

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**FORMULACIÓN DE UN PROCESO DE FABRICACIÓN DE EQUIPOS DE AIRE  
ACONDICIONADO TIPO VENTANA DE 12.000 BTU Y CONSTRUCCIÓN DE UN  
PROTOTIPO**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**PABLO ALBERTO ARIAS GUZMÁN**

**pablo-arias@live.com**

**KLEVER VINICIO LÓPEZ MEDINA**

**vini.lopezm@gmail.com**

**DIRECTOR: ING. PATRICIO ESTUPIÑÁN**

**patricio.estupinan@epn.edu.ec**

**QUITO, FEBRERO 2011**

## DECLARACIÓN

Nosotros, Pablo Alberto Arias Guzmán y Klever Vinicio López Medina, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

---

Pablo Arias

---

Vinicio López

## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Pablo Arias y Vinicio López,  
bajo mi supervisión

---

Ing. Patricio Estupiñán

Director del proyecto

## AGRADECIMIENTOS

Agradecemos de manera especial al Ing. Patricio Estupiñán por su acertada dirección al encaminar el presente trabajo y por su oportuna y pronta ayuda en cada dificultad que se fue presentando, a la Facultad de Ingeniería Mecánica por haber sido el pilar fundamental en nuestra formación como profesionales integrales, a todos nuestros compañeros que día a día se convirtieron en esa voz de aliento y estuvieron prestos a extender su mano cuando los ánimo decaían. A la biblioteca de la Facultad de Ingeniería Mecánica por habernos acogido en la mayor parte de la realización del presente trabajo, y de manera muy especial a la Srta. Laura Paredes, quien con paciencia y empeño contribuyo de manera incansable la culminación de este arduo trabajo.

A Dios que me ha regalado la alegría de alcanzar mis metas y paz espiritual en los momentos más difíciles de mí existir. A mis padres y hermanos que me han guiado de forma adecuada brindándome cariño y apoyo incondicional. **Vinicio**

A Dios por haber sido no un ente distante y netamente expectante sino un amigo incondicional y causante del mayor y más importante cambio en mi vida, a mis padres Alberto y Matilde por haber luchado incansablemente por dar a sus hijos lo que a ellos les fue negado y ser mi mayor ejemplo y hacer de mi todo lo que hoy soy, a mis hermanos Roberto y Nadia por ser mi inspiración y modelo a seguir cuando la vida me parecía llena de tantas percepciones intrincadas e incomprensibles, a quien conocí cuando empezaba este arduo proyecto por haberme comprendido tanto y haberme brindado su amor y con su ejemplo de vida y dulzura revitalizar este corazón desecho, gracias Betty, a la vida, llena de sin sabores y tristeza por haber hecho recio mi carácter, a mis eternos amigos, imposible nombrar a cada uno de ellos y peor aun osarme a expresar mi cariño hacia ellos con palabras, por estar siempre a mi lado y compartir este trayecto con comprensión y fuerza, a quienes más que mis jