2	T_{bs}	T_{bh}	Φ	h	ν	ω	PR
	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)	(%)	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{g}}{\text{kg aire seco}}\right)$	($^{\circ}\text{C}$)
3	T_{bs}	T_{bh}	Φ	h	ν	ω	PR
	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)	(%)	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{g}}{\text{kg aire seco}}\right)$	($^{\circ}\text{C}$)

5. Aún encendido el equipo leer los datos de los manómetros de alta (Punto b) y baja (Punto a) tanto temperatura y presión, y con la termocupla digital tomar la temperatura a la entrada (Punto b') y salida (Punto a') del evaporador. Usar tabla 5.

Tabla 5. Ciclo de refrigeración.

Punto	Ubicación	Presión psi	Temperatura °C
a	Manómetro baja presión		
b	Manómetro alta presión		
a'	Salida del evaporador		
b'	Entrada del evaporador		

REPORTE DE LABORATORIO.

1. Graficar la curva de comportamiento del sistema de enfriamiento (Temperatura vs. Tiempo). Usar Tabla 2.
2. Graficar el proceso psicométrico que se ha obtenido con el ensayo en una carta Psicométrica y ubicar el factor de by-pass.
3. Calcular el calor sensible y/o latente y total que se transfiere entre el aire y el serpentín producido durante el proceso ensayado.
4. Trazar el ciclo teórico y real del sistema de refrigeración del equipo para prácticas de aire acondicionado.
5. Calcular el COP real para el ciclo de frío.
6. Usando la Tabla 4, los datos del Punto 4, corroborar si se cumple con las condiciones de confort, para verano; en cuanto a la humedad y velocidad del aire entregado. (Consultar condiciones de confort normalizados para verano).

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMO MECÁNICOS



ASIGNATURA: _____.

CICLO: _____, AÑO: _____.

LABORATORIO 3:

“CALENTAMIENTO SENSIBLE Y HUMIDIFICACIÓN.”

NOMBRE DEL CATEDRÁTICO DE LA ASIGNATURA:

_____.

NOMBRE DE ALUMNOS:

_____.

_____.

_____.

OBJETIVOS:

- ❖ Determinar la capacidad de calentamiento requerida para variar un rango de temperaturas del aire. (Basado en condiciones estándar)
- ❖ Graficar el proceso de Calentamiento sensible y/o Humidificación del aire tratado en el banco de pruebas de aire acondicionado.
- ❖ Graficar la curva de funcionamiento del banco de pruebas de aire acondicionado.

INTRODUCCIÓN TEÓRICA:**Condiciones de confort térmico.**

La Norma RITE basado en mejores condiciones de confort para el diseño de sistemas de aire acondicionado recomienda:

Tabla 1. Condiciones de confort térmico.

ESTACIÓN DEL AÑO	TEMPERATURA DE CONFORT	
	MINIMA °C	MAXIMA °C
invierno	20	23

Procesos psicrométricos comunes.

Tendremos la oportunidad de demostrar los cambios en las propiedades termodinámicas del aire, así como también la transferencia de energía y masa entre el aire y un medio, que puede ser: refrigerante, agua o humedad del aire. El balance de energía y conservación de masa son leyes básicas para el análisis y cálculos de los cambios de las propiedades termodinámicas en los procesos básicos de acondicionamiento de aire.

1. Calentamiento sensible.

Es el calor que al añadirse provoca un aumento de temperatura sin cambio de humedad. Este proceso se da generalmente en los intercambiadores de calor.

El proceso de enfriamiento sensible es similar, con la diferencia que el calor es transmitido desde el aire al intercambiador.

La Fig. 1 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

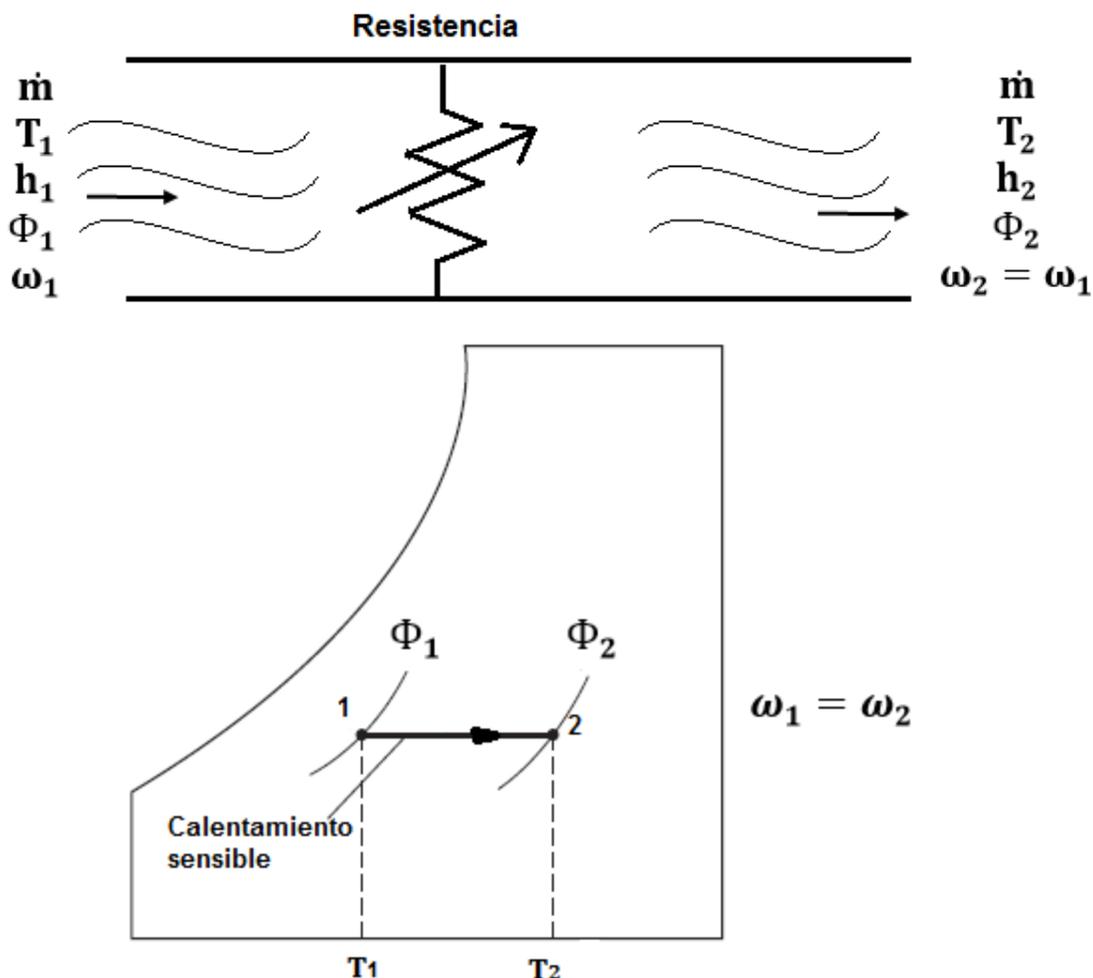


Figura 1. Calor sensible y representación gráfica del proceso.

Balance de masa de aire seco:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$\dot{m}\omega_1 = \dot{m}\omega_2$$

Balance de energía: (bajo condiciones de flujo en estado estable)

$$\dot{m}h_1 + q_{1-2} = \dot{m}h_2$$

$$q_{1-2} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Se puede obtener h_1 y h_2 directamente de la carta psicrométrica.

2. Calentamiento sensible con humidificación.

El proceso de calentamiento y humidificación consiste en añadir vapor de agua al aire, el cual incrementa su humedad. Esta operación puede realizarse inyectando vapor, por espray o algún dispositivo atomizador o cualquier otro método.

La Fig. 2 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

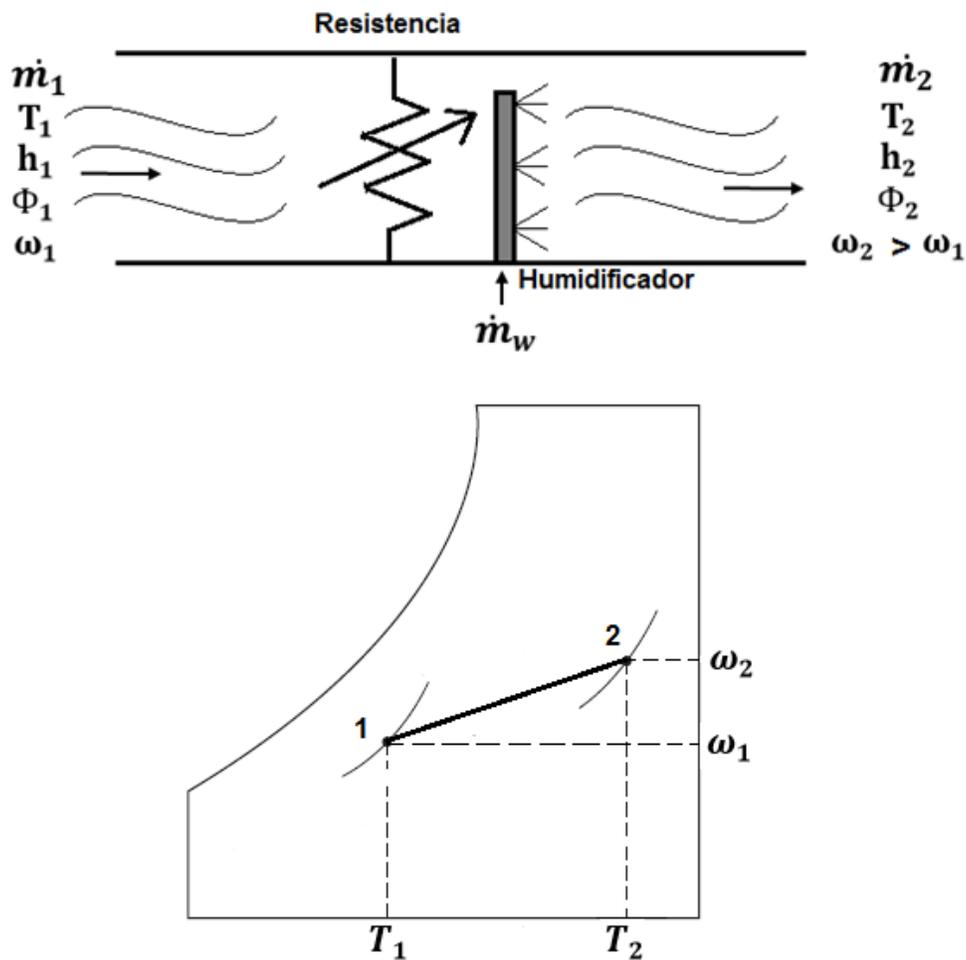


Figura 2. Proceso de calentamiento y humidificación.

Balance de masa de aire seco:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_a$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$\dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_w = \dot{m}_2 \omega_2$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_a h_1 + q_{1-2} + \dot{m}_w h_w = \dot{m}_a h_2$$

Combinando las Ecuaciones tenemos que:

$$q_{1-2} = \dot{m}_a h_2 - \dot{m}_a h_1 - \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) h_w$$

$$q_{1-2} = \dot{m}_a [(h_2 - h_1) - (\omega_1 - \omega_2) h_w]$$

PROCEDIMIENTO:

Calentamiento sensible.

1. Encender el equipo.

❖ Conectar el enchufe en el suministro de energía eléctrica de 220V, con el que se abastecerá a nuestro sistema.

❖ Encender desde el tablero de control el ventilador centrífugo.

2. Tomar del termómetro del equipo la temperatura del aire y usando el higrómetro también su humedad. Usar la tabla 1 para ingresar este dato como tiempo cero.

3. encender desde el tablero de control las resistencias eléctricas y cada 30 segundos tomar las lecturas de cualquiera de los termómetros instalados en el ducto, e ingresar los datos en la tabla 2.

Tabla 2. Funcionamiento del equipo.

N°	Tiempo	T_{bs}	Humedad Relativa
	S	°C	%
0			
30			
60			
90			
120			

4. Con el termómetro-higrómetro tomar medidas de temperatura y humedad del ambiente en los puntos descritos en la tabla 3 e ingresar los valores a esta misma.

Tabla 3. Toma de datos del proceso de calentamiento.

Punto	Ubicación	Parámetro	Valor
1	Toma de aire del ventilador	$T_{bs} (^{\circ}\text{C})$	
		Φ (%)	
2	Salida de la Rejilla	$T_{bs} (^{\circ}\text{C})$	
		Φ (%)	
3	A 1 Metro de la Rejilla	$T_{bs} (^{\circ}\text{C})$	
		Φ (%)	

4. Usando los datos de la Tabla 3 y a través de la Carta Psicrométrica procedemos a determinar las otras propiedades del aire a tratar (Punto 1) y tratado (Punto 3). Usar la Tabla 4.

Tabla 4 Determinación de datos del proceso de calentamiento en la carta psicrométrica.

Punto	Propiedades						
1	T_{bs}	T_{bh}	Φ	h	v	ω	PR
	$(^{\circ}\text{C})$	$(^{\circ}\text{C})$	(%)	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{g}}{\text{kg aire seco}}\right)$	$(^{\circ}\text{C})$
2	T_{bs}	T_{bh}	Φ	h	v	ω	PR
	$(^{\circ}\text{C})$	$(^{\circ}\text{C})$	(%)	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{g}}{\text{kg aire seco}}\right)$	$(^{\circ}\text{C})$
3	T_{bs}	T_{bh}	Φ	h	v	ω	PR
	$(^{\circ}\text{C})$	$(^{\circ}\text{C})$	(%)	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)$	$\left(\frac{\text{g}}{\text{kg aire seco}}\right)$	$(^{\circ}\text{C})$

REPORTE DE LABORATORIO.

1. Graficar la curva de comportamiento del sistema de calefacción (Temperatura vs. Tiempo). Usar Tabla 2
2. Graficar el proceso psicrométrico que se ha obtenido con el ensayo en una carta Psicométrica.
3. Calcular el calor sensible y/o latente y total que se transfiere entre el aire y las resistencias térmicas durante el proceso ensayado.
4. Usando la Tabla 4, los datos del Punto 3, corroborar si se cumple con las condiciones de confort, para invierno; en cuanto a la humedad y velocidad del aire entregado. (Consultar condiciones de confort normalizados para invierno).
5. Según la curva de comportamiento del sistema, ¿el equipo cumple con el rango de tiempo para calentamiento normalizado para equipos de aire acondicionado? (investigar)

4. PRESUPUESTO.

4.1. INTRODUCCIÓN.

En esta sección se determina la cantidad total de dinero necesaria para la construcción del equipo de prácticas para aire acondicionado. Primero se determinan los costos directos como o son el precio de los materiales; luego los costos indirectos como lo son los imprevistos y luego se procede a determinar el costo total.

4.2. COSTOS DIRECTOS.

Estos comprenden los costos relacionados directamente con la construcción del equipo como los materiales mano de obra y herramientas. A continuación se determinan dichos costos.

4.2.1. Costo de materiales.

Tabla 16. Costos de estructura de soporte.

Denominación	Descripción	unidad	Cantidad	Precio unitario(\$)	Precio total(\$)	Ilustracion
Tubo estructural cuadrado	Tubo cuadrado de 1x1". De 6 metros de largo	c/u	7	12.00	84.00	
Lamina negra	Lamina con espesor de 3/64	c/u	4	15.00	30.00	

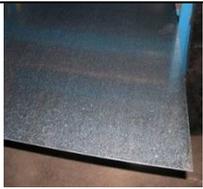
Carrete para Mig.	Carrete MIG, de 5 kg, de 0.06 mm.	c/u	1	27.00	27.00	
Pintura y tinher	Pintura acrílica anticorrosiva color azul.	Galón	1	12.00	12.00	
Discos de corte	Discos de corte de 0.8 mm para cortar lamina.	c/u	5	2.20	11.00	
Disco de esmeril	5mm de espesor, 4" de diámetro.	c/u	2	2.50	5.00	
tornillos	Tornillo autotaladrante cabeza cilíndrica abombada con hueco cruciforme PH.1"	c/u	100	0.03	3.00	
sellador	sellador para juntas	c/u	2	7.00	14.00	
TOTAL					186.00	

Tabla 17. Costo de materiales de circuito frigorífico.

Denominación	Descripción	unidad	Cantidad	Precio unitario (\$)	Precio total (\$)	
Unidad de aire acondicionado	General electric con capacidad de 1 tonelada.	Unidad de ventana	1	80.00	80.00	
Filtro deshidratador	Filtro soldable para tubería de 3/8"	c/u	1	8.24	8.24	
Visor de liquido	Visor para una tubería de 3/8"	c/u	1	6.00	6.00	
Válvula de servicio	1/4" con centro flare	c/u	4	0.68	2.72	
Manómetro	De alta presión y baja presión R-22	c/u	2	3.18	6.36	
Tubería de cobre lado de alta presión	Tubería de cobre flexible de 1/2"	Pie	7	0.98	6.86	
Tubería de cobre lado de baja presión	Tubería de cobre de 5/16"	Pie	8	0.77	6.16	

Material de aporte	Varilla para soldar 5% plata	c/u	6	1.85	11.10	
Refrigerante	R-22, 2.2 Lb.	c/u	1	9.00	9.00	
Humidistato	Medidor de humedad.	c/u	1	7.00	7.00	
TOTAL					127.44	

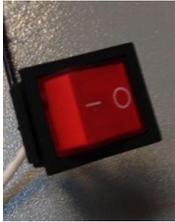
Tabla 18. Costo de materiales para ducto de ventilación.

Denominación	Descripción	unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio total	
Lámina galvanizada	Calibre 26, 3x0.97m	Pliego	2	12.00	24.00	
Ventilador centrifugo	500cfm, 220 V.	c/u	1	250.00	150.00	
durapax	1 ¼ de espesor, 1x2m	pliego	2	2.50	5.00	

humidificador	Modelo HU-20 A 220 V, 60 Hz, 1/7 hp	c/u	1	45.00	45.00	
Resistencia de calentamiento	Tubular 220 V, 1500 W	c/u	2	12.00	24.00	
TOTAL					294.80	

Tabla 19. Costos de materiales para equipo de medición y control.

Denominación	Descripción	unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio total	
Termómetro	Bimetálico analógico	c/u	4	15.00	60.00	
Tubo de Pitot	Tubo de 5/16" exterior, 1/8 interior	c/u	1	50.00	50.00	
Cable eléctrico	Cable THHN, 12. Color negro	m	4	0.50	2.00	
Cable eléctrico	Cable THHN, 12. Color rojo	m	4	0.50	2.00	
Cable eléctrico	Cable THHN, 12. Color blanco	m	4	0.50	2.00	

Protector térmico	40 A, 2 polos	c/u	1	11.45	11.45	
Botonera	de 30 amperios 2 polos	c/u	1	9.75	9.75	
Interruptor	Con luz, doble polo, on/off	c/u	3	1.50	4.50	
Toma macho	Toma macho de 50 amperios	c/u	1	2.95	2.95	
Toma corriente	Toma hembra industrial de 50 amperios	c/u	1	3.80	3.80	
TOTAL					148.45	

4.3. RESUMEN DE COSTOS.

Tabla 20. Costos Indirectos.

Denominación	Descripción	Precio (\$)
Transporte	Materiales y equipos	50.00
Alquiler de herramientas	Kit de refrigeración y aire acondicionado	60.00
Impresiones	Texto y planos	120.00
imprevistos		35.00
Internet, luz	Pago de internet y luz eléctrica	80
Total		345

Tabla 21. Costos Directos.

Costos Directos	Monto (\$)
1. Estructura de soporte	186.00
2. Circuito frigorífico	127.44
3. Ducto de ventilación	294.80
4. equipo de medición y control	148.45
5. Mano de obra	1000
COSTO TOTAL	1,756.69

Tabla 22. Costos Totales.

Tipo de Costos	Monto Final (\$)
Costos Directos	1756.69
Costos Indirectos	345
Total de Costos	2,101.69

5. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR.

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA.

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA.

DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMO MECÁNICOS.



“MANUAL DE OPERACIÓN, SERVICIO Y MANTENIMIENTO DEL EQUIPO PARA PRÁCTICAS DE AIRE ACONDICIONADO”

5.1. INTRODUCCIÓN.

Los sistemas de aire acondicionado no requieren grandes atenciones para lograr que su funcionamiento sea correcto. Las operaciones de mantenimiento son sencillas y se reducen a un control periódico de su funcionamiento y una correcta utilización del mismo, lo que redundará en una mayor durabilidad del sistema con un mínimo margen de error.

En este capítulo se presentan las medidas de seguridad que se deben tener a la hora de realizar el mantenimiento de un equipo de aire acondicionado, así

como también las acciones de mantenimiento que se le deben dar al equipo y por último se presenta el manual de operación del equipo.

5.2. MEDIDAS DE SEGURIDAD.

- ❖ Es de vital importancia que usted y cualquier persona que opere esta máquina lea detenidamente este manual (figura 93).



Figura 93. Leer manual.

- ❖ El servicio regular de mantenimiento es responsabilidad del usuario, y se debe realizar por personal calificado que tenga conocimiento sobre el funcionamiento del sistema (figura 94).



Figura 94. Solo personal calificado.

- ❖ En el transcurso de las intervenciones que se realicen en un sistema de aire acondicionado, deben llevarse siempre gafas de protección (figura 95), pues el fluido refrigerante puede dañar los ojos de forma permanente, ya que dispone por su composición química de una naturaleza altamente higroscópica, absorbiendo en contacto con los ojos el agua del tejido ocular y provocando el secado del mismo, por lo que en caso de contacto deberán lavarse rápidamente con agua abundante.



Figura 95. Usar gafas de protección.

- ❖ El refrigerante líquido R- 22 es muy volátil. Una gota en la piel de la mano podría causar congelación localizada del tejido. A la hora de manipular el refrigerante asegúrese de utilizar siempre guantes (figura 96).



Figura 96. Usar guantes de seguridad.

- ❖ No deben calentarse nunca con llama los componentes de un sistema climatizador, pues el fluido refrigerante produce fosfógeno en presencia de

llama y este gas es altamente tóxico. Por la misma razón no se debe fumar (figura 97) cerca del circuito cuando se realizan intervenciones en él.



Figura 97. No fumar.

- ❖ Si se presenta una fuga o se descarga el sistema de forma accidental, el refrigerante desplazará el oxígeno, por lo tanto cerciórese de trabajar en zonas bien ventiladas (figura 98) para evitar ahogarse.



Figura 98. Zona ventilada.

- ❖ Para limpiar el equipo para prácticas de aire acondicionado párelo y apague el interruptor principal porque de lo contrario se pueden producir descargas eléctricas y lesiones (figura 99).



Figura 99. Peligro de descarga eléctrica.

5.3. ACCIONES DE MANTENIMIENTO DEL EQUIPO.

Una vez instalado el equipo y verificadas las condiciones normales de operación, cualquier variación en estas pueden ser indicio del comienzo de una condición de falla. Mientras más temprano se detecte una condición de operación que no responda al funcionamiento normal, es más probable hacer una reparación de menor costo.

A continuación se presentan las acciones u operaciones de mantenimiento que se le deben realizar al equipo:

- ❖ Desconectar el equipo de la fuente eléctrica (figura 100) cuando no se esté utilizando.



Figura 100. Desconexión del equipo.

- ❖ Limpiar periódicamente el serpentín del condensador y del evaporador.
- ❖ Si el equipo pasa un tiempo prolongado sin uso se debe poner el compresor en marcha de vez en cuando y por un periodo de tiempo suficiente, con el fin de hacer circular el fluido refrigerante por la instalación, evitando así que las juntas de unión de tubos y componentes se resequen al no entrar en contacto directo con el aceite y fluido refrigerante del sistema, lo que provocaría la aparición de fugas
- ❖ Observar que el compresor arranque y pare a intervalos regulares de cierta duración y no en intervalos cortos
- ❖ Otro aspecto de cuidado regular del equipo es el chequeo de refrigerante, ya que la falta del mismo puede provocar fallas en el compresor y hasta que deje de funcionar.
- ❖ Verificar que las conexiones eléctricas tanto de los ventiladores como de la resistencia eléctrica estén de la forma correcta y en buen estado.
- ❖ Realizar la limpieza y verificar el correcto funcionamiento del humidificador.
- ❖ Realizar mediciones de voltaje y consumo de corriente de los equipos y compararlos con los datos de placa para verificar su correcta operación.
- ❖ Utilice sólo el lubricante recomendado para los sistemas R- 22. Si utiliza un lubricante diferente al especificado, puede haber fallos en el sistema.
- ❖ No descargue el refrigerante en la atmósfera. Utilice un equipo de recuperación/reciclaje (ver figura 101) para capturar el refrigerante siempre que se descargue el sistema de aire acondicionado.

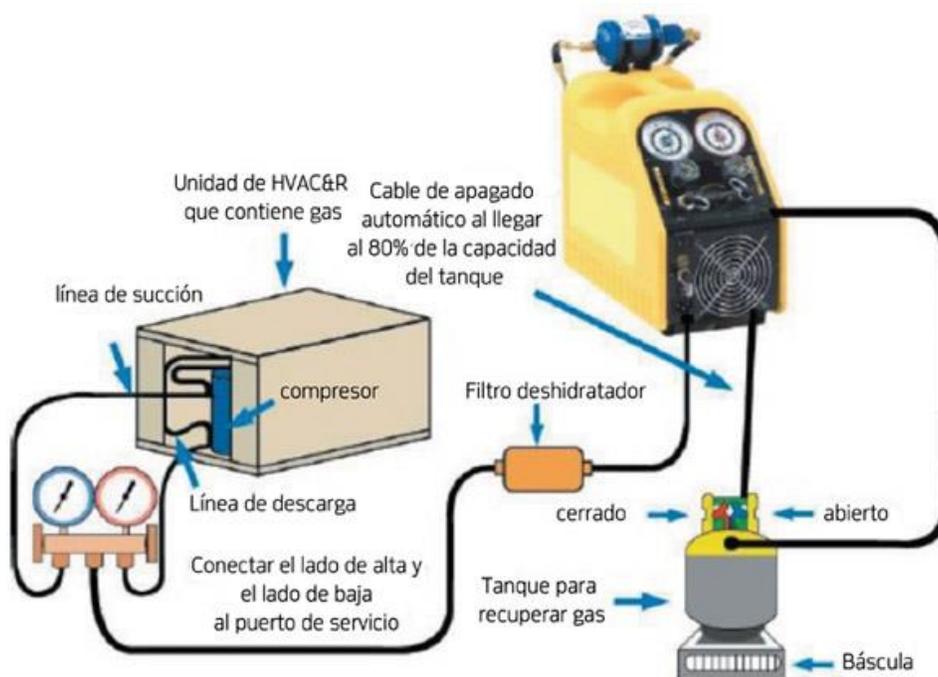


Figura 101. Equipo para recuperar refrigerante.

5.4. MANUAL DE OPERACIÓN.

- ❖ Verifique que todos los interruptores del tablero de control estén en posición de apagado (figura 102) antes de conectar el equipo.

❖



Figura 102. Tablero de control con interruptores apagados.

- ❖ Enchufe el equipo a una fuente de alimentación eléctrica de 220 V 60Hz (figura 103).



Figura 103. Toma hembra industrial 220 V.

- ❖ Ponga en posición de encendido el interruptor principal del equipo (figura 104).

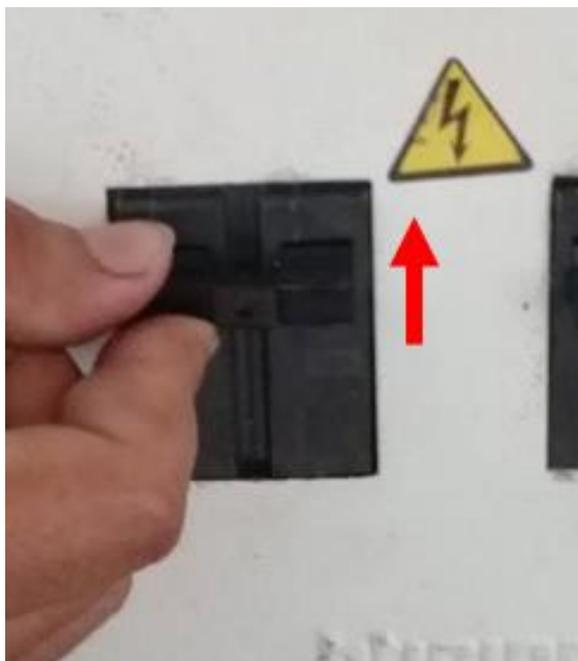


Figura 104. Encendiendo interruptor principal.

- ❖ En el tablero de control active el ventilador centrífugo (figura 105) que produce la corriente de aire en el ducto.



Figura 105. Encendido del ventilador centrífugo.

- ❖ Encienda la resistencia de calefacción (figura 106).



Figura 106. Encendido de resistencias de calefacción.

- ❖ Encienda el humidificador (figura 107).



Figura 107. Encendido de resistencias de calefacción.

- ❖ Active el circuito de refrigeración (figura 108).

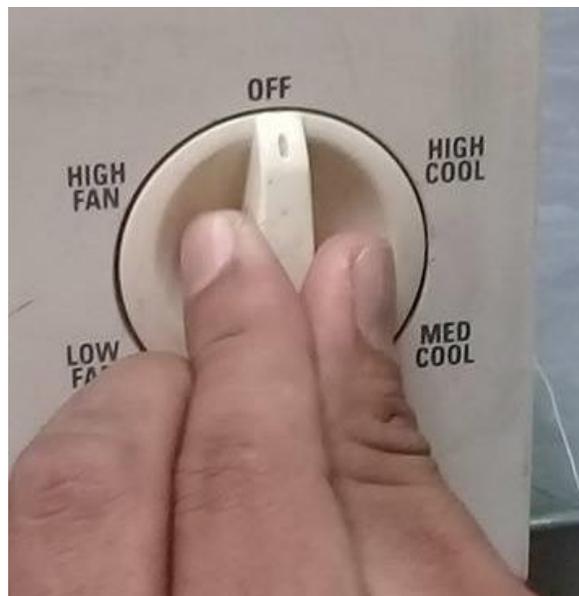


Figura 108. Activación del equipo de refrigeración.

- ❖ Compruebe que los termómetros instalados en el equipo funcionen correctamente (figura 109). Para ello presione el botón ON que la temperatura mostrada sea aproximadamente la temperatura ambiente ($T \approx 30^{\circ}\text{C}$).



Figura 109. Verificación de termómetros.

- ❖ Realice sus mediciones según sea la práctica de laboratorio que se realice (figura 110).



Figura 110. Ubicación de termómetros.

- ❖ Después de terminada la práctica apague todos los interruptores en el orden que fueron encendidos (figura 111).

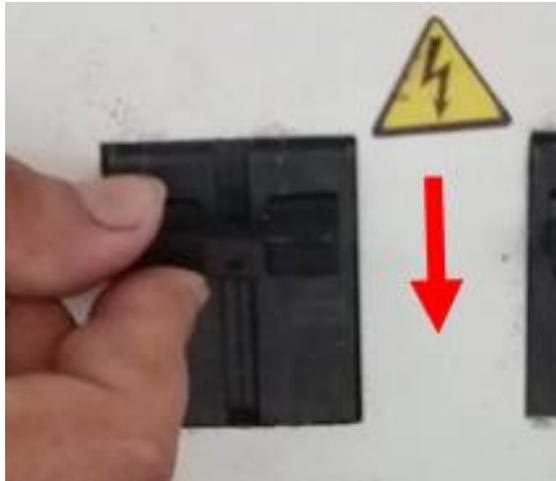


Figura 111. Apagado del equipo.

- ❖ Desconecte el equipo.

CONCLUSIONES.

- ❖ Las Guías y Prácticas de Laboratorio de Climatización permitirán al estudiante familiarizarse con el sistema de refrigeración aplicado para aire acondicionado, análisis psicrométrico del tratamiento del aire, y principio básicos en diseño de ductos y con esto corroborar el conocimiento adquirido en las aulas con la experimentación.
- ❖ El diseño de este Sistema de aire acondicionado, está basado en los principios de compresión mecánica, y se rige a consideraciones de la Asociación Americana de Aire Acondicionado y Refrigeración ASHRAE, Air Conditioning and Refrigeration Institute ARI, Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios RITE (Principios de Refrigeración y Aire Acondicionado y Diagrama Eléctrico de Control y Potencia), Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association SMACNA (Diseño de Ductos).
- ❖ Hay que tener en cuenta que no es un modelo a seguir para instalaciones de aire acondicionado, puesto que es un equipo de laboratorio en el cual variamos las condiciones de humedad y temperatura para el estudio de propiedades termodinámicas en diferentes condiciones.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA.

- [1] Industrial Refrigeration Handbook, Wilber F. Stoecker. Pag. 23 fig.2.2.
- [2] Industrial Refrigeration Handbook, Wilber F. Stoecker. Pag. 43 fig.2.23.
- [3] Refrigeración y aire acondicionado; air conditioning and refrigeration institute Fig. 8.3 pag.93
- [4] Principios de refrigeracion; R.J.Dossat 1961. pag.211 fig.8.11.
- [5] Principios de refrigeracion; R.J.Dossat 1961
- [6] Refrigeración y calefacción; Pedro Fernández Diez pág. 17 fig. 2.7.
- [7] Refrigeración y calefacción; Pedro Fernández Diez pág. 14 fig. 2.1.
- [8] Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas; Edward G. Pita. Pág. 363 Fig. 13.11 y 13.12.
- [9] Sistemas de aire acondicionado. Nestor Quadri. Pag.93.
- [10] Refrigeración y calefacción; Pedro Fernández Diez pág. 25 fig. 2.25.
- [11] Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado; EMERSON pág. 9 fig. 1.10.
- [12] Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado; EMERSON pág. 26 fig. 3.1.
- [13] Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado; EMERSON pág. 41 fig. 4.18.
- [14] Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado; EMERSON pág. 83 fig. 7.2.

- [15] Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado; EMERSON pág. 97 fig. 8.3.
- [16] Refrigeration & air conditioning technology,William C. Whitman Pág. 44 fig. 3.42.
- [17] Refrigeration & air conditioning technology,William C. Whitman Pág. 910 fig. 35.31(B).
- [18] Refrigeration & air conditioning technology,William C. Whitman Pág. 910 fig. 35.31(C).
- [19] Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado; EMERSON pág. 182 fig. 13.14.
- [20] Refrigeration & air conditioning technology,William C. Whitman Pág. 910 fig. 35.31 (D).
- [21] Refrigeration & air conditioning technology,William C. Whitman Pág. 910 fig. 35.31 (E).
- [22] Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado; EMERSON pág. 185 fig. 13.18.
- [23] Refrigeration & air conditioning technology,William C. Whitman, Pág. 910 fig. 35.31 (G).
- [24] Instrumentación industrial; Antonio Creus Solé, pag.72 fig. 3.1.
- [25] Instrumentación industrial; Antonio Creus Solé, pag.71 tabla. 3.1.
- [26] Instrumentación industrial, Antonio Creus Solé, pág. 75 tabla 3.2.
- [27] Instrumentación industrial, Antonio Creus Solé, pág. 76 fig. 3.3.
- [28] Instrumentación industrial, Antonio Creus Solé, pág. 76 fig. 3.4.

- [29] Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas; Edward G. Pita. Pág. 445.
- [30] Refrigeration & air conditioning technology, William C. Whitman, Pág. 212
fig. 11.13.
- [31] Refrigeration & air conditioning technology, William C. Whitman, Pág. 210
fig. 11.5.
- [32] Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas; Edward G. Pita. Pág. 449
Fig. 16.8.
- [33] Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas; Edward G. Pita. Apartado
16.5.
- [34] Refrigeration & air conditioning technology, William C. Whitman, Pág. 944
fig. 37.14.
- [35] Instrumentación industrial, Antonio Creus Solé, Pág. 325 Fig. 7.23.
- [36] Refrigeration & air conditioning technology, William C. Whitman, Pág. 256
fig. 13.19 A.
- [37] Refrigeration & air conditioning technology, William C. Whitman, Pág. 279
fig. 14.51 A.
- [38] Guía práctica: selección de los elementos de una instalación frigorífica, pág.
34 fig8.
- [39] Guía práctica: selección de los elementos de una instalación frigorífica, pág.
26 tabla 4.
- [40] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-
Valencia: Consejería de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 302
- [41] Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas; Edward G. Pita. Pág. 236
Fig. 8.23.

[42] Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas; Edward G. Pita. Pág. 234
Fig. 8.21.

[43] CARNICER, E. Aire Acondicionado. 5ta. ed. España: Paraninfo, 2001. Pág.
35

BIBLIOGRAFÍA.**1. Wilber F. Stoecker.**

Industrial Refrigeration Handbook
McGraw-Hill Educación
1ª Edición 1998.

2. R.J.Dossat

Principios de refrigeracion
JOHN WILEY & SONS, INC.
1ª Edicion1961.

3. Pedro Fernández Diez.

Refrigeración y calefacción

4. Edward G. Pita

Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas
CECSA
2ª edición 2005.

5. Air conditioning and refrigeration institute

Refrigeración y aire acondicionado
PRENTICE-HALL
1ª Edición en español 1998.

6. EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES.

Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado.
EMERSON
1ª Edición 2013

7. William C. Whitman.

Refrigeration & air conditioning technology

DELMAR CENGAGE

6ª edición 2008

8. Nestor Quadri

Sistemas de aire acondicionado: calidad del aire interior

ALSIN@

1ª Edición 2001.

9. Willian C. Whitman; Willian M. Jhonson

Tecnología de la refrigeración y el aire acondicionado

PARAINFO

1ª Edicion 2004.

10. Yunus A. Cengel

Termodinámica

Mc Graw Hill

7ª edicion 2012

11. Yunus A. Cengel

Transferencia de calor y masa

Mc Graw Hill

4ª edición 2011

12. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY.

Manual de Aire Acondicionado.

THONSOM

5ª Edición 2004.

13. JUTGLAR, L.

Técnica de Refrigeración.

MARCOMBO

3ª Edición 2008.

14. Edward G. Pita

Principios y Sistemas de Refrigeración.

LIMUSA,

1ª Edición 1991.

15. José Fernando de la Oliva Carmona

Guía práctica: selección de los elementos de una instalación frigorífica

CSIF

1ª edición 2009

16. Antonio Creus Solé

Instrumentación industrial

ALFAOMEGA & MARCOMBO

6ª edición 1998

ANEXO A:
TABLAS Y GRAFICOS
USADOS.

Anexo A.1. Propiedades termodinámicas del refrigerante R-22

TABLA A.4SI Propiedades termodinámicas del refrigerante-22 (clorodifluorometano)
 TABLA A.4.1SI Refrigerante-22 saturado (unidades SI)

Temp. °C	Presión abs. MPa, P	Volumen específico, m ³ /kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg K		
		Líquido saturado v_f	Evap. v_{fg}	Vapor saturado v_g	Líquido saturado h_f	Evap. h_{fg}	Vapor saturado h_g	Líquido saturado s_f	Evap. s_{fg}	Vapor saturado s_g
-70	0.0205	0.000670	0.940268	0.940938	-30.607	249.425	218.818	-0.1401	1.2277	1.0876
-65	0.0280	0.000676	0.704796	0.705472	-25.658	246.925	221.267	-0.1161	1.1862	1.0701
-60	0.0375	0.000682	0.536470	0.537152	-20.652	244.354	223.702	-0.0924	1.1463	1.0540
-55	0.0495	0.000689	0.414138	0.414827	-15.585	241.703	226.117	-0.0689	1.1079	1.0390
-50	0.0644	0.000695	0.323862	0.324557	-10.456	238.965	228.509	-0.0457	1.0708	1.0251
-45	0.0827	0.000702	0.256288	0.256990	-5.262	236.132	230.870	-0.0227	1.0349	1.0122
-40	0.1049	0.000709	0.205036	0.205745	0	233.198	233.197	0	1.0002	1.0002
-35	0.1317	0.000717	0.165683	0.166400	5.328	230.156	235.484	0.0225	0.9664	0.9889
-30	0.1635	0.000725	0.135120	0.135844	10.725	227.001	237.726	0.0449	0.9335	0.9784
-25	0.2010	0.000733	0.111126	0.111859	16.191	223.727	239.918	0.0670	0.9015	0.9685
-20	0.2448	0.000741	0.092102	0.092843	21.728	220.327	242.055	0.0890	0.8703	0.9593
-15	0.2957	0.000750	0.076876	0.077625	27.334	216.798	244.132	0.1107	0.8398	0.9505
-10	0.3543	0.000759	0.064581	0.065340	33.012	213.132	246.144	0.1324	0.8099	0.9422
-5	0.4213	0.000768	0.054571	0.055339	38.762	209.323	248.085	0.1538	0.7806	0.9344
0	0.4976	0.000778	0.046357	0.047135	44.586	205.364	249.949	0.1751	0.7518	0.9269
5	0.5838	0.000789	0.039567	0.040356	50.485	201.246	251.731	0.1963	0.7235	0.9197
10	0.6807	0.000800	0.033914	0.034714	56.463	196.960	253.423	0.2173	0.6956	0.9129
15	0.7891	0.000812	0.029176	0.029987	62.523	192.495	255.018	0.2382	0.6680	0.9062
20	0.9099	0.000824	0.025179	0.026003	68.670	187.836	256.506	0.2590	0.6407	0.8997
25	1.0439	0.000838	0.021787	0.022624	74.910	182.968	257.877	0.2797	0.6137	0.8934
30	1.1919	0.000852	0.018890	0.019742	81.250	177.869	259.119	0.3004	0.5867	0.8871
35	1.3548	0.000867	0.016401	0.017269	87.700	172.516	260.216	0.3210	0.5598	0.8809
40	1.5335	0.000884	0.014251	0.015135	94.272	166.877	261.149	0.3417	0.5329	0.8746
45	1.7290	0.000902	0.012382	0.013284	100.982	160.914	261.896	0.3624	0.5058	0.8682
50	1.9423	0.000922	0.010747	0.011669	107.851	154.576	262.428	0.3832	0.4783	0.8615
55	2.1744	0.000944	0.009308	0.010252	114.905	147.800	262.705	0.4042	0.4504	0.8546
60	2.4266	0.000969	0.008032	0.009001	122.180	140.497	262.678	0.4255	0.4217	0.8472
65	2.6999	0.000997	0.006890	0.007887	129.729	132.547	262.276	0.4472	0.3920	0.8391

Fuente: Fundamentos de termodinámica; Van Whylen. Tabla A.4

Anexo A.2. Tabla de selección de compresores EMBRACO.

Modelo	Refrigerante	Voltaje	Frecuencia / Rotación	Aplicación	HP	Eficiencia	Capacidad	Displacement (cm ³)	Tipo de Aceite	Tipo de Motor	Torque (Par) de Arranque	Tipo de Prueba
NJ7225F	R-22	208-230 V 60 Hz 1~	60 Hz	AC	1	2,00	2.903	21,71	ISO32	RSCR - 20 μF	HST	ASHRAE46
NJ7228E	R-22	230 V 60 Hz / 200 V 50 Hz 1~	60 Hz	AC	1	2,11	3.355	23,51	ISO32	RSCR - 17,5 μF	HST	ASHRAE46
NJ7231F	R-22	208-230 V 60 Hz 1~	60 Hz	AC	1/4	2,07	3.627	26,11	ISO32	RSCR - 30 μF	HST	ASHRAE46
NJ7240GP	R-407C	380-420 V 50 Hz / 440-480 V 60 Hz 3~	60 Hz	AC	1/2	2,15	3.945	34,38	ISO22	RSIR	HST	ASHRAE46
NJ7238E	R-22	230 V 60 Hz / 200 V 50 Hz 1~	60 Hz	AC		1,90	4.454	32,67	ISO32	RSCR - 25 μF	HST	ASHRAE46
NJ7240F	R-22	208-230 V 60 Hz 1~	60 Hz	AC		1,88	4.880	34,38	ISO46	CSCR - 25 μF	HST	ASHRAE46
NJ7240P	R-22	380-420 V 50 Hz / 440-480 V 60 Hz 3~	60 Hz	AC		2,07	4.880	34,38	ISO46	RSIR	HST	ASHRAE46

Fuente: Fabricante.

Anexo A.3. Propiedades del aire a la presión de 1 atm.

TABLA A-15

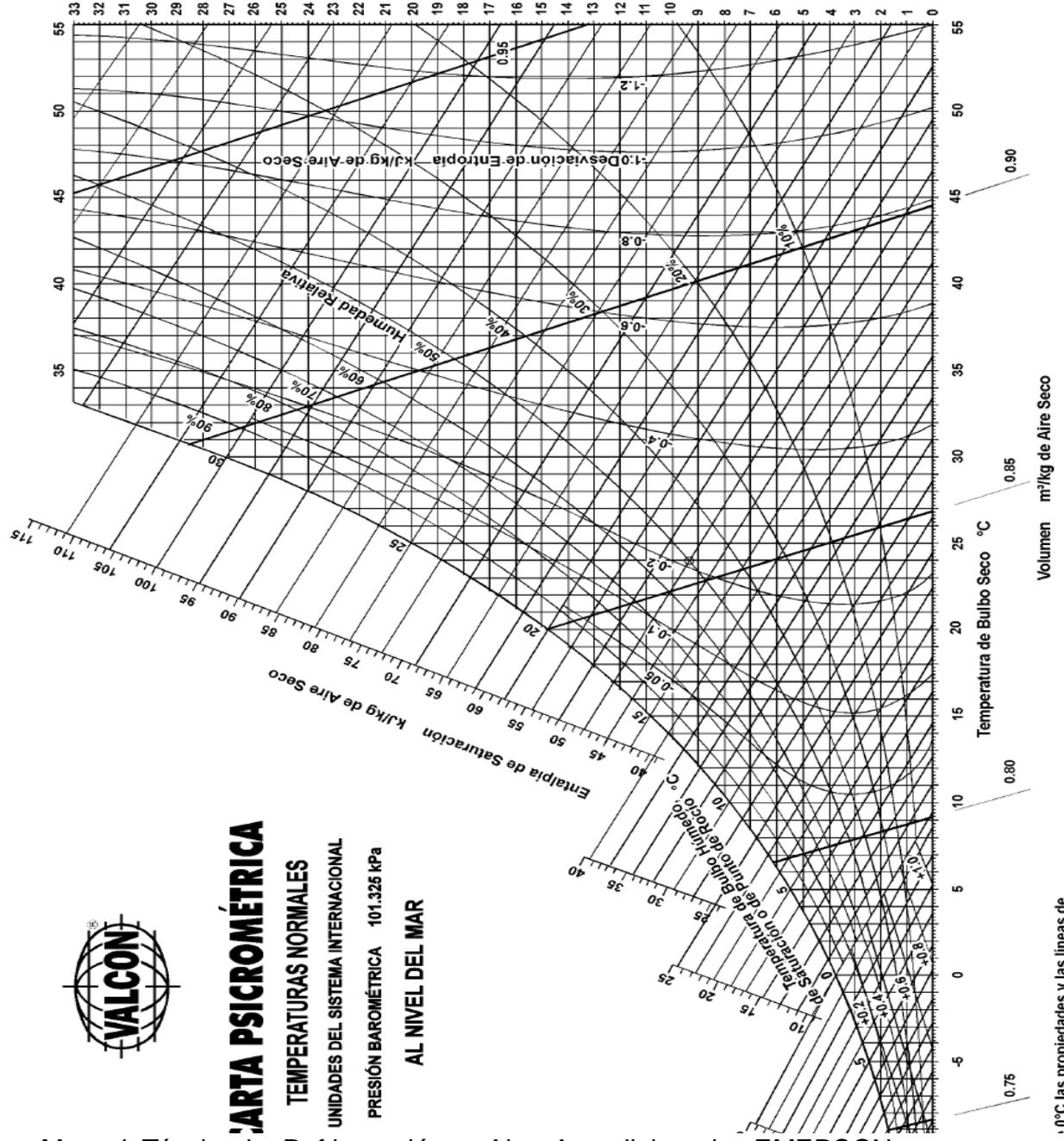
Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones; Yunus A. Cengel 4ª edición. Tabla a-15 pág. 884.

Anexo A.4. Carta psicrometrica unidades SI.

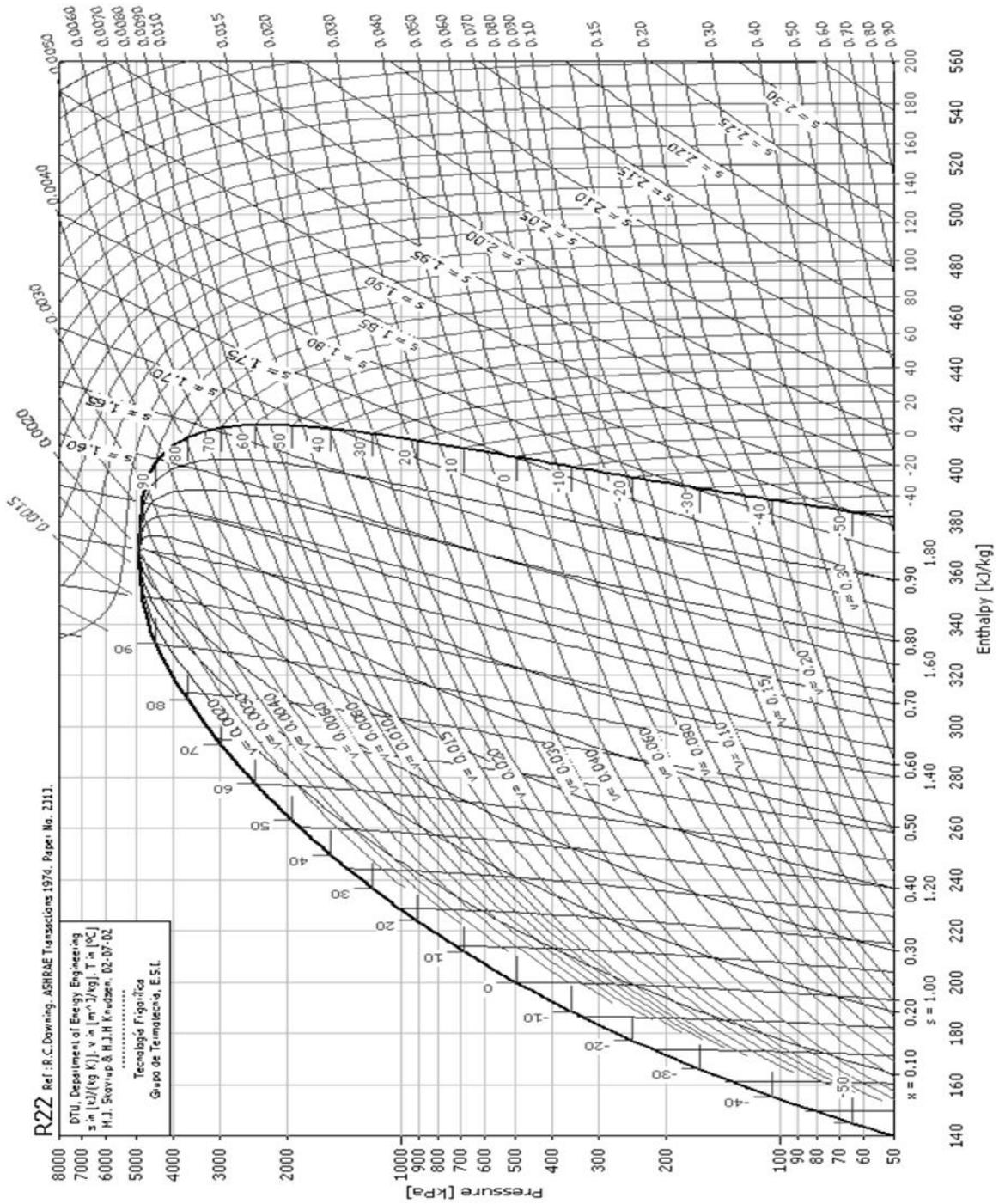


CARTA PSICROMÉTRICA
 TEMPERATURAS NORMALES
 UNIDADES DEL SISTEMA INTERNACIONAL
 PRESIÓN BAROMÉTRICA 101.325 kPa
 AL NIVEL DEL MAR

Fuente: Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado; EMERSON
 pág. 181 fig. 13.11.

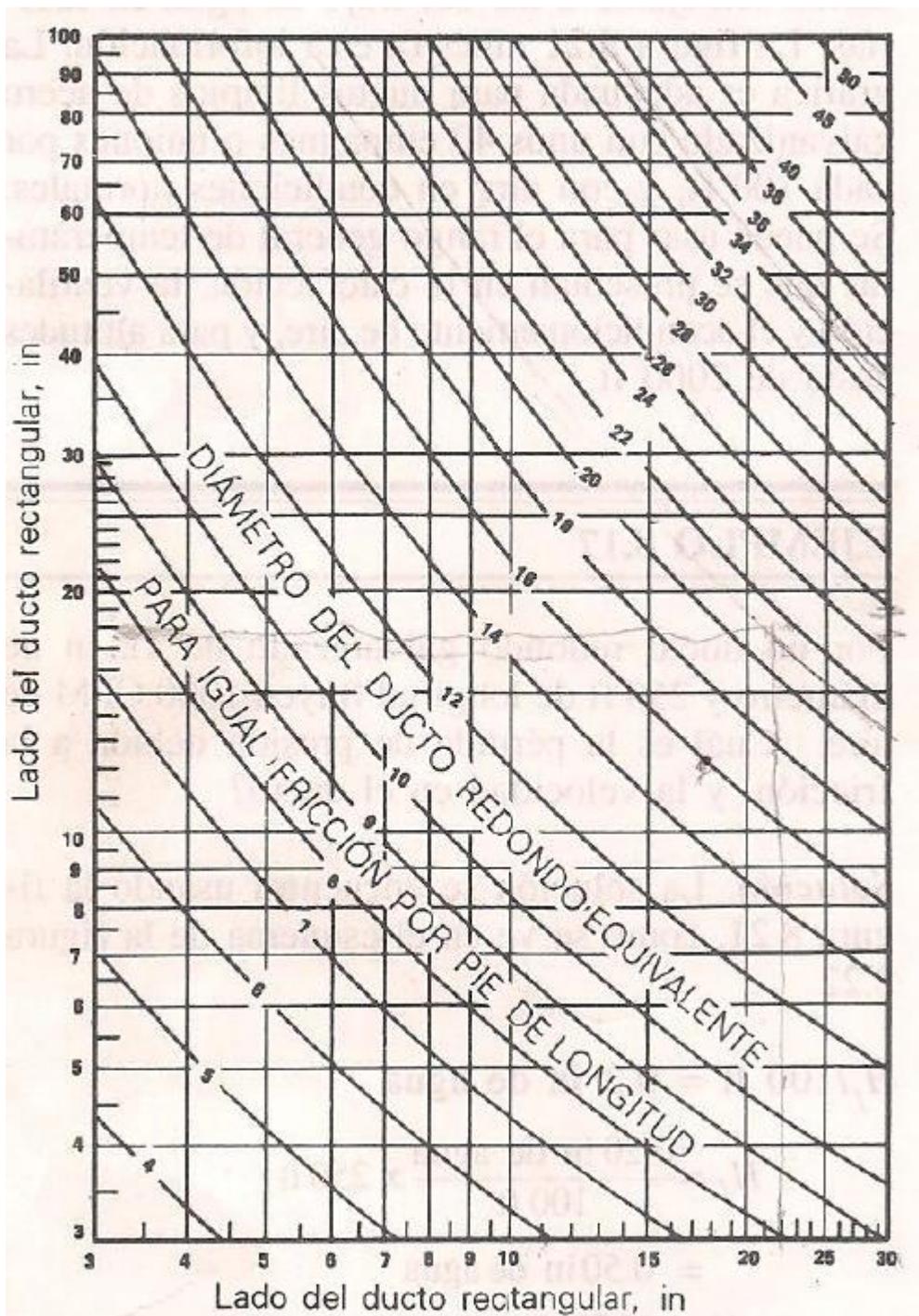
0°C las propiedades y las líneas de
 ón de la entalpia son para el hielo

Anexo A.5. Diagrama de Mollier R-22



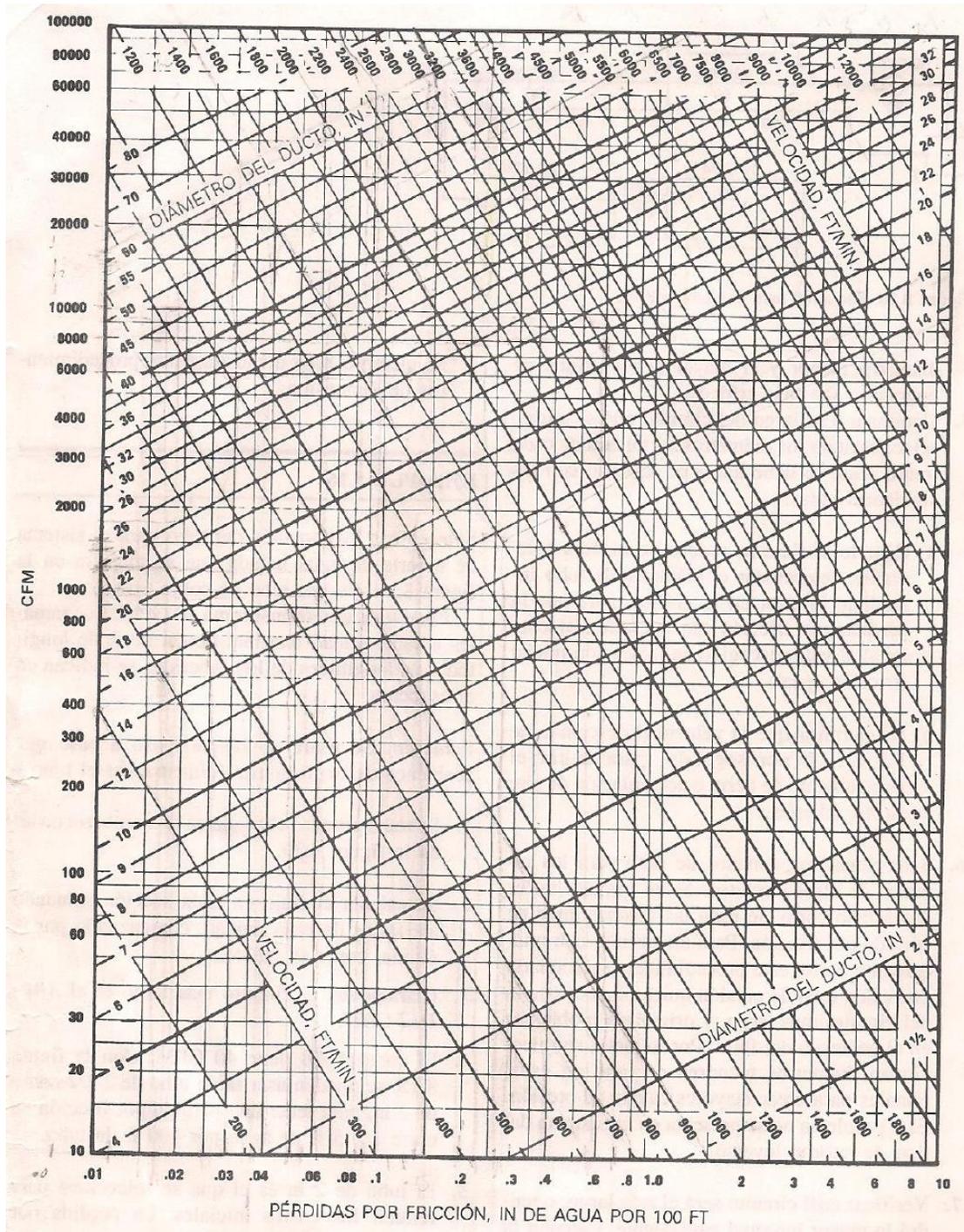
Fuente: ASHRAE Handbook.

Anexo A.6. Diámetros de ductos redondos equivalentes.



Fuente: PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pág. 236 fig. 8.23.

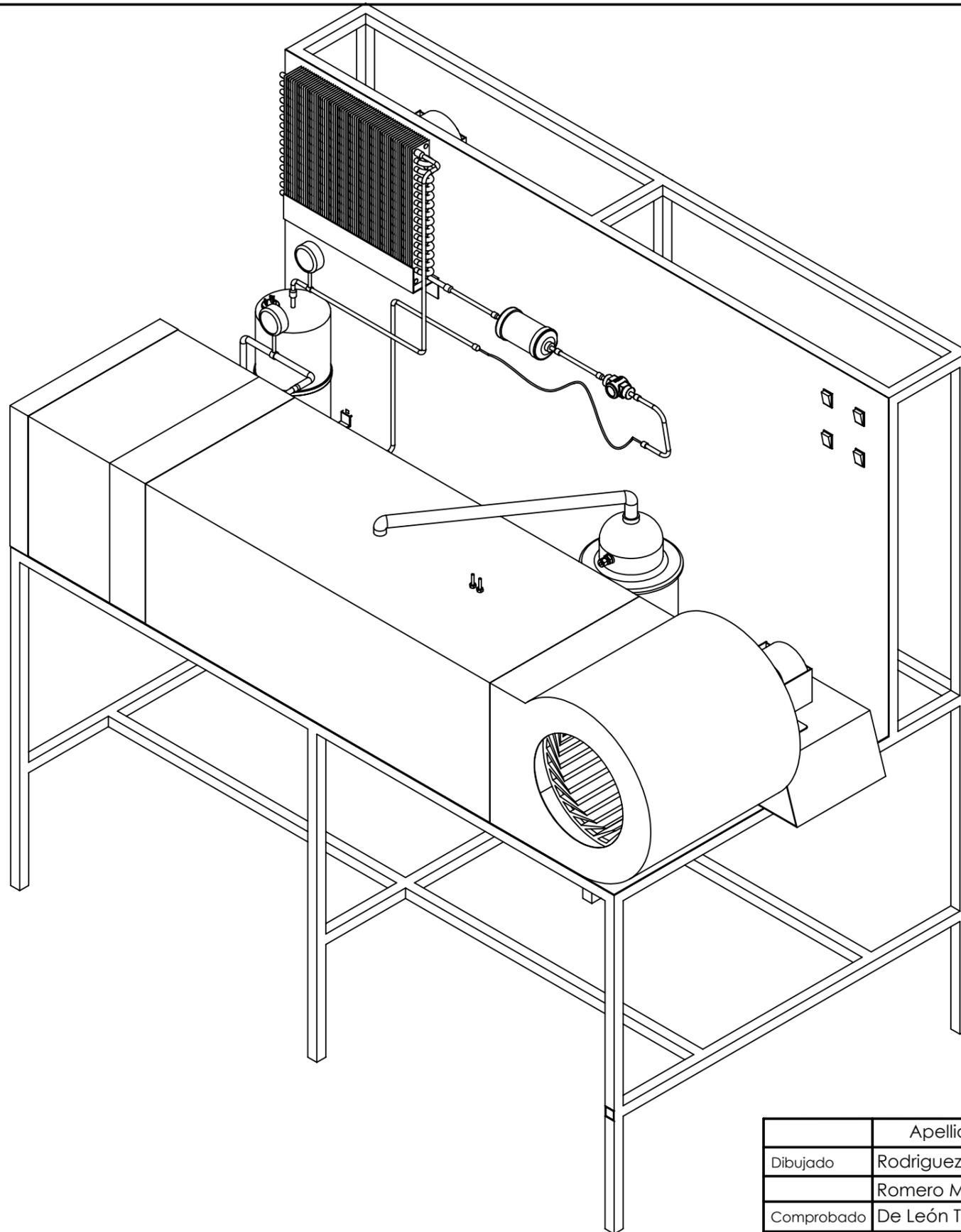
Anexo A.7. Pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos redondos de lámina galvanizada.



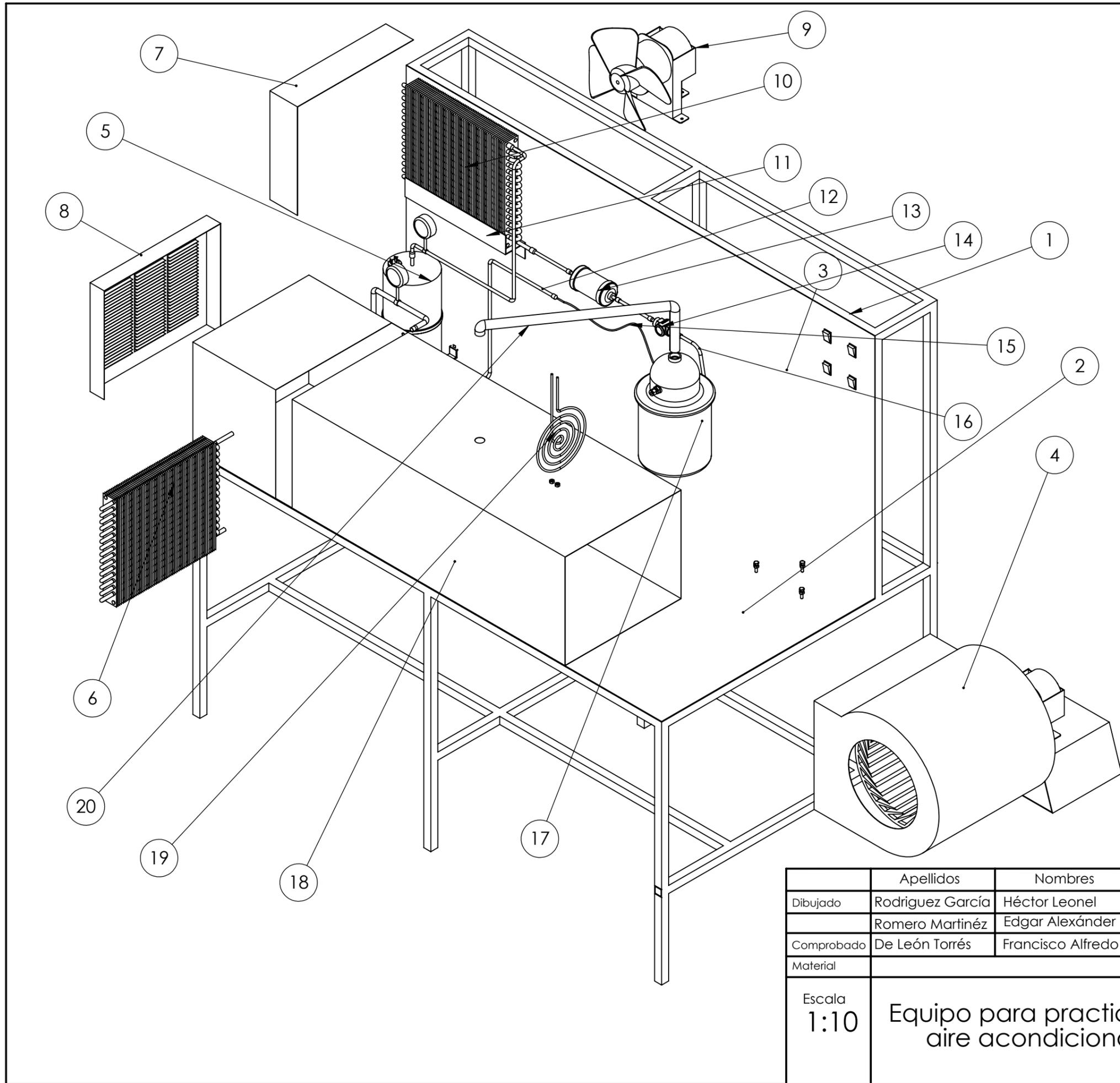
Fuente: PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pág. 234 fig. 8.21

ANEXO B:

PLANOS

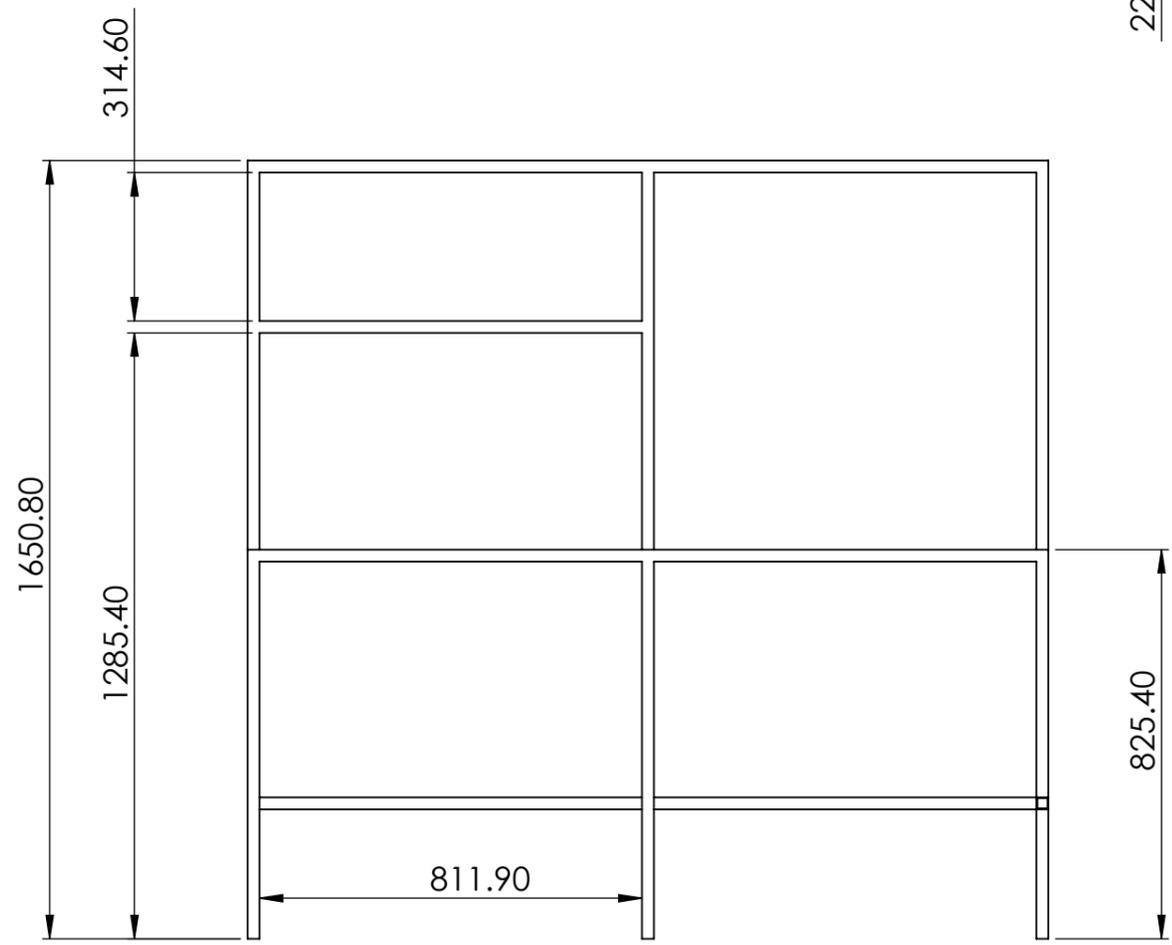
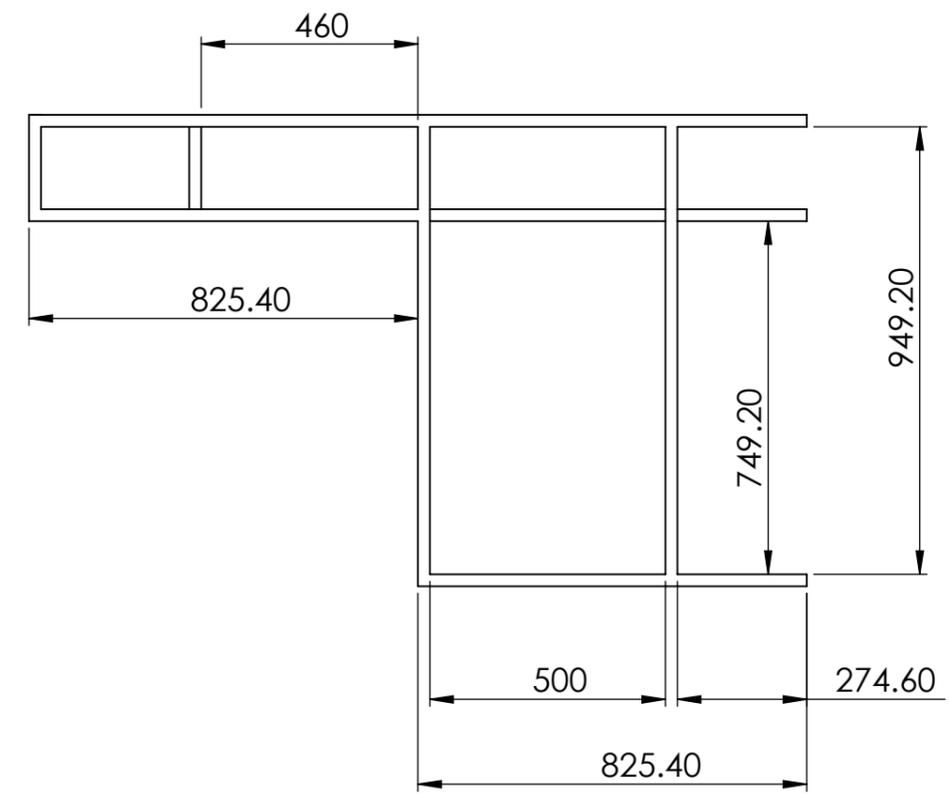
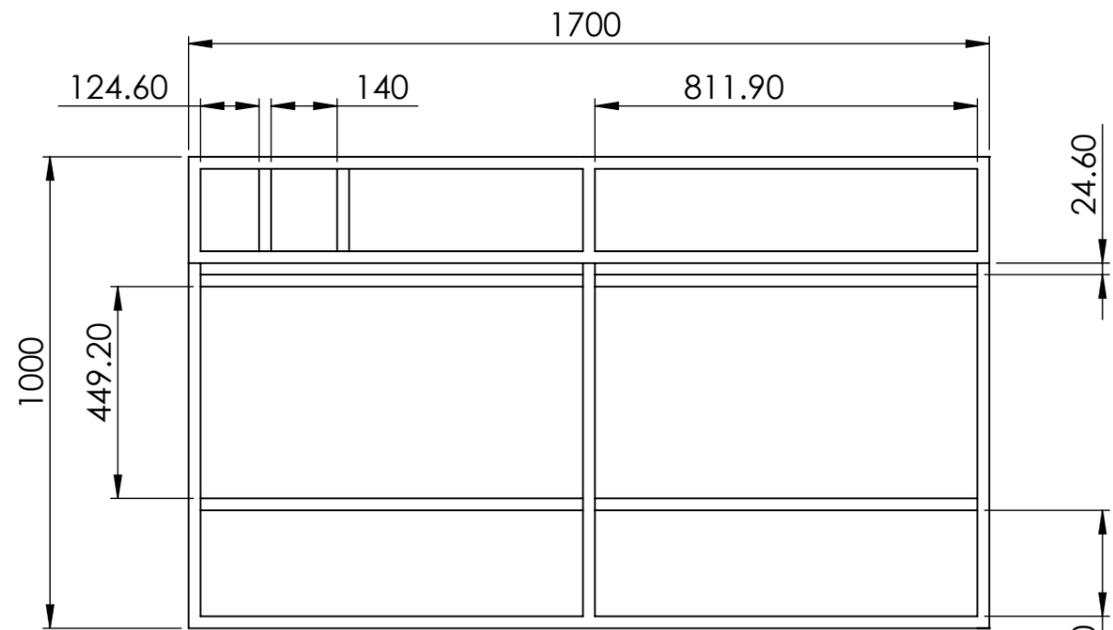


	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexander		
Comprobado	De León Torrés	Francisco Alfredo		
Material	Tubo estructural cuadrado de 1 pulgada calibre 14			TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:10	Equipo para practicas de aire acondicionado			

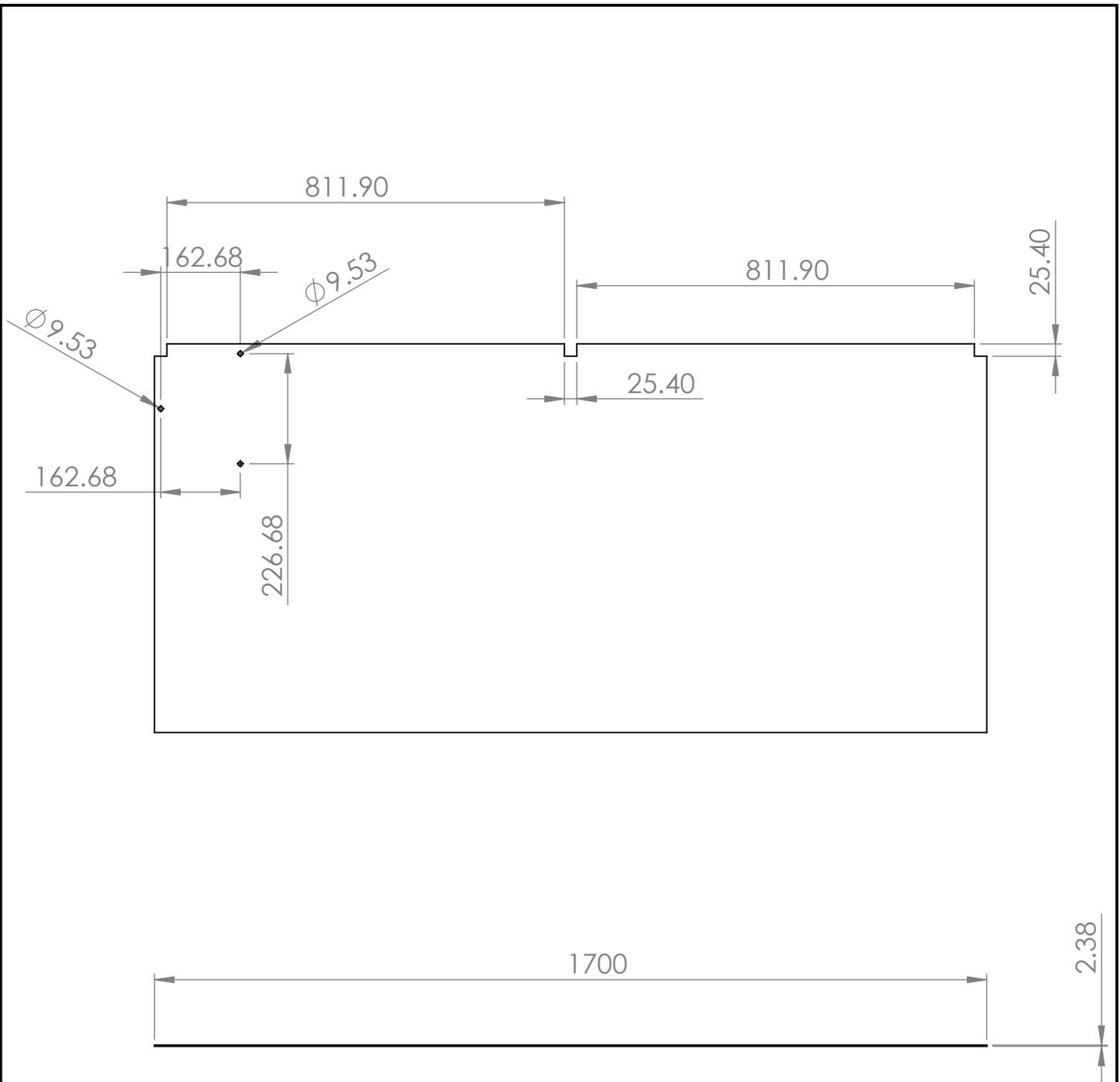


Nº	NOMBRE	CANT.
1	Marco	1
2	Lamina horizontal	1
3	Lamina vertical	1
4	ventilador centrifugo	1
5	Compresor	1
6	Evaporador	1
7	Tapa de evaporador	1
8	Rejilla	1
9	Ventilador axial	1
10	Condensador	1
11	Soporte condensador	1
12	Tubo capilar-evap.	1
13	Filtro secador	1
14	visor de Liquido	1
15	Tubo capilar	1
16	tubo capilar-visor	1
17	Humidificador	1
18	Ducto	1
19	Resistencia	1
20	Manguera	1

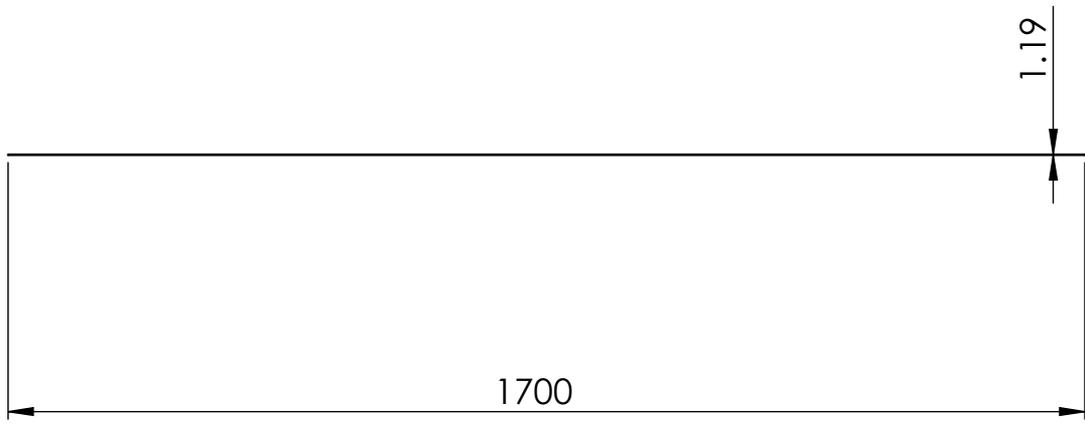
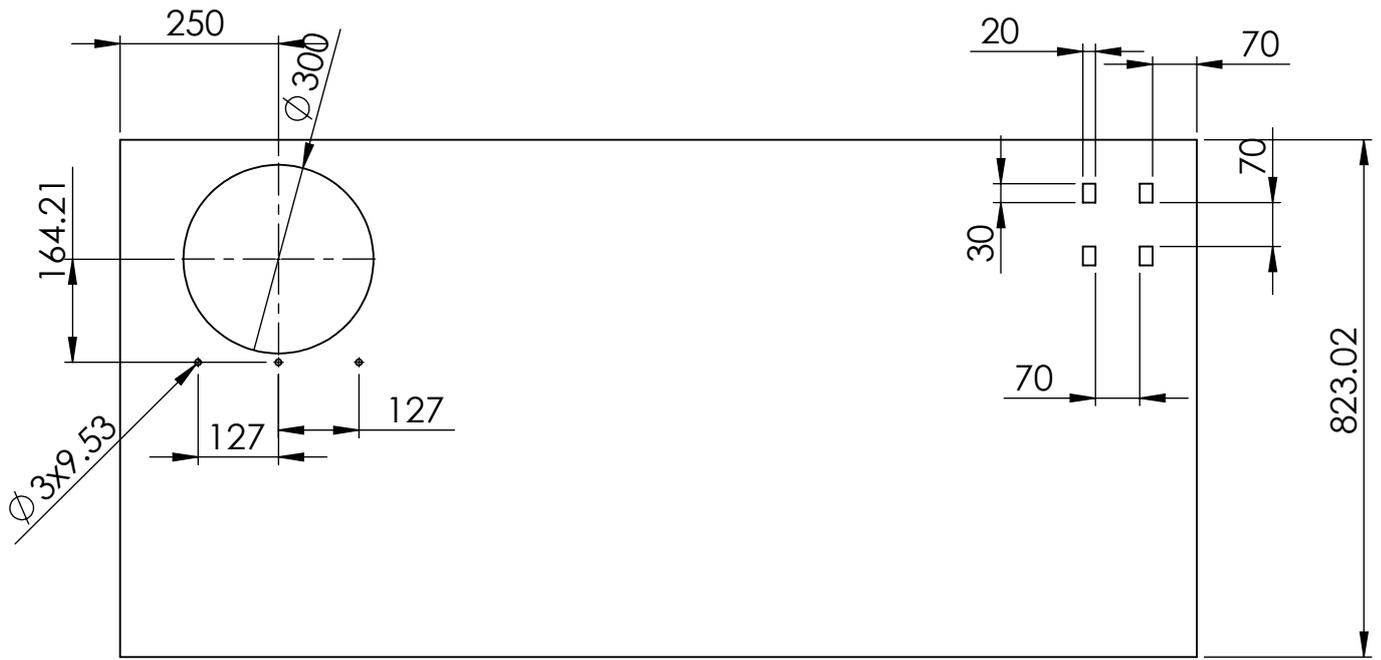
	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexander		
Comprobado	De León Torrés	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:10	Equipo para practicas de aire acondicionado			
				Vista explosiva



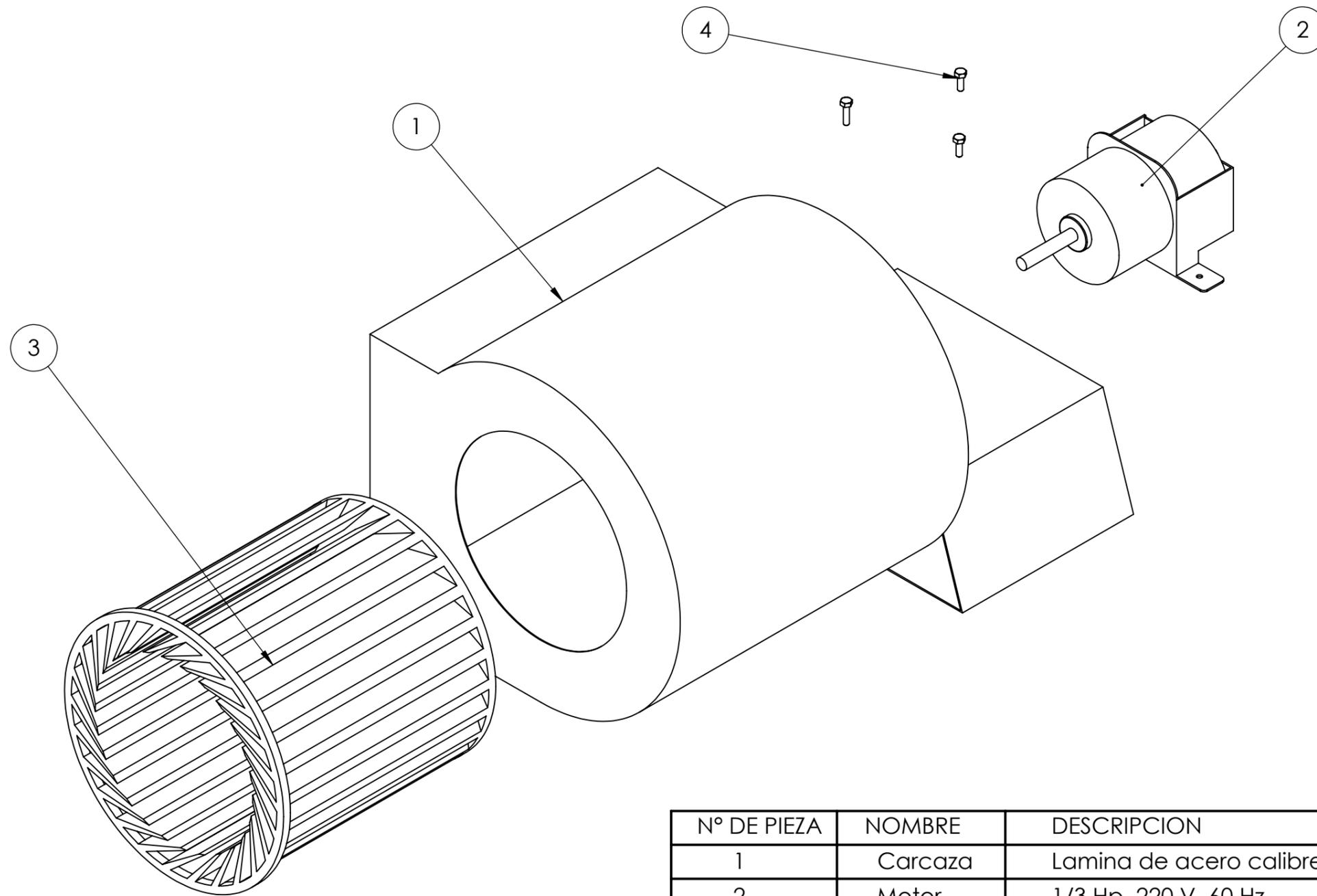
	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexander		
Comprobado	De León Torrès	Francisco Alfredo		
Material	Tubo estructural cuadrado de 1 pulgada calibre 14			TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:15 Cotas en mm	Marco			



Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material	lamina de acero calibre 20			TBM-115
Escala	Lamina horizontal			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
1 : 12				Plano 2
Cotas en mm				



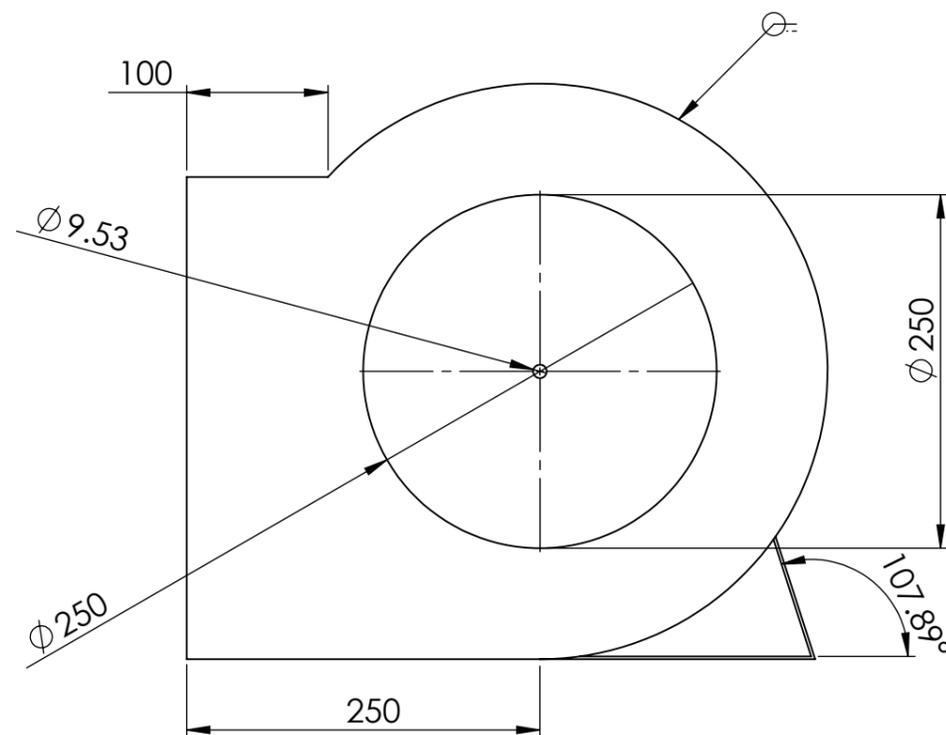
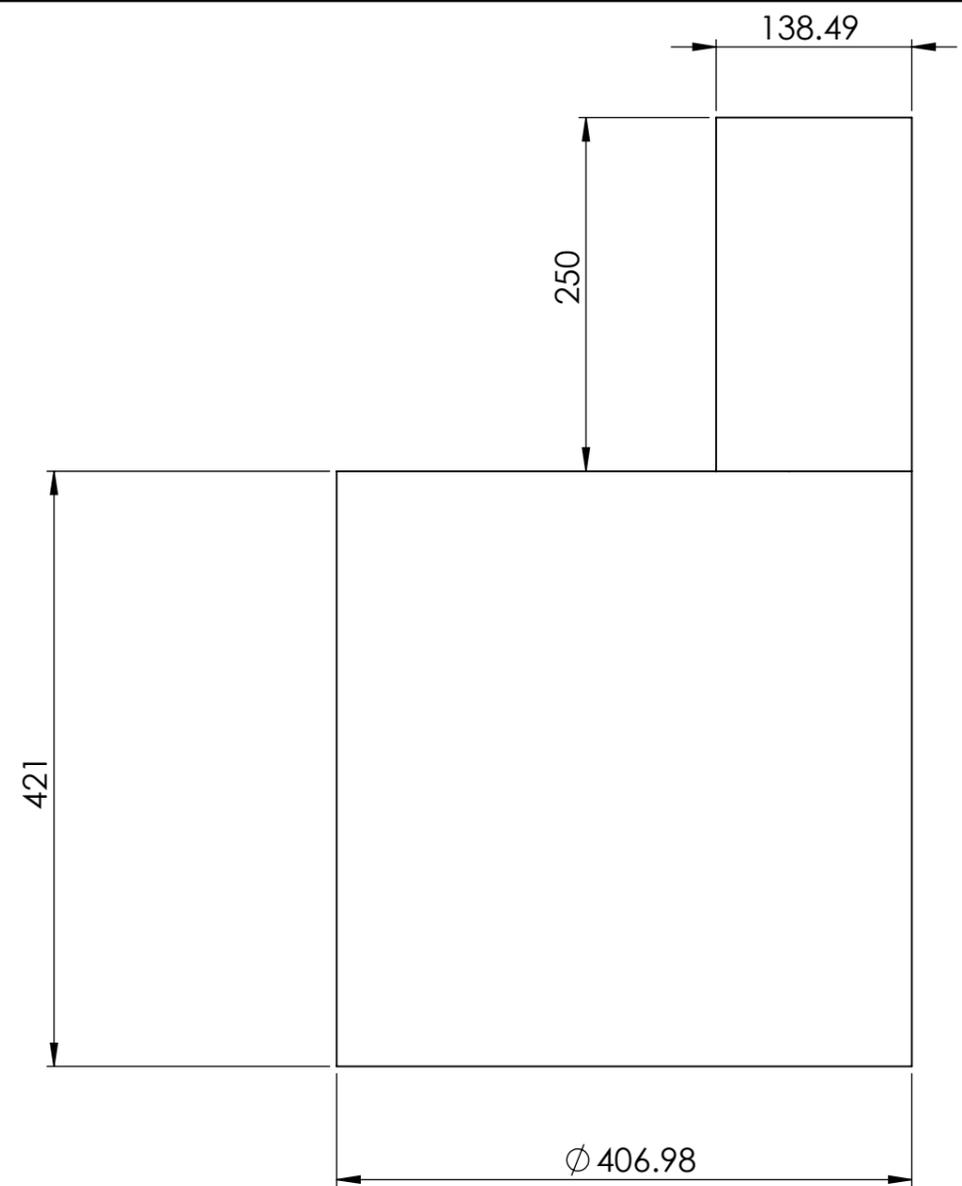
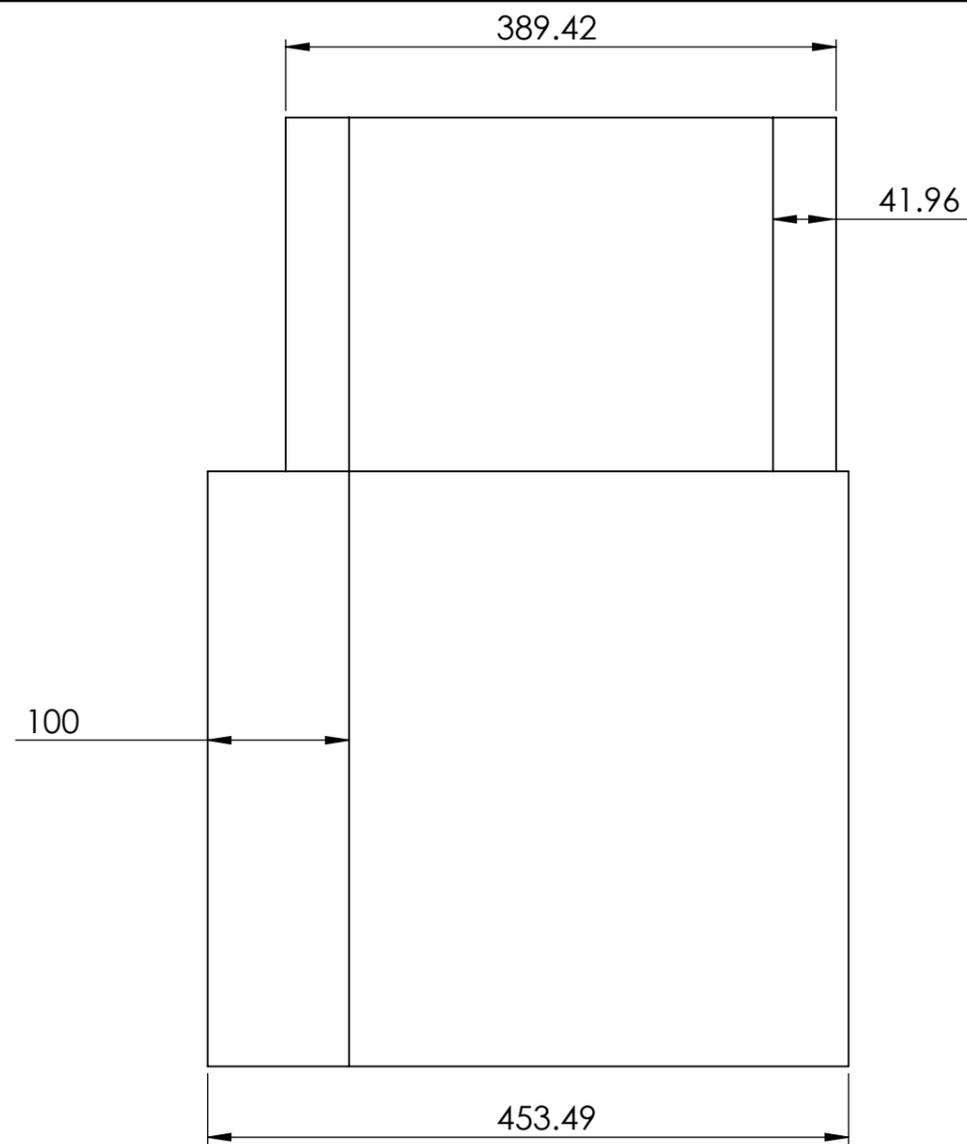
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Rodríguez García	Héctor Leonel		
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material	Lamina negra de acero calibre 20			TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1 : 12 Cotas en mm	Lamina vertical			
				Plano 3



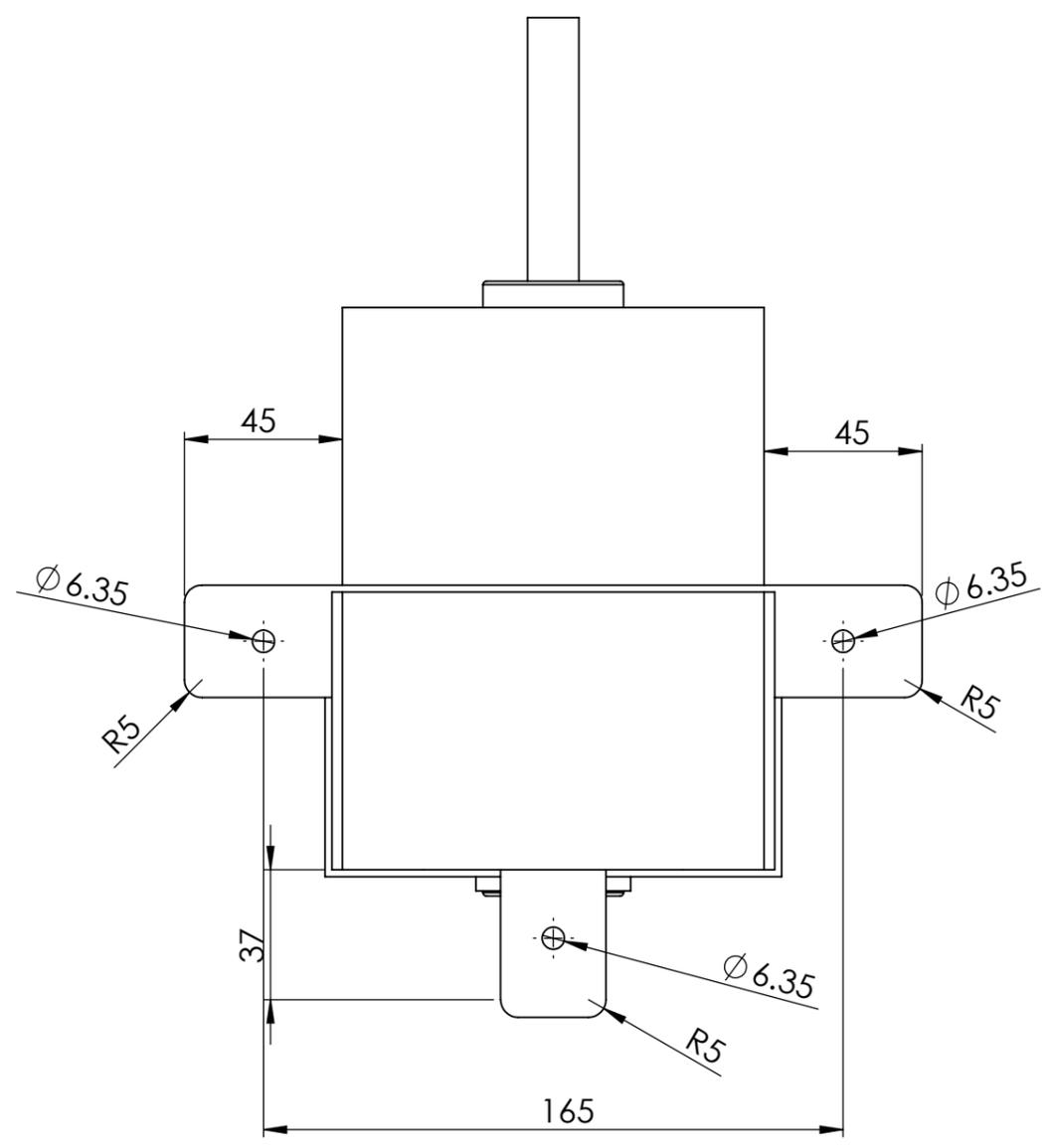
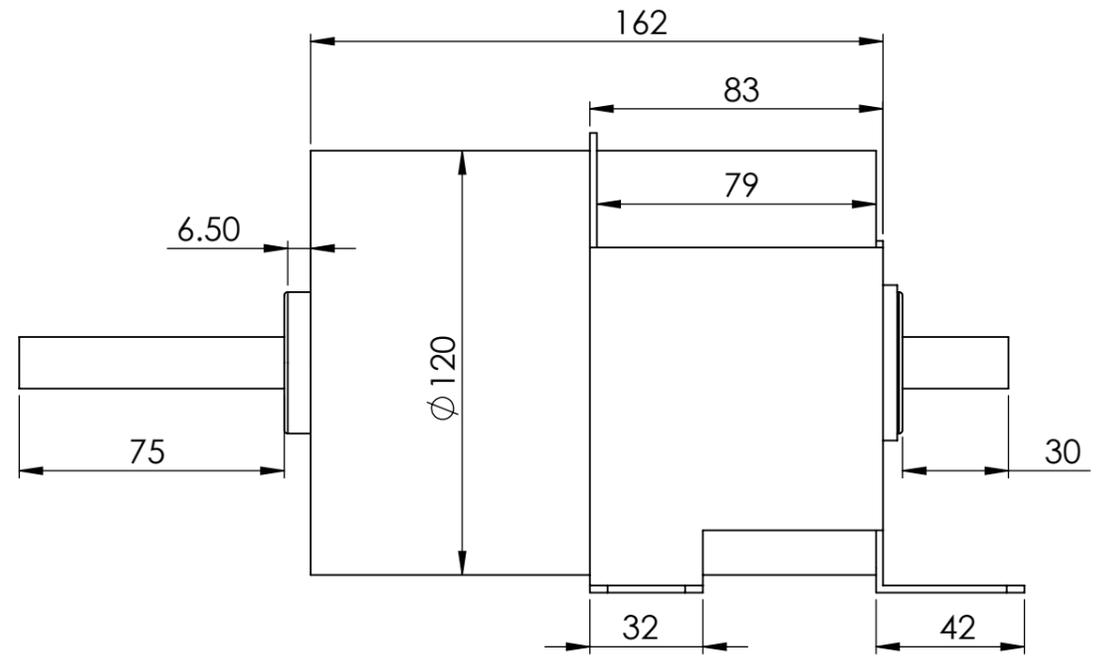
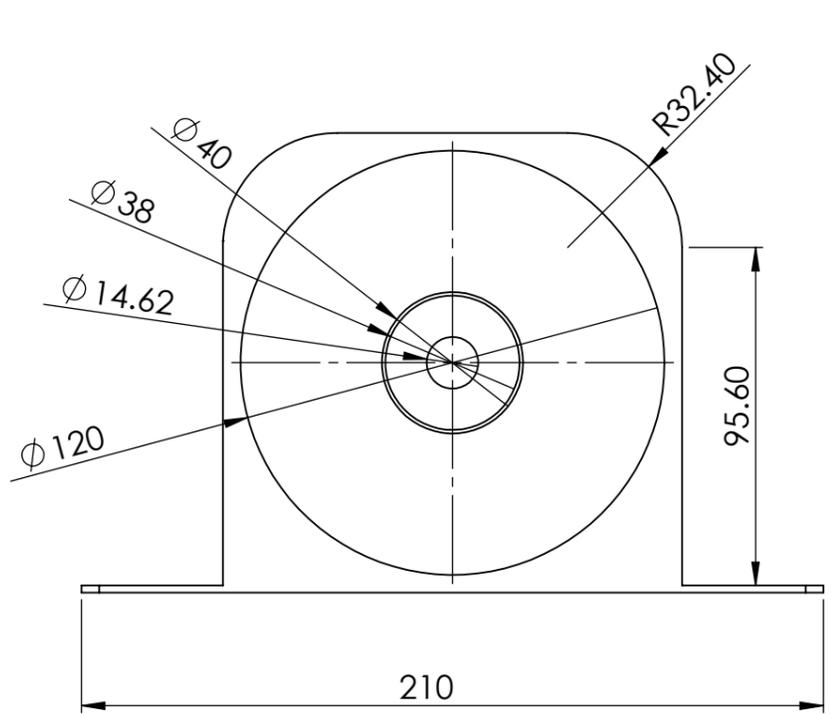
Nº DE PIEZA	NOMBRE	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	Carcaza	Lamina de acero calibre 24	1
2	Motor	1/3 Hp, 220 V, 60 Hz	1
3	Rodete		1
4	Perno	1/4 x 3/4 de pulgada	3

	Apellidos	Nombres	Firmas
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel	
	Romero Martínez	Edgar Alexánder	
Comprobado	De León Torrés	Francisco Alfredo	

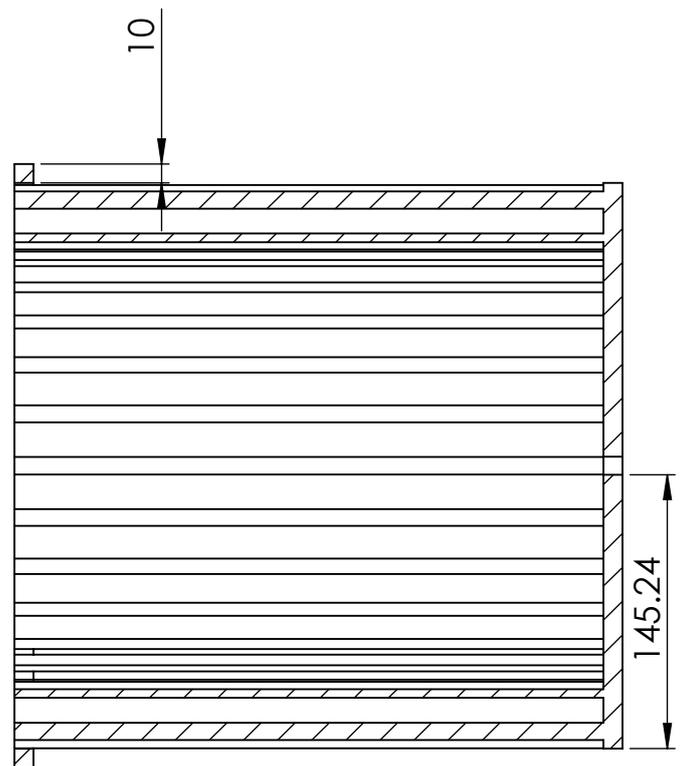
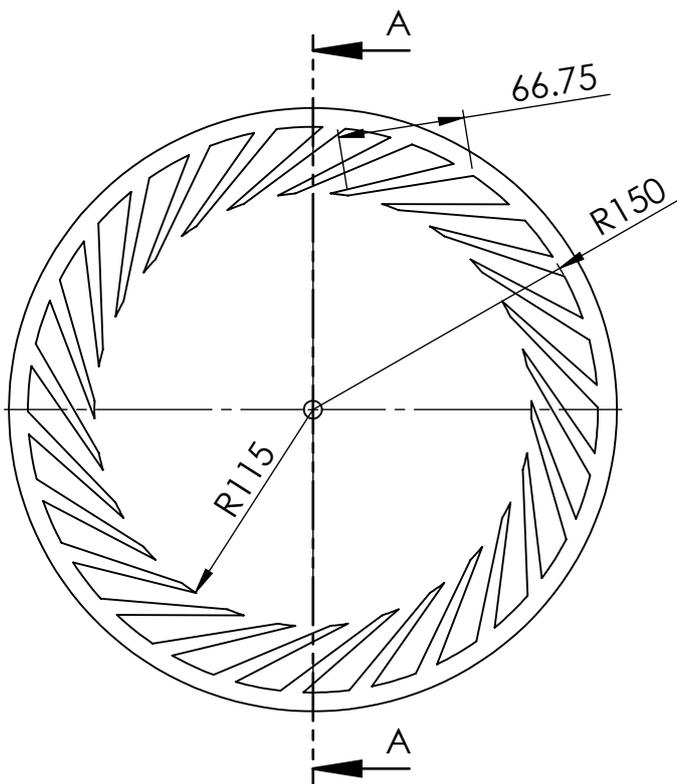
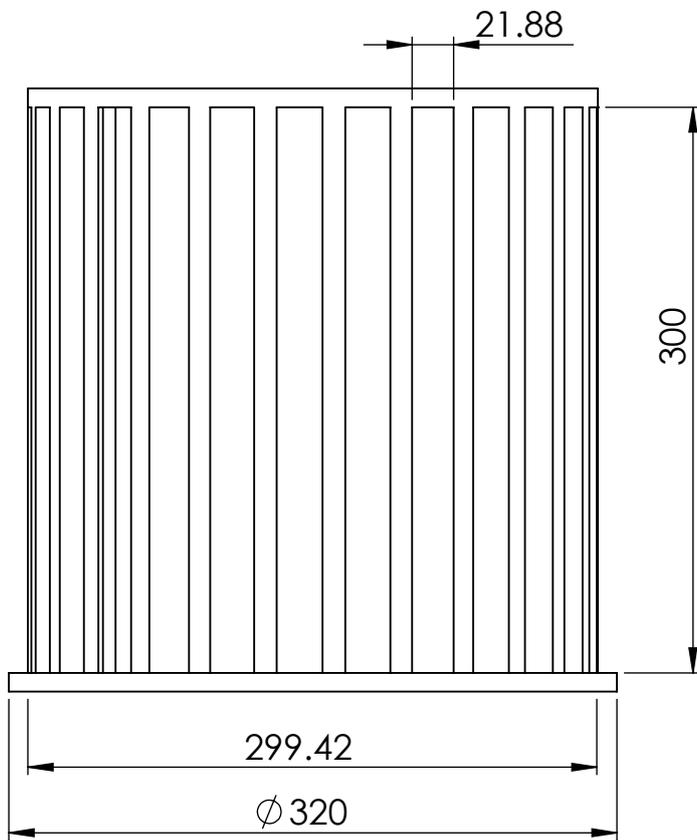
Material		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
Escala 1:5	Ventilador centrifugo	
		TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
		Plano 4



	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexander		
Comprobado	De León Torrés	Francisco Alfredo		
Material	Lamina de acero calibre 24			TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:5 Cotas en mm	Carcaza de ventilador			
				Plano 4-1

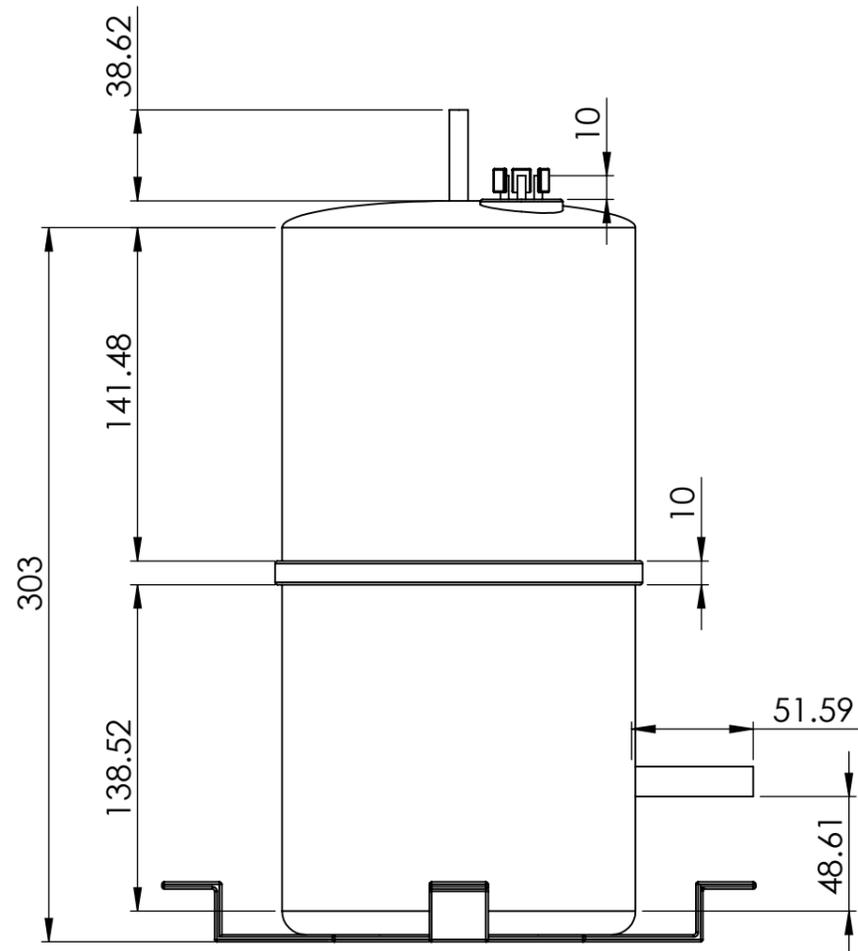
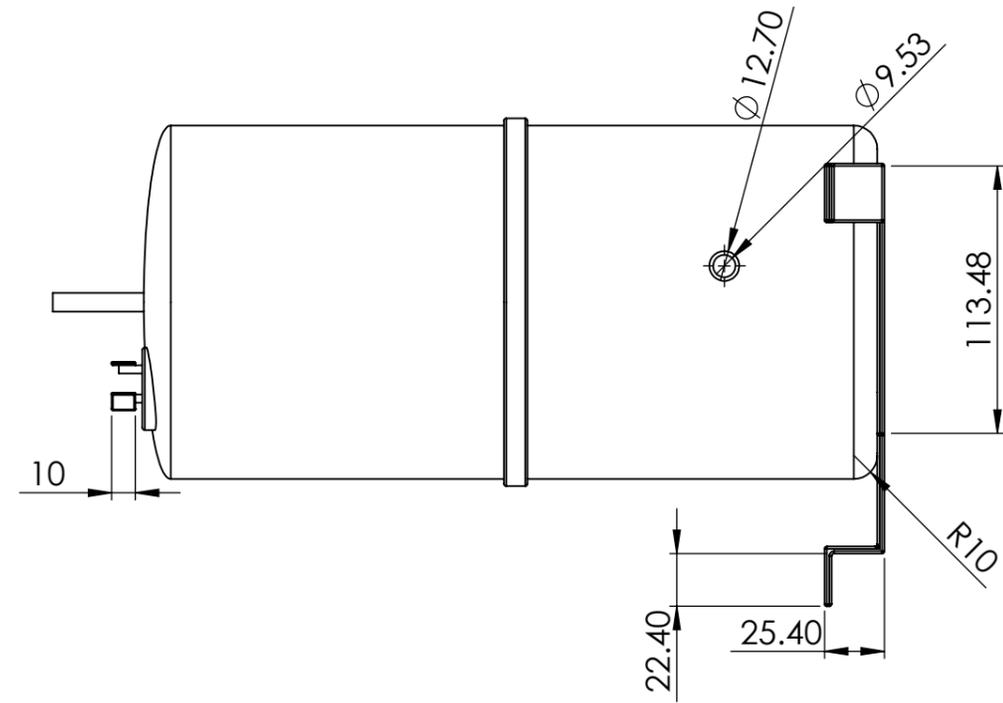
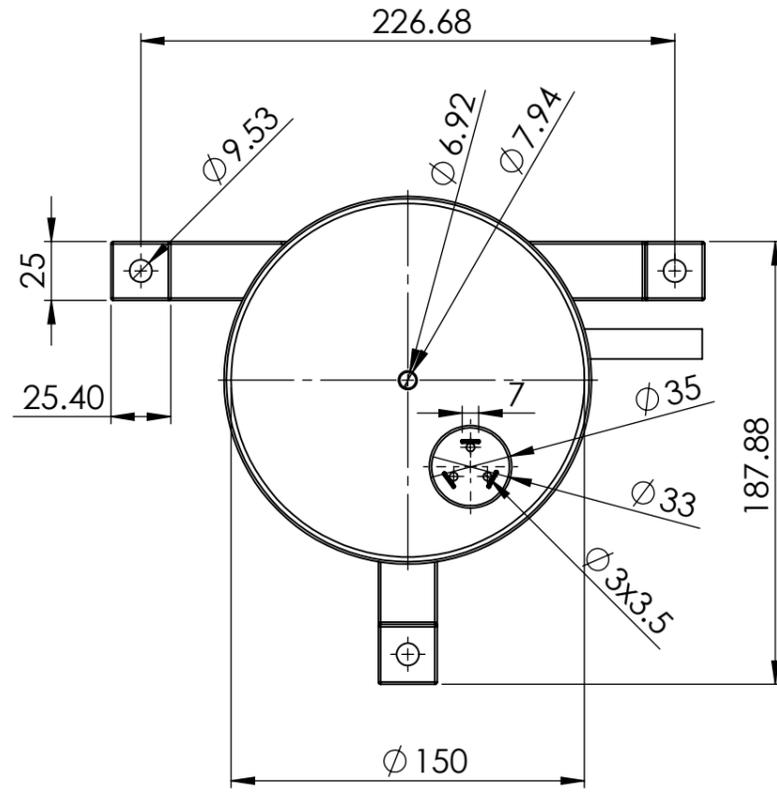


	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		
Comprobado	De León Torrés	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala 1:2 Cotas en mm	Motor de ventilador centrifugo			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
				Plano 4-2

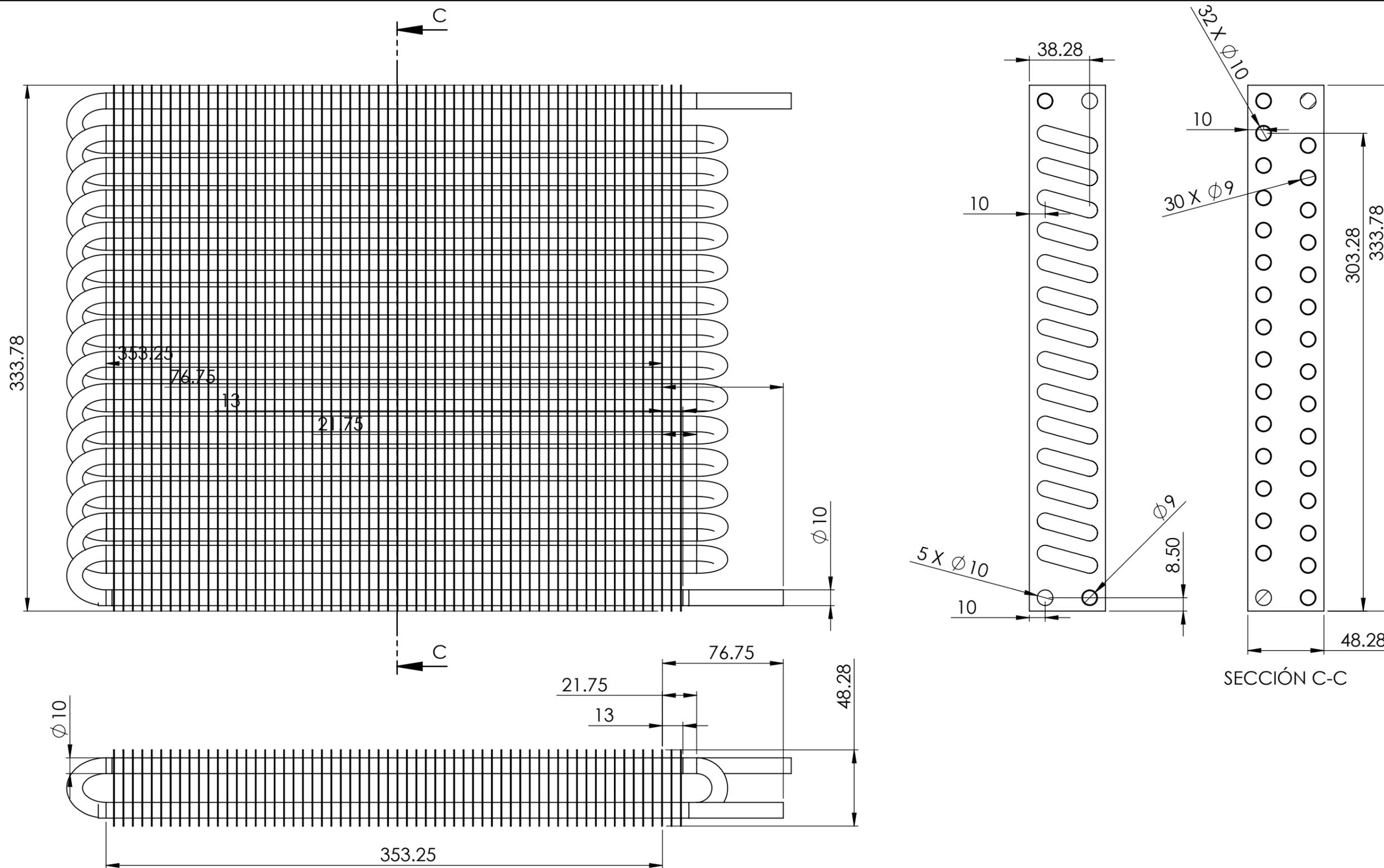


SECCIÓN A-A

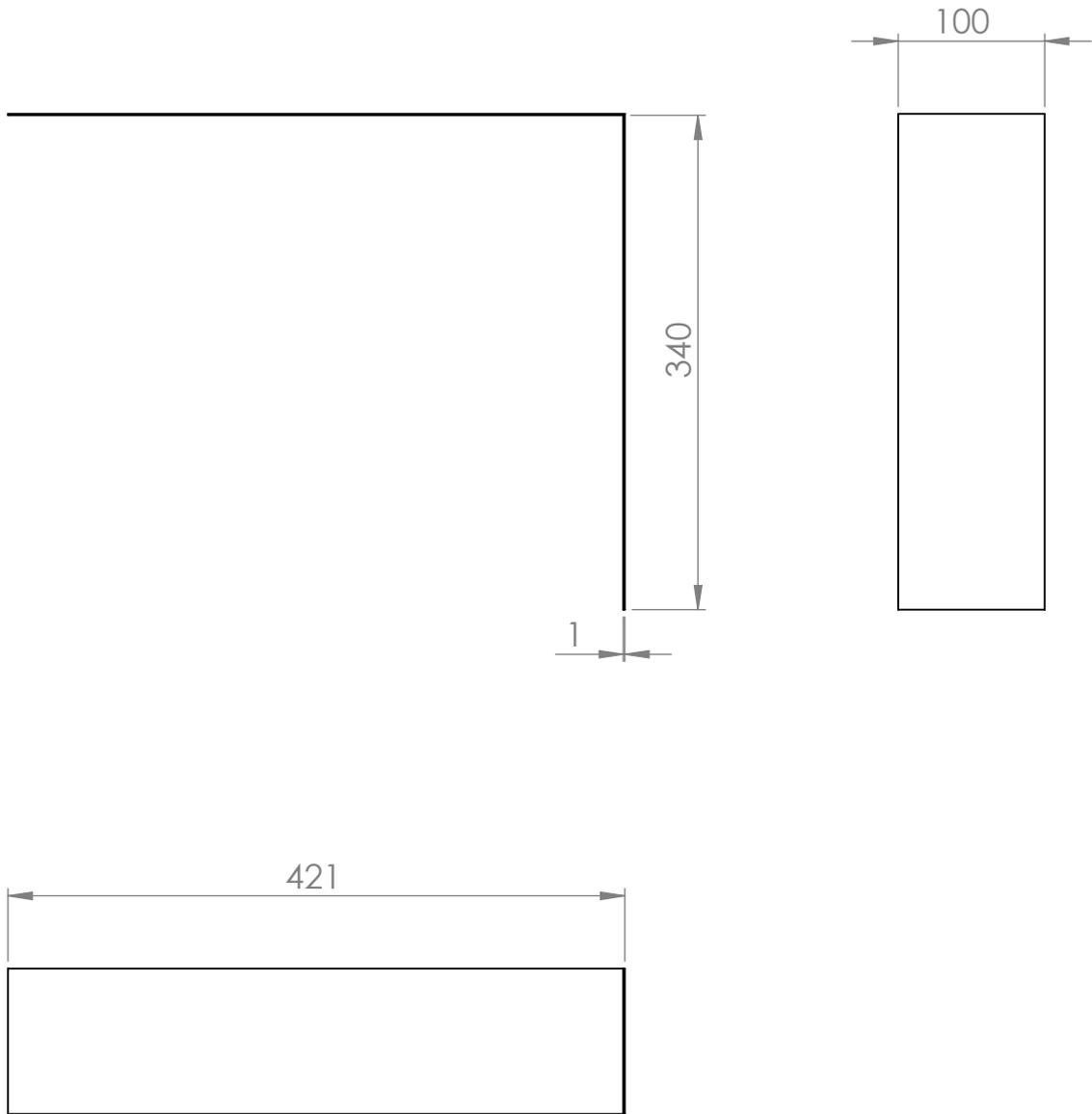
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexander		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala 1 : 1 Cotas en mm	Rodete de ventilador centrifugo			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
				Plano 4-3



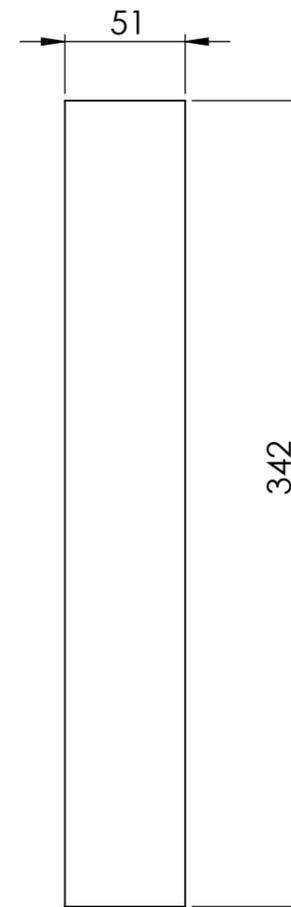
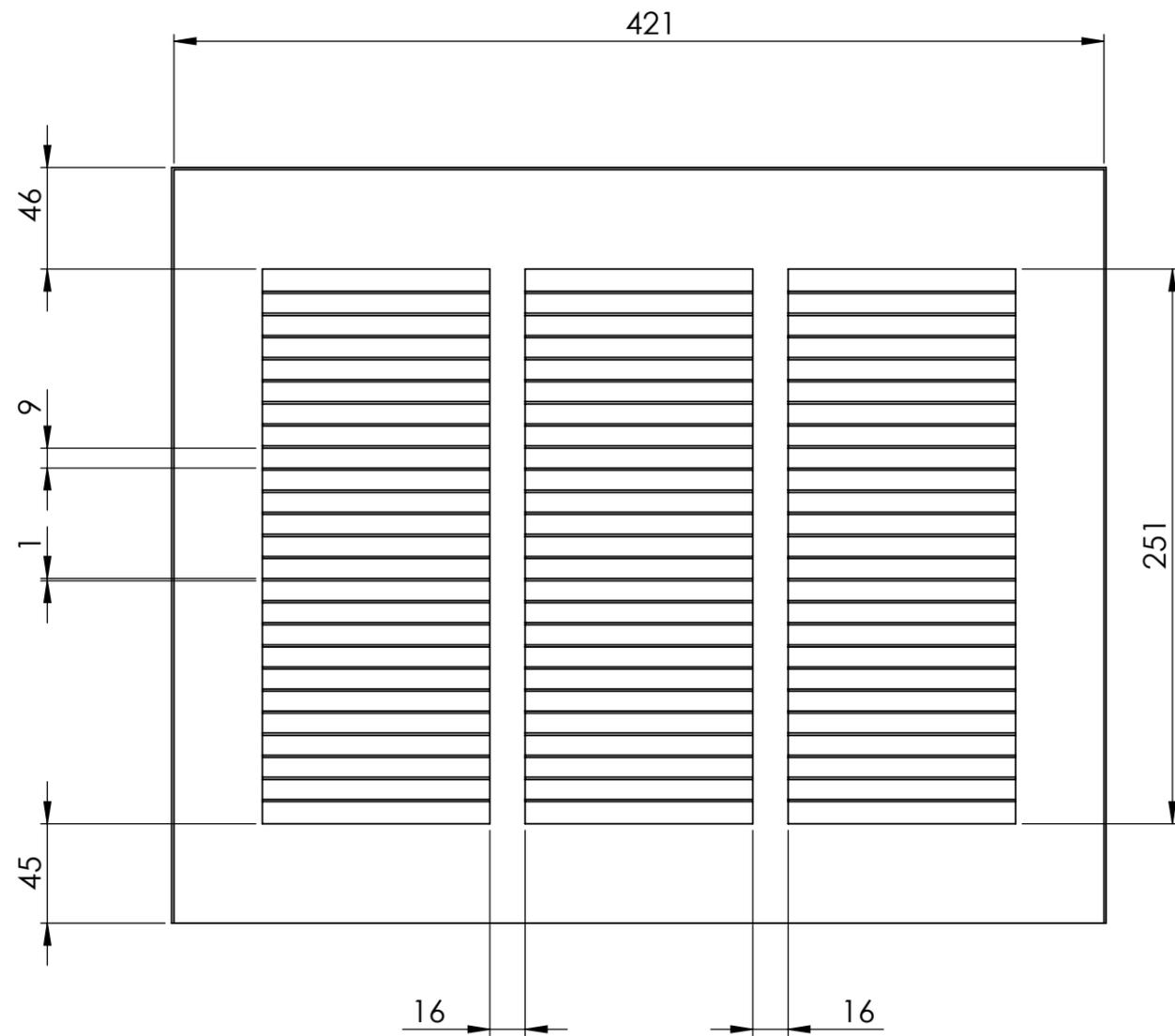
	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodríguez Garcia	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martinez	Edgar alexánder		
Comprobado	De Leon Torres	Francisco Alfredo		
Material	Acero			TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:3 Cotas en mm	Compresor			
				Plano 5



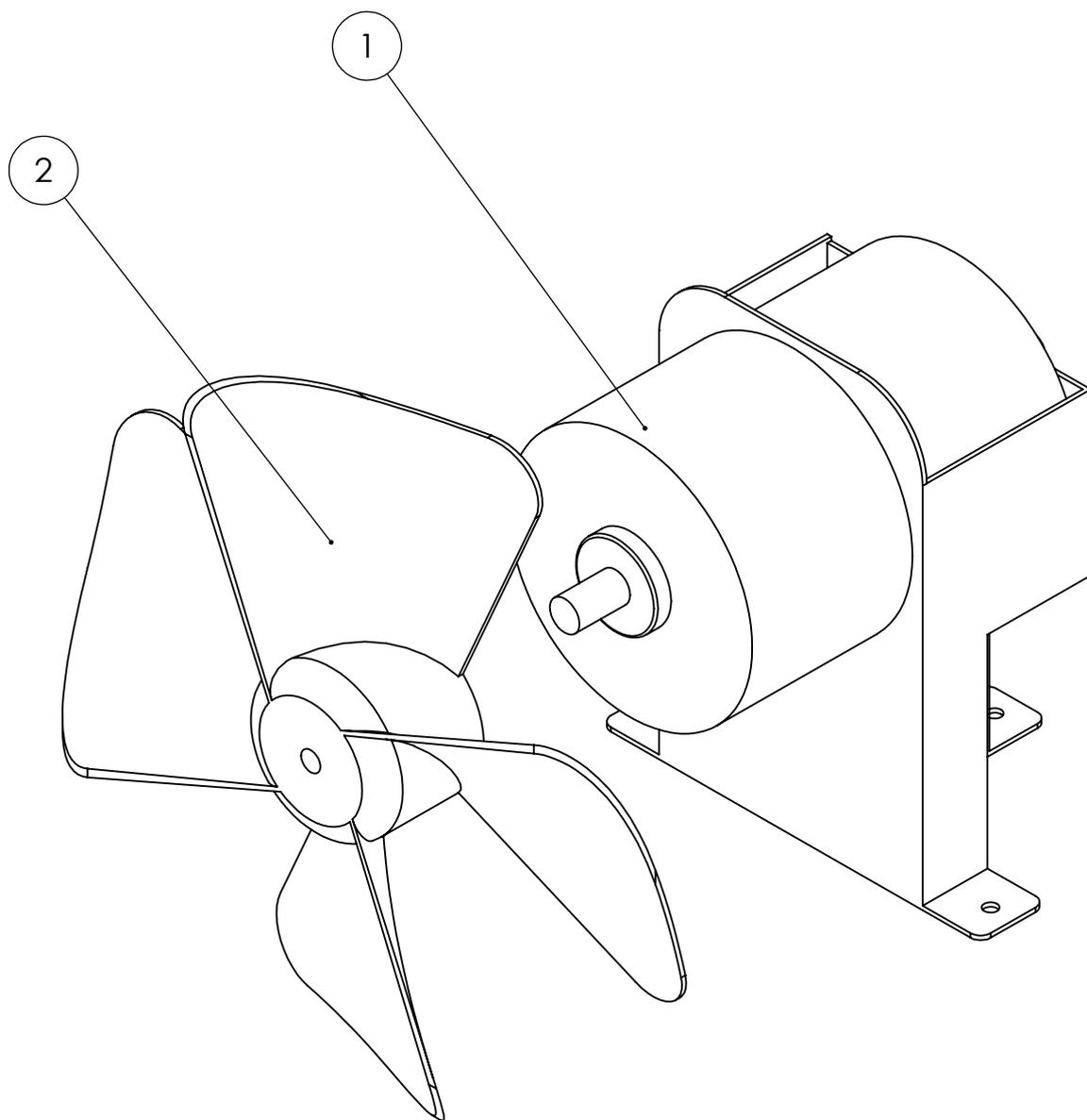
	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		
Comprobado	De León Torrés	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:2.5 Cotas en mm	Evaporador			
				Plano 6



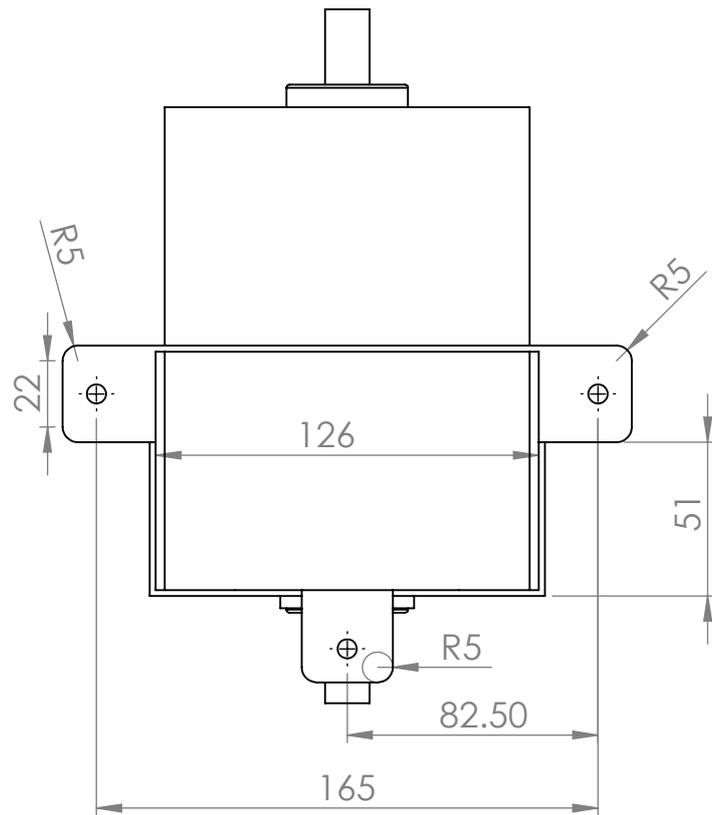
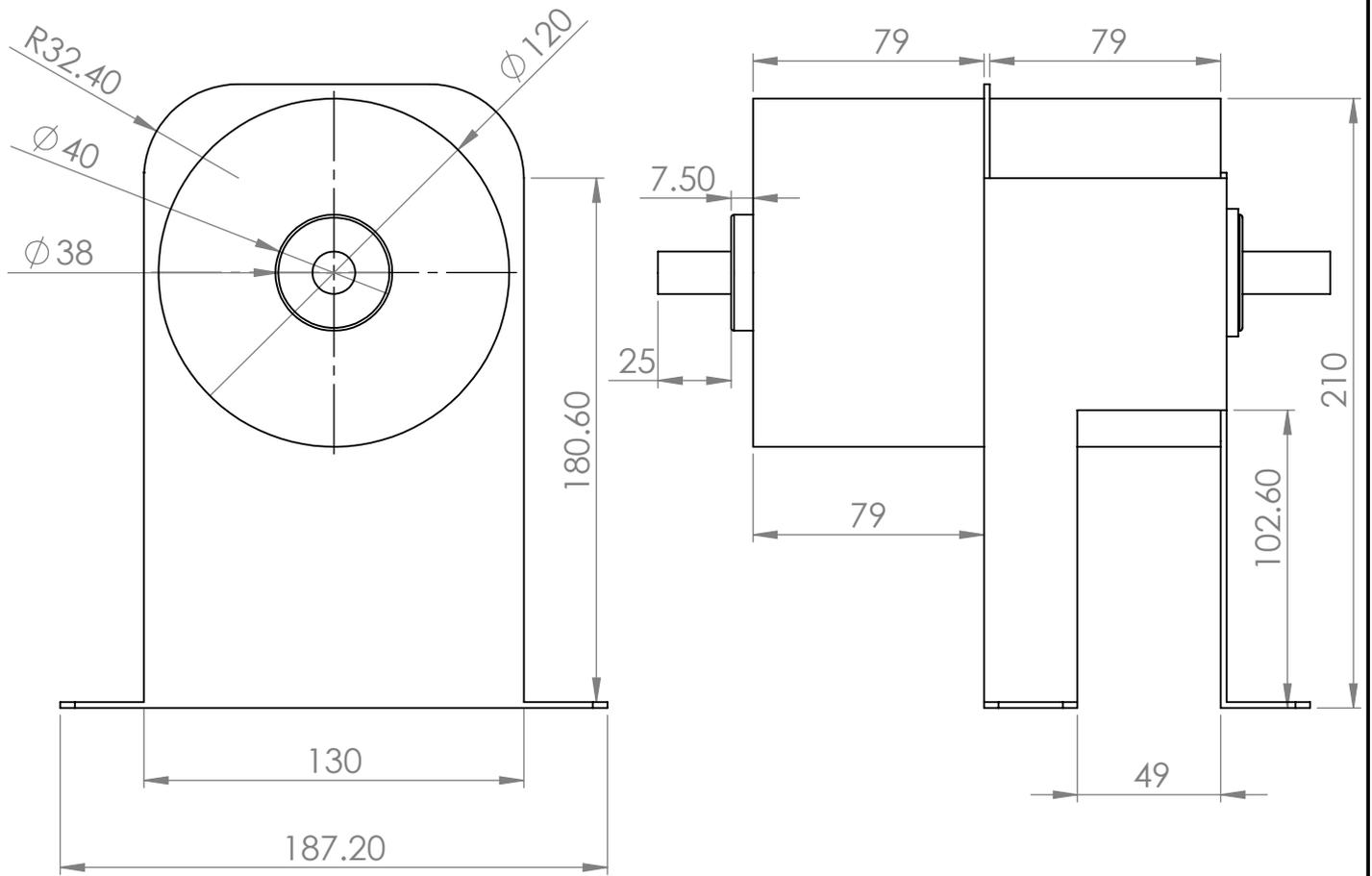
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala	Tapa de evaporador			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
1 : 5				
Cotas en mm				Plano 7



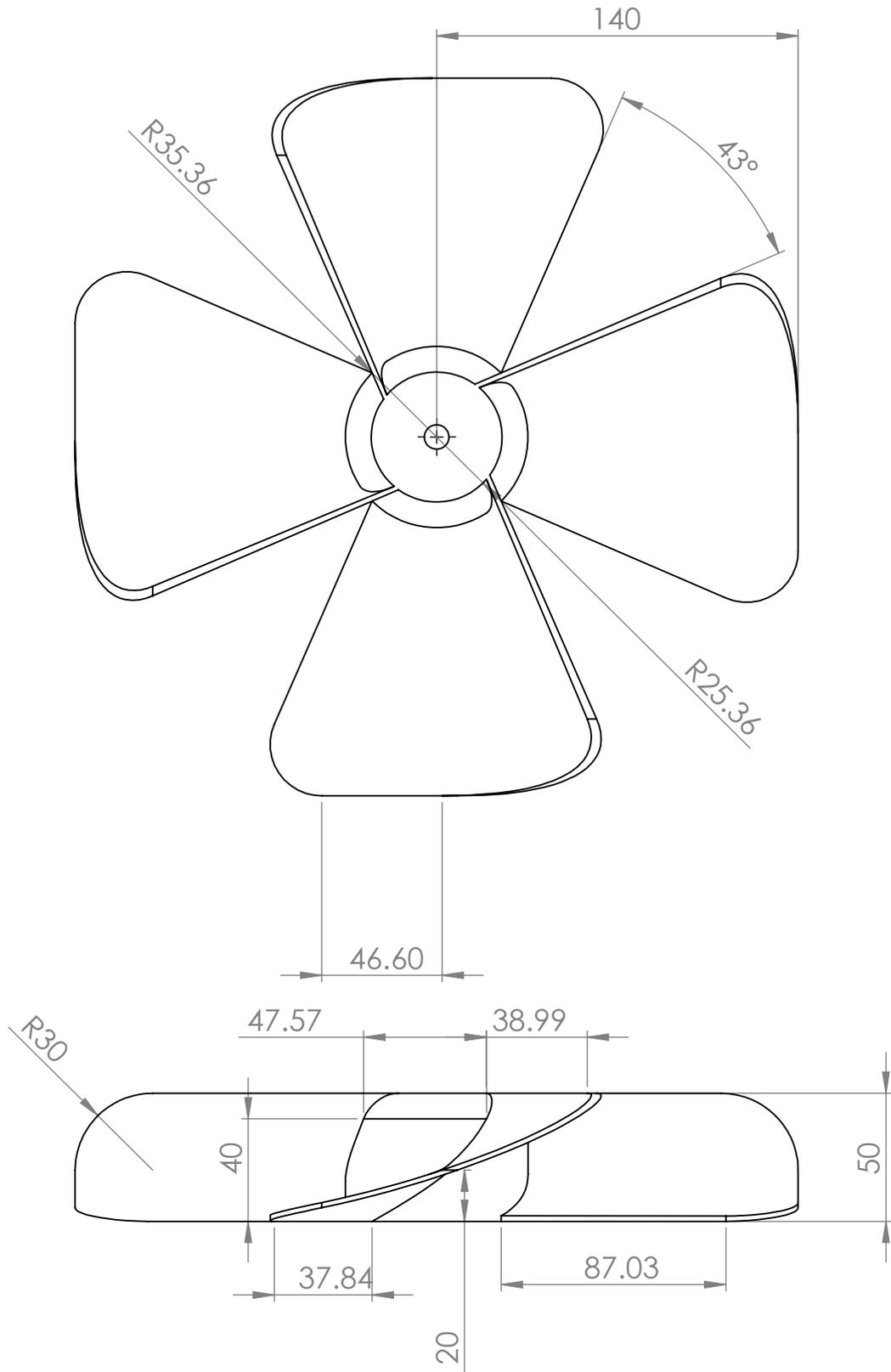
	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexander		
Comprobado	De León Torrès	Francisco Alfredo		
Material	Lamina de acero calibre 24			TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:3 Cotas en mm	Rejilla de impulsión de aire			
				Plano 8



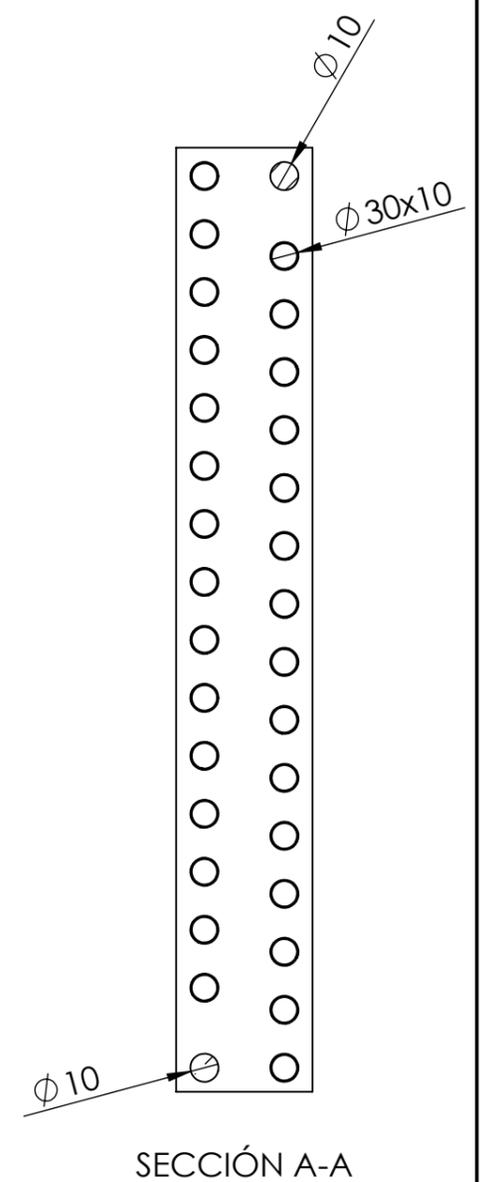
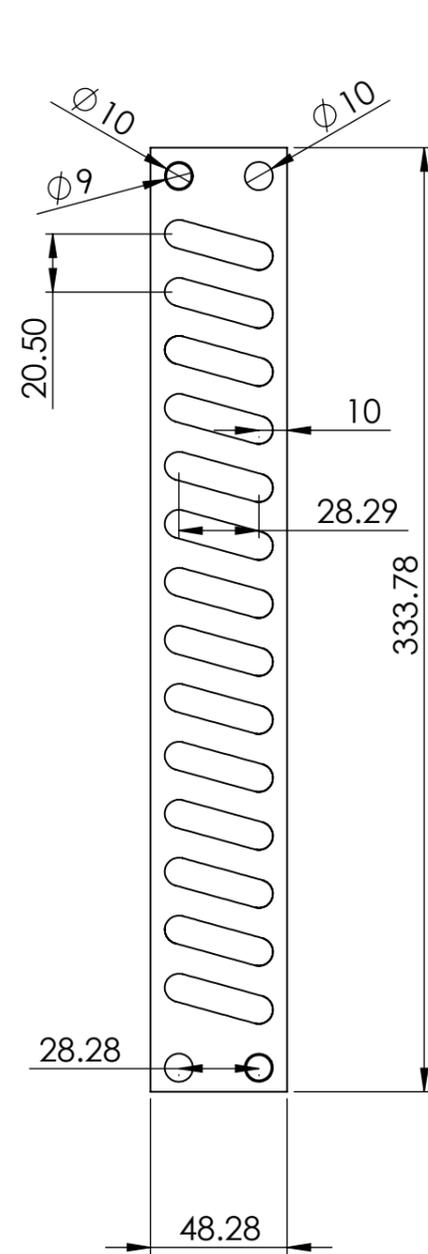
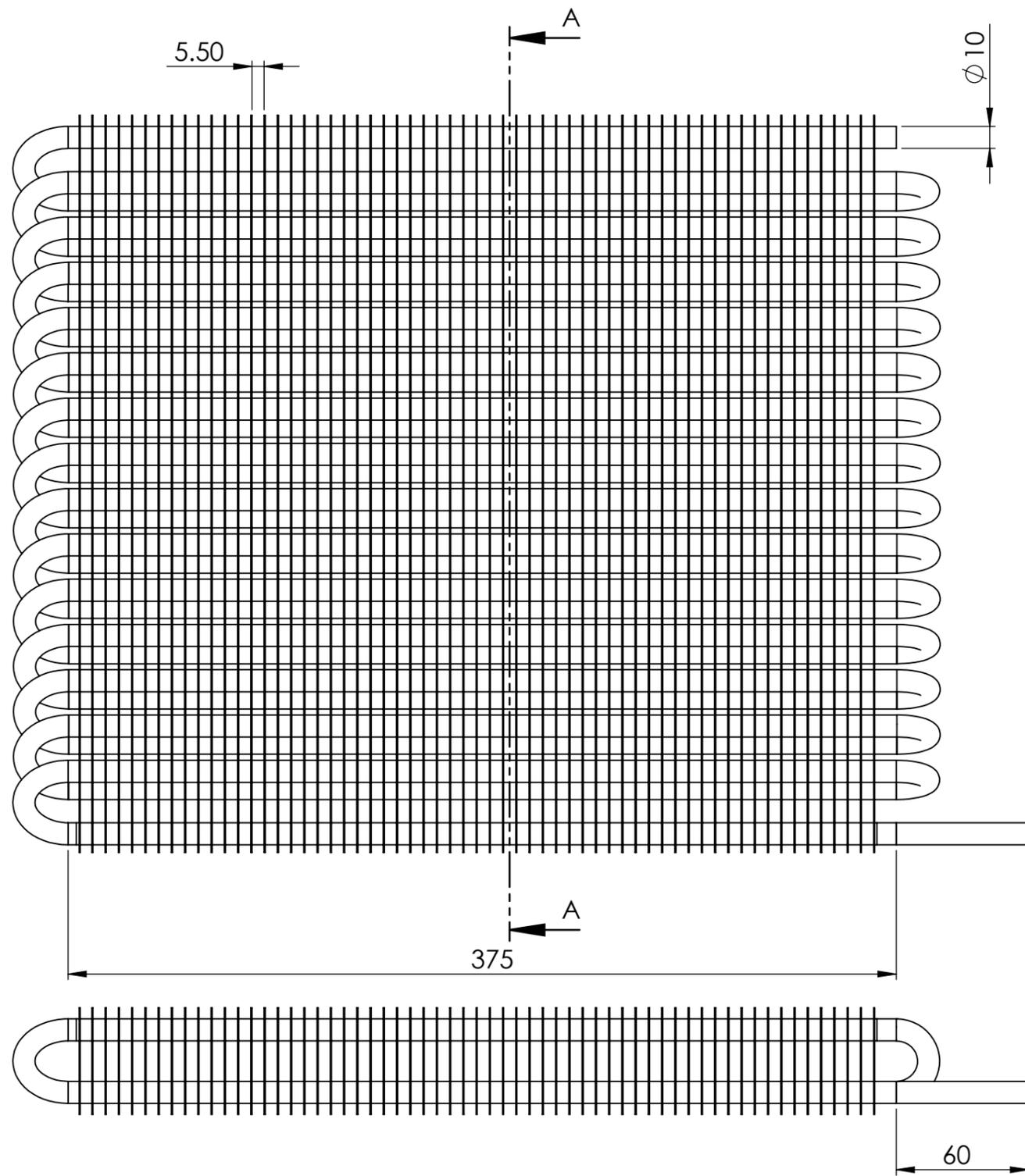
Nº DE PIEZA	NOMBRE	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	Motor	1/3 hp, 220 V, 60 hz 1350 rpm	1
2	Helice		1
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma
	Rodríguez García	Héctor Leonel	
	Romero Martínez	Edgar Alexánder	
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo	
Material			
Escala	ventilador axial		
1 : 2.5			
Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica			
TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica			
Plano 9			



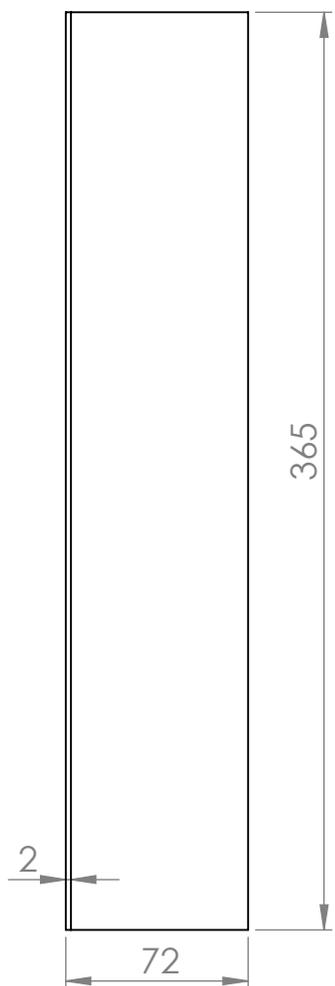
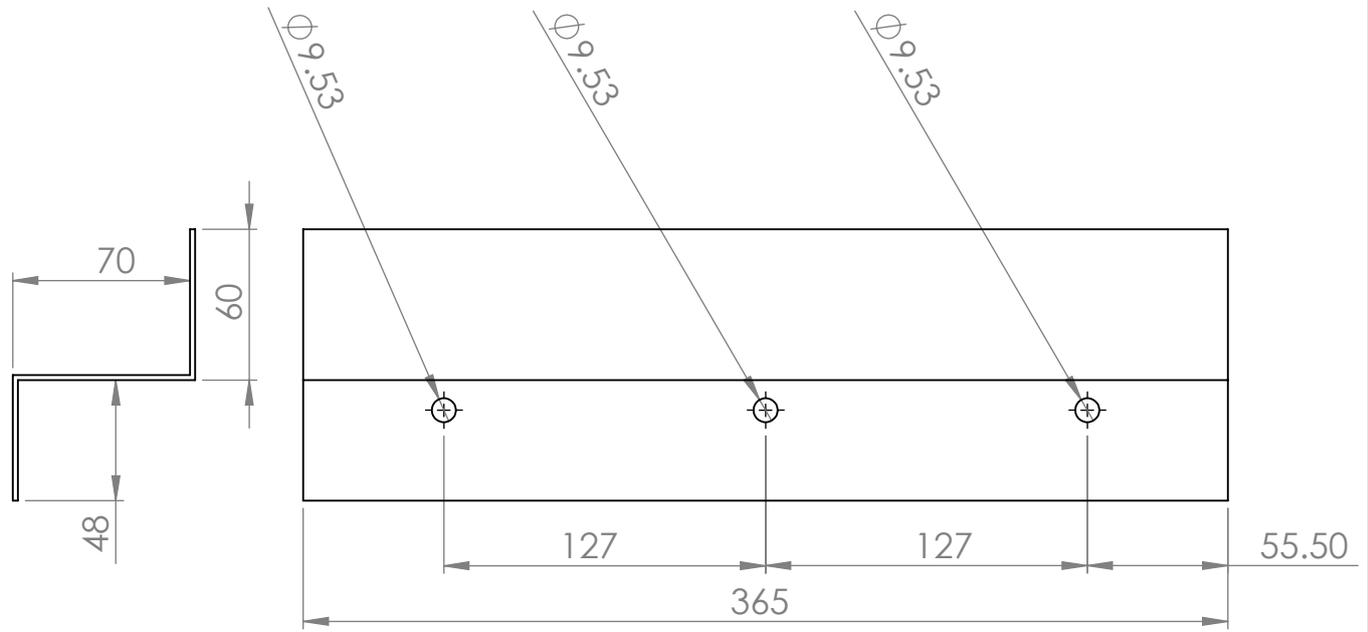
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexander		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala	Motor de ventilador axial			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
1 : 2.5				Plano 9-1
Cotas en mm				



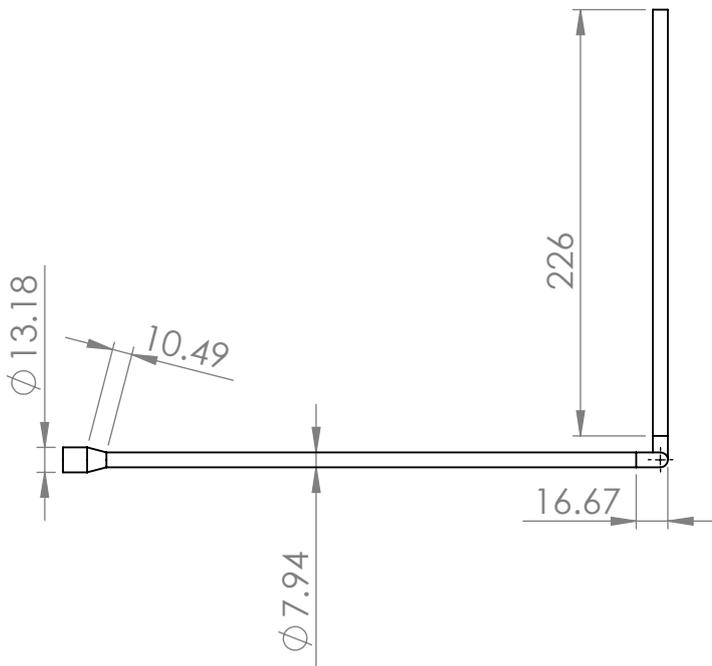
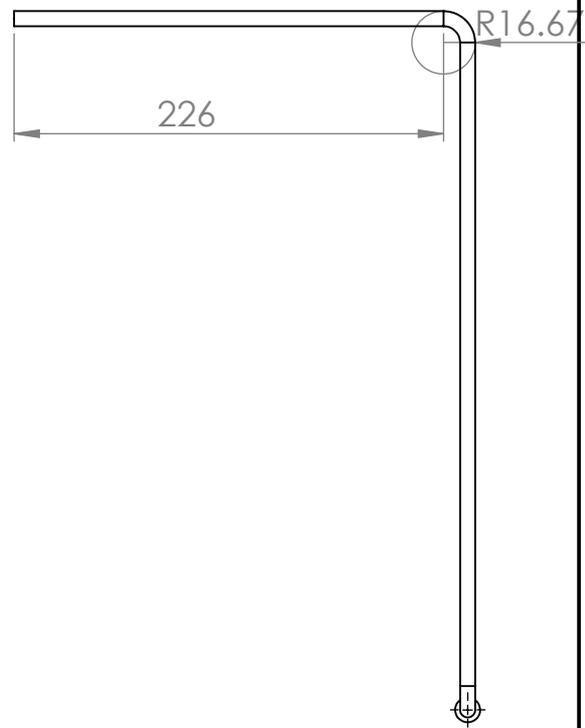
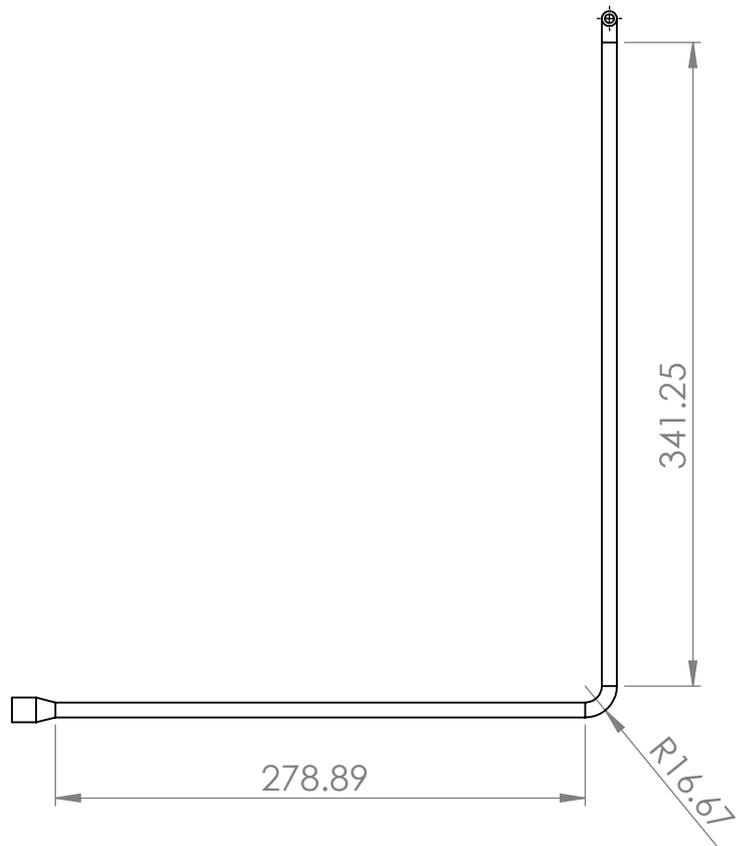
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexander		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala	Helice de ventilador axial			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
1 : 2.5				
Cotas en mm				Plano 9-2



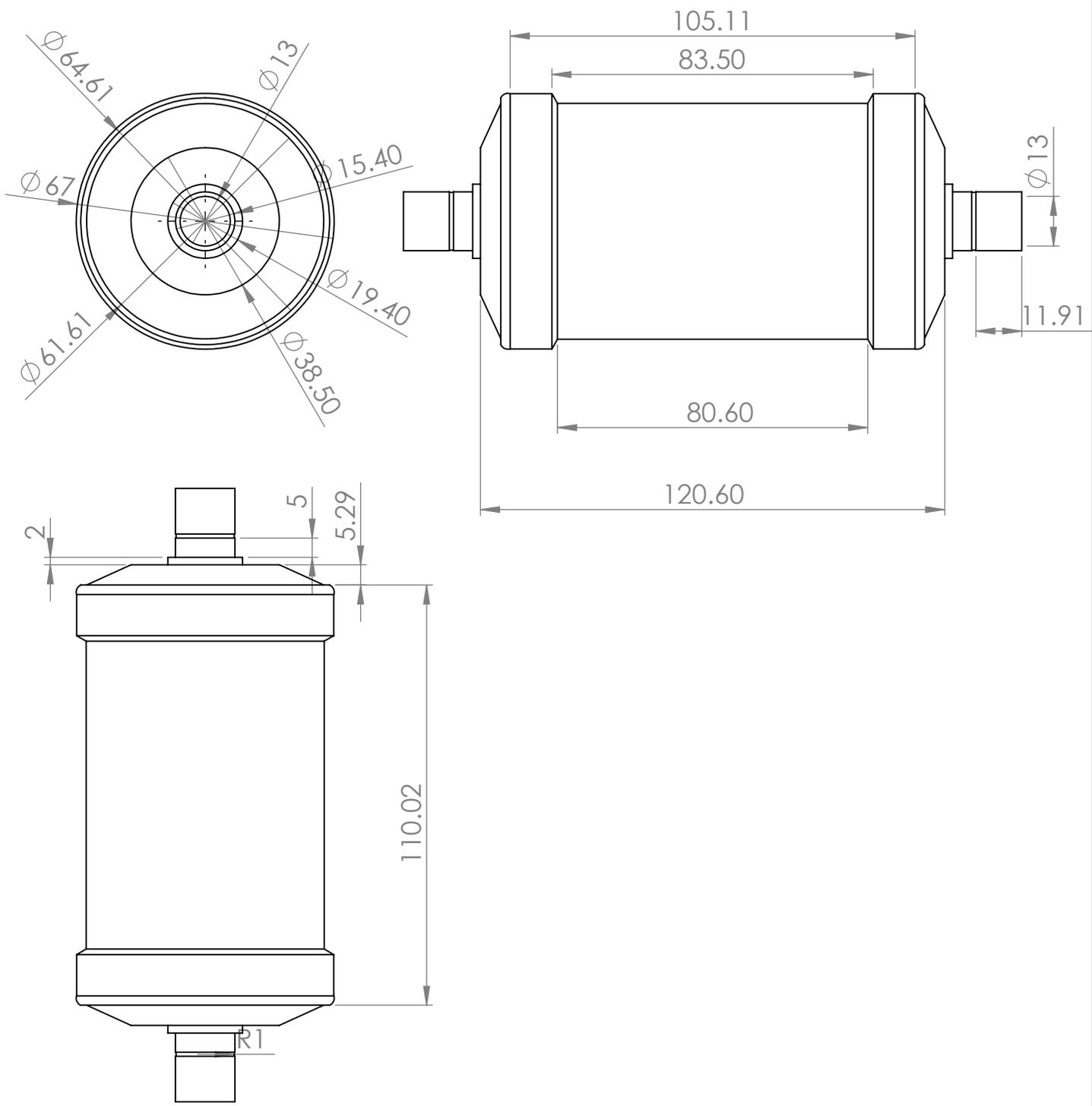
	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodríguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexander		
Comprobado	De León Torrés	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:2.5 Cotas en mm	Condensador			
				Plano 10



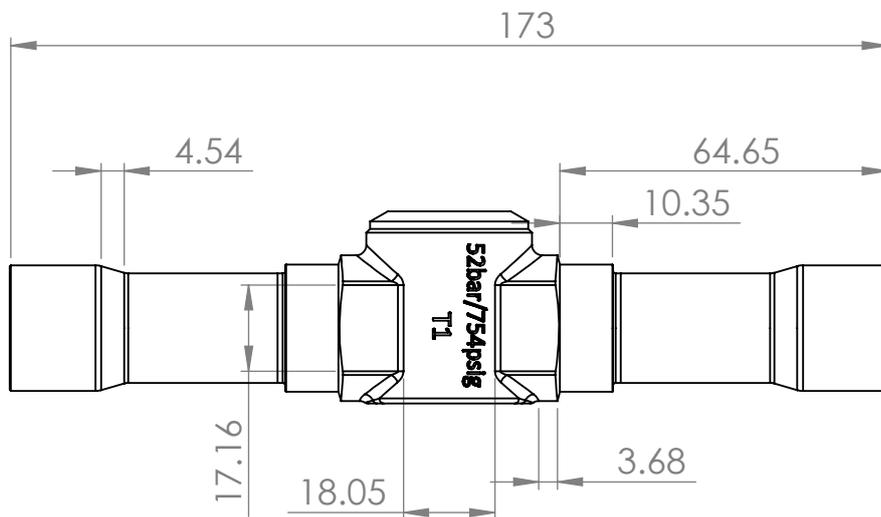
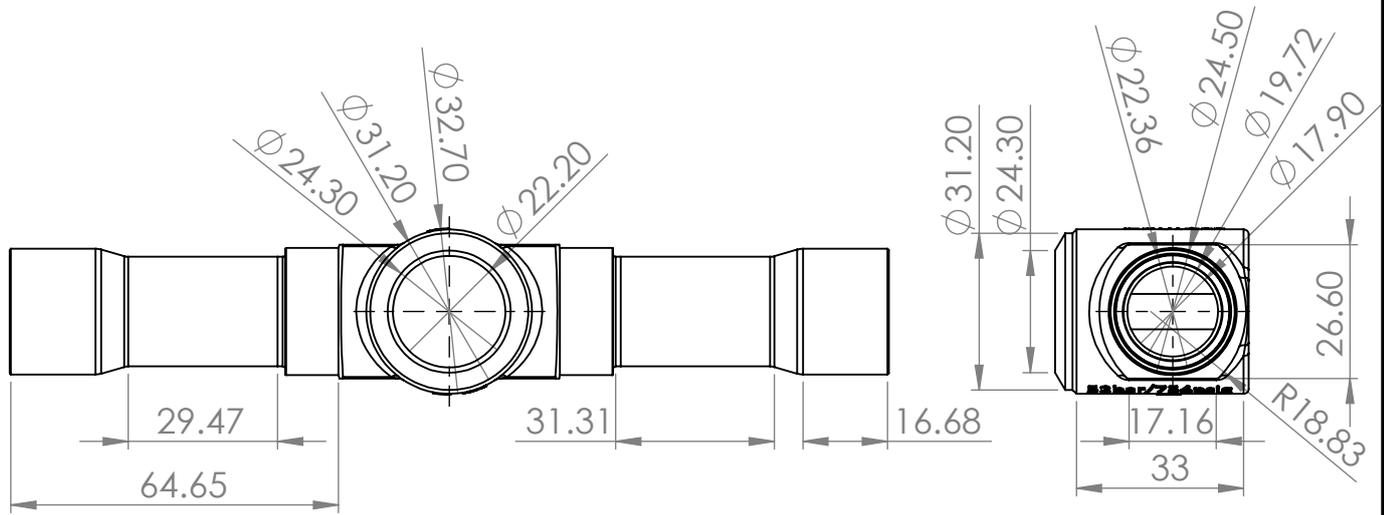
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Rodríguez García	Héctor Leonel		
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1 : 3 Cotas en mm	Soporte de condensador			



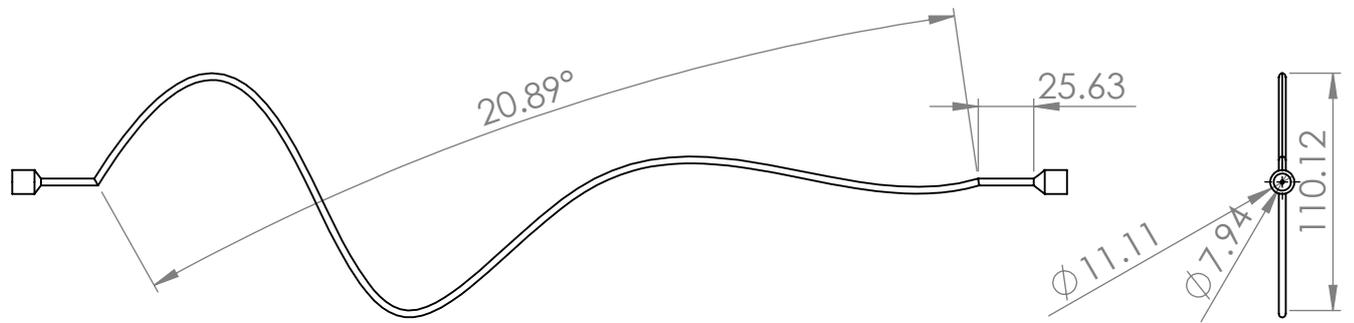
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material	tubo de cobre 5/16 pulgadas			TBM-115
Escala	tubo de union capilar-evaporador			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
1 : 4				Plano 12
Cotas en mm				



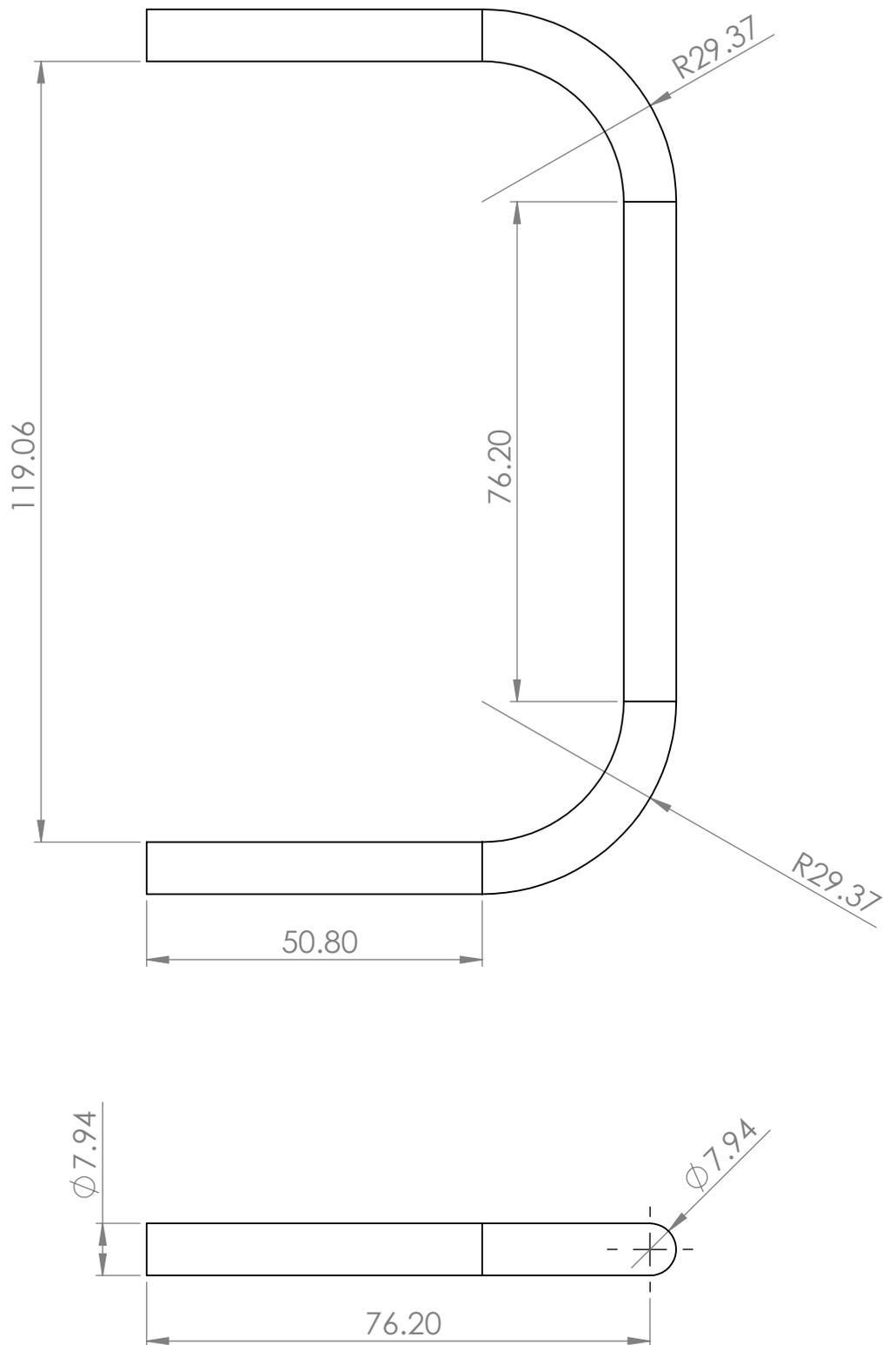
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexander		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala	Filtro deshidratador			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
1 : 1				
Cotas en mm				Plano 13



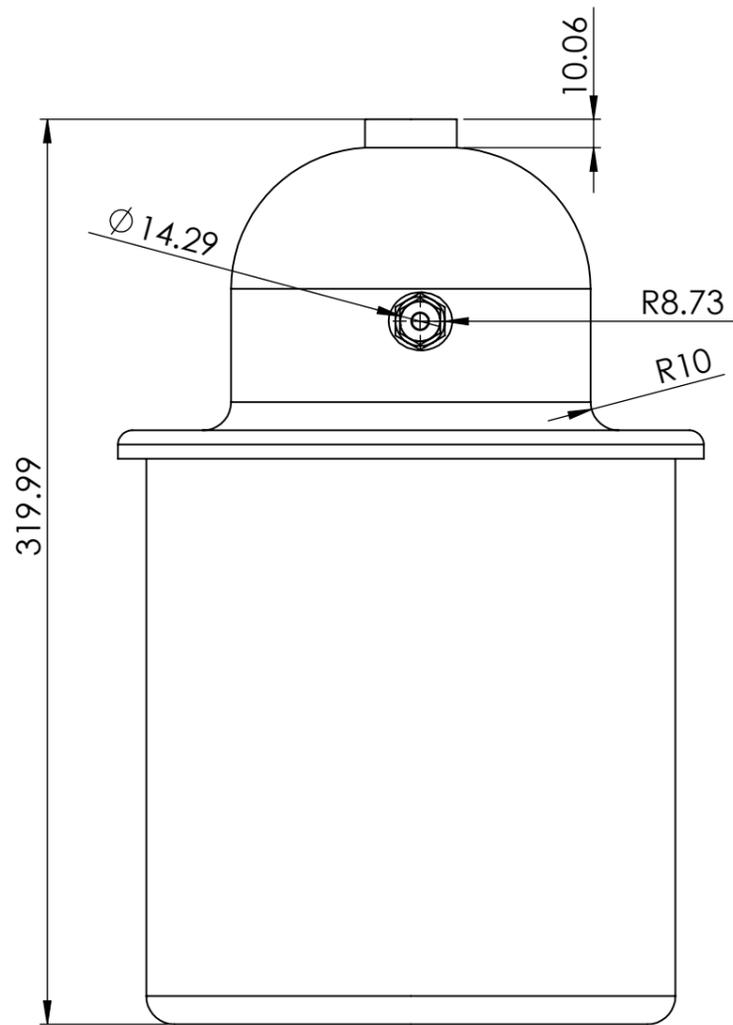
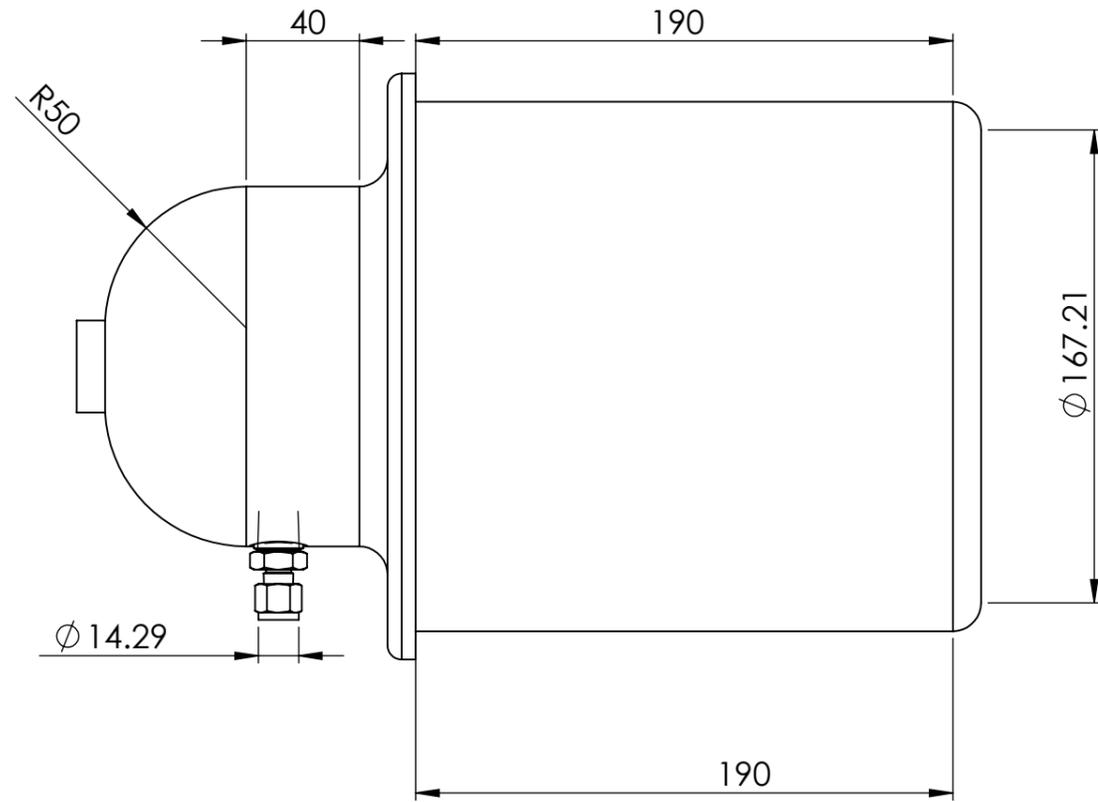
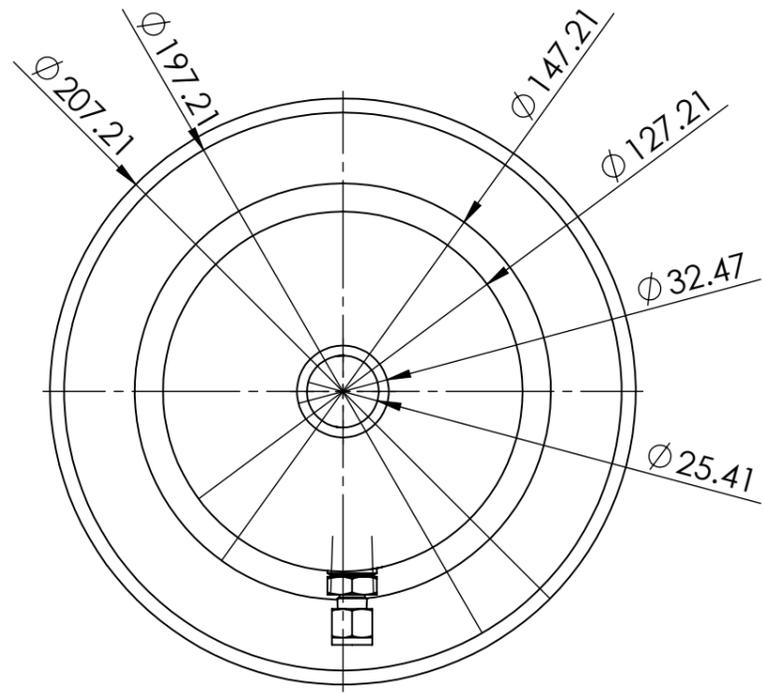
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Rodríguez García	Héctor Leonel		
	Romero Martínez	Edgar Alexander		
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1 : 1.5 Cotas en mm	Visor de liquido			
				Plano 14



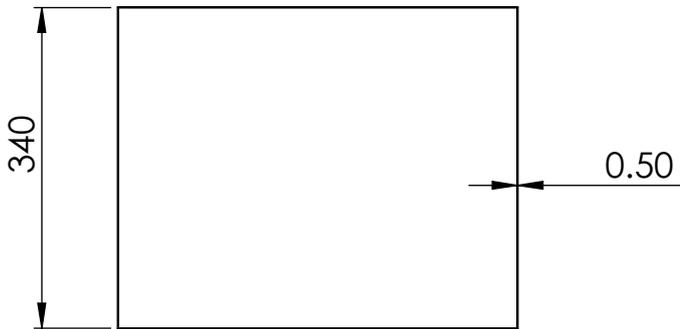
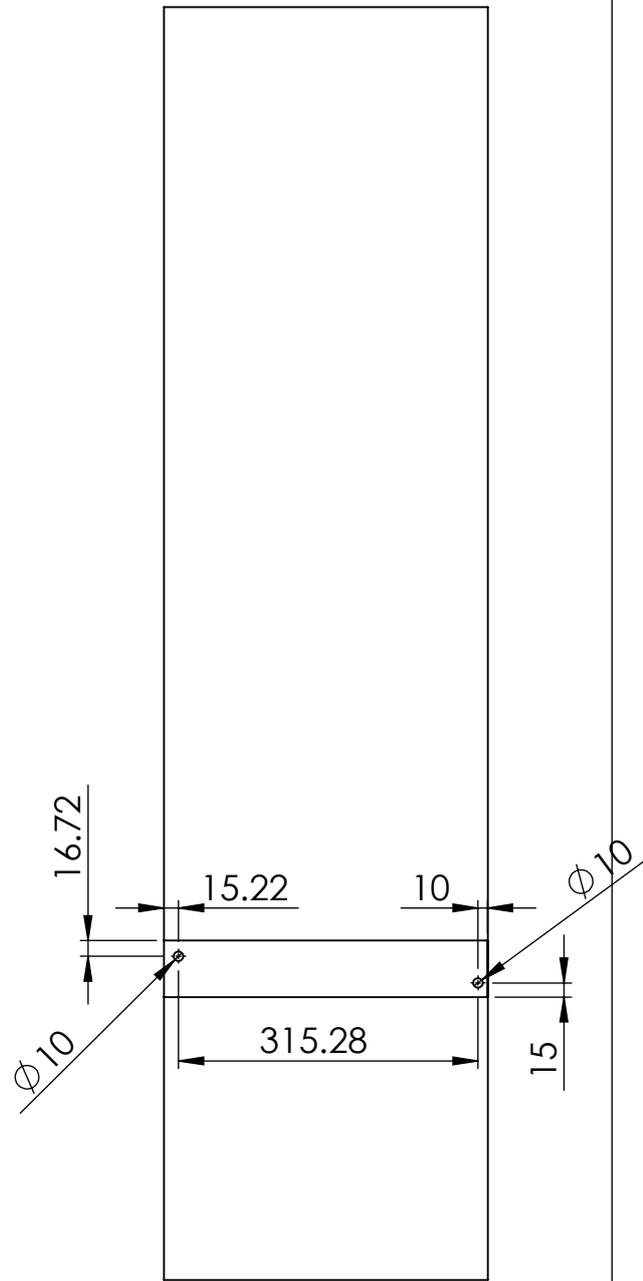
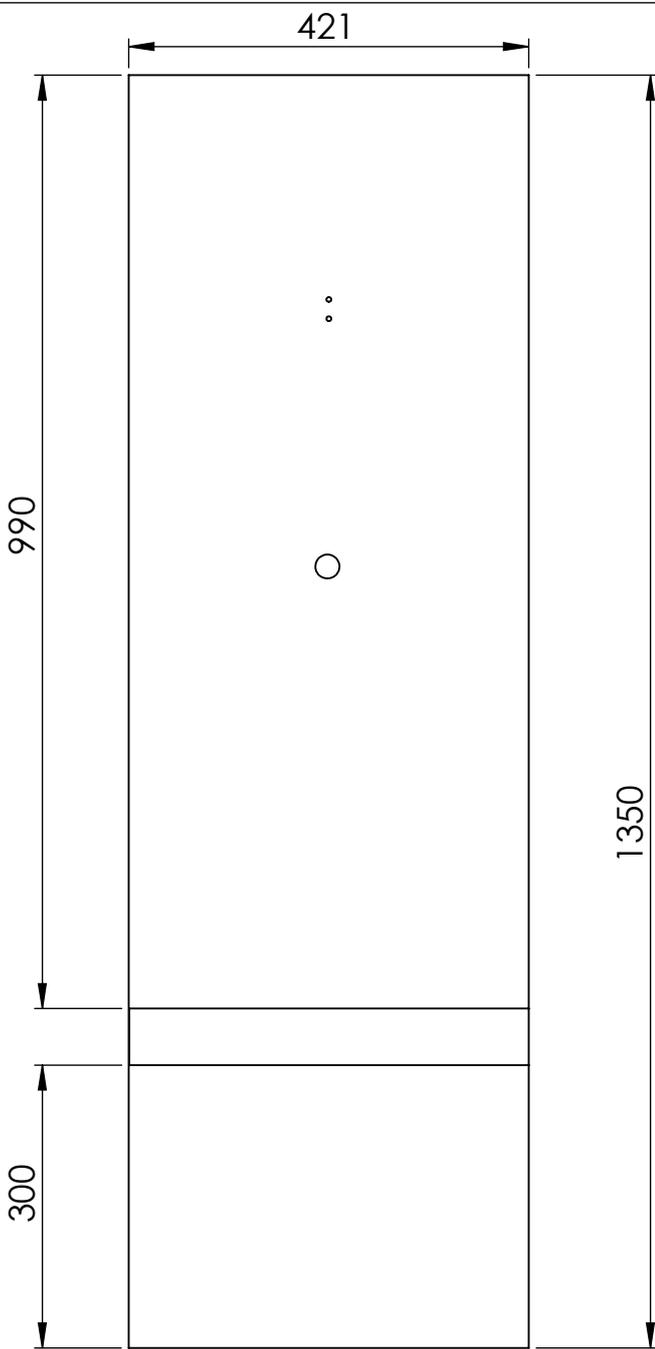
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala	Tubo capilar			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
1 : 3.5				Plano 15
Cotas en mm				



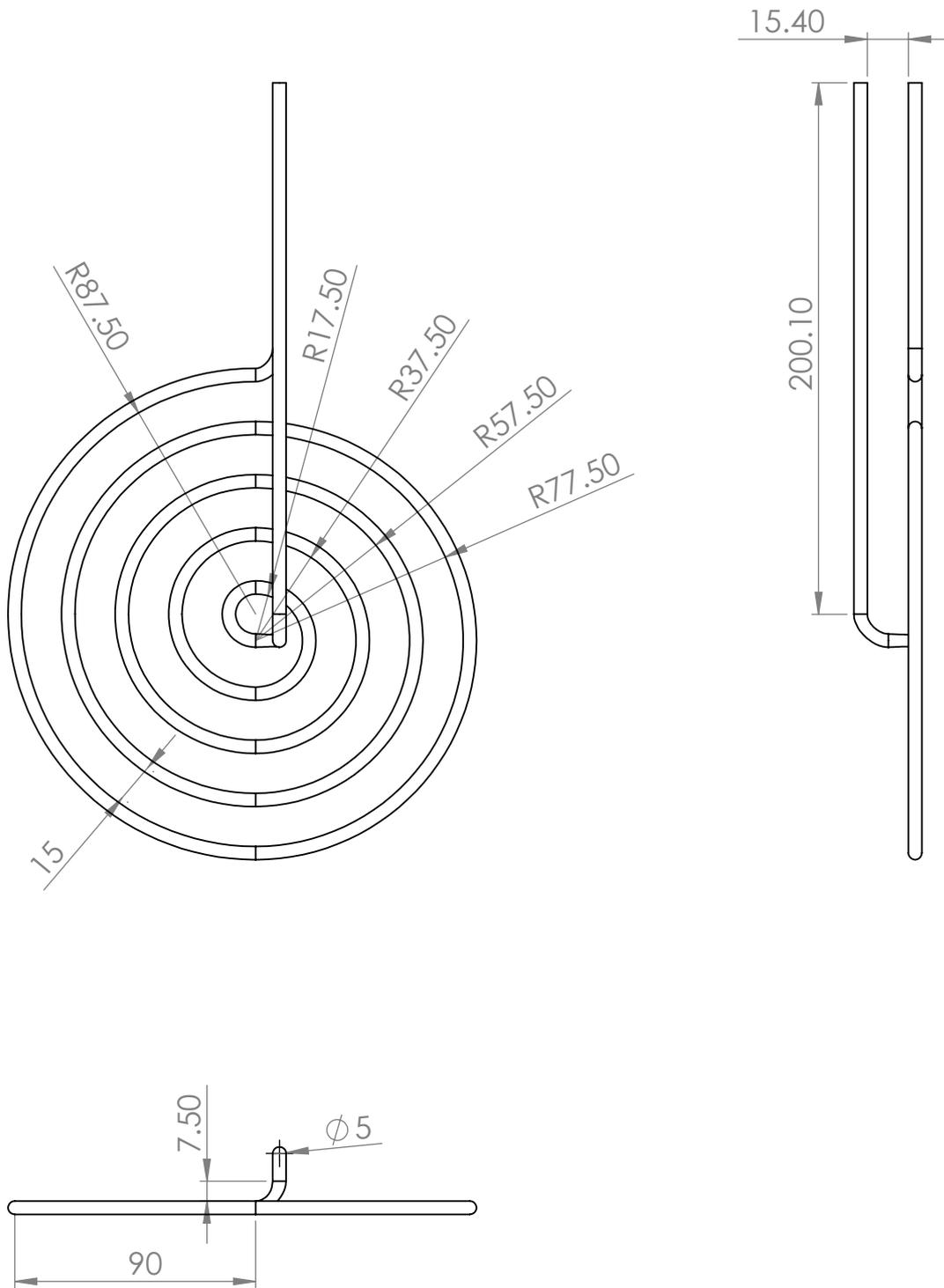
Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material	Tubo de cobre de 5/16			TBM-115
Escala 1 : 1 Cotas en mm	Tubo de union visor-tubo capilar			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
				Plano 16



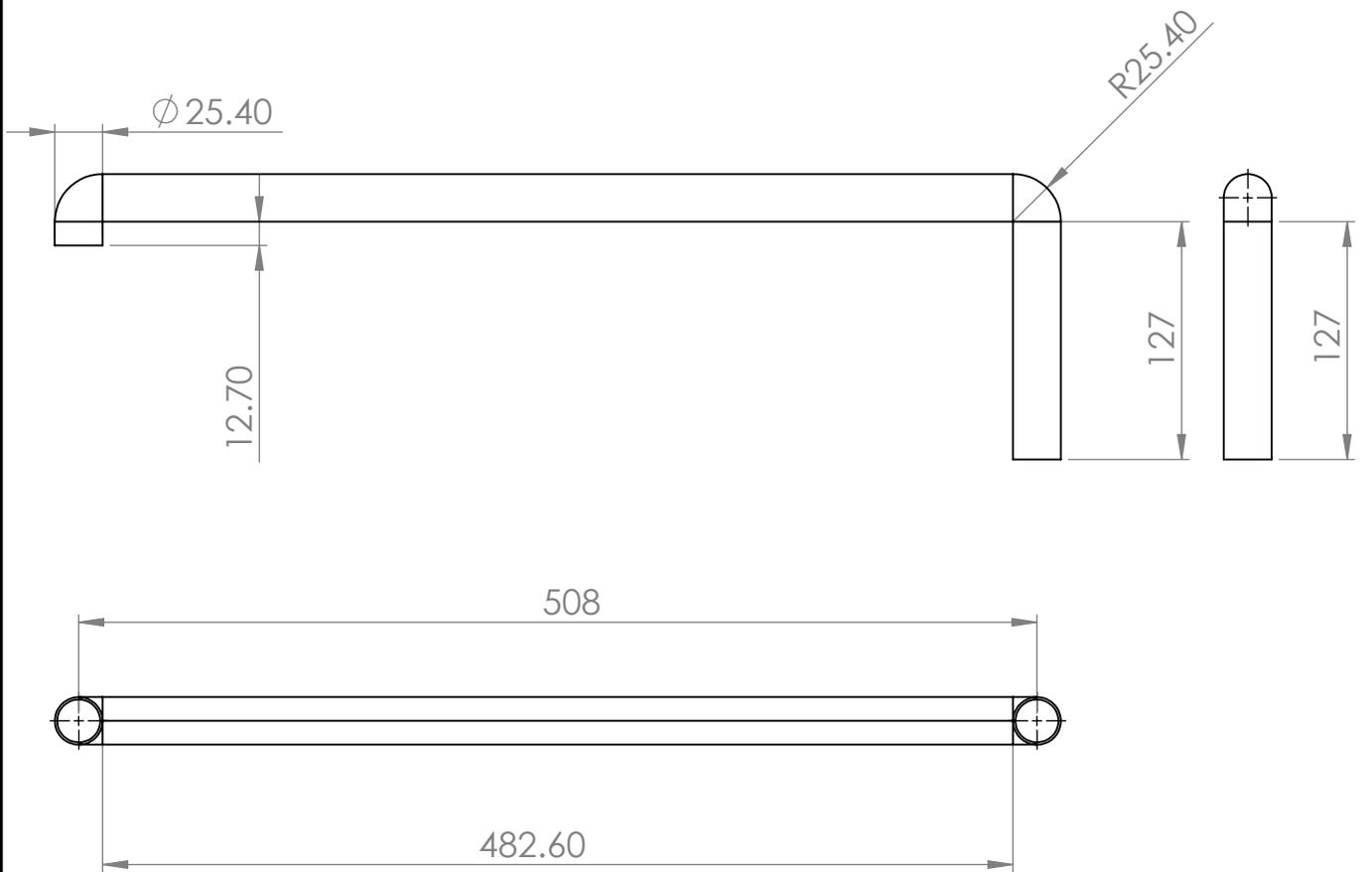
	Apellidos	Nombres	Firmas	
Dibujado	Rodriguez García	Héctor Leonel		Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Romero Martínez	Edgar Alexander		
Comprobado	De León Torrès	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1:2.5 Cotas en mm	Humidificador			
				Plano 17



Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	Rodríguez García	Héctor Leonel		
	Romero Martínez	Edgar Alexánder		
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material	Lamina de acero galvanizado calibre 26			TBM-115 Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
Escala 1 : 8 Cotas en mm	Ducto			
				Plano 18



Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexander		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala	Resistencia termica			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
1 : 2.5				Plano 19
Cotas en mm				



Dibujado	Apellidos	Nombres	Firma	Universidad de El Salvador
	Rodríguez García	Héctor Leonel		Facultad de Ingeniería y Arquitectura
	Romero Martínez	Edgar Alexander		Escuela de Ingeniería Mecánica
Comprobado	De León Torres	Francisco Alfredo		
Material				TBM-115
Escala 1 : 4 Cotas en mm	Manguera			Trabajo de Graduación de Ingeniería Mecánica
				Plano 20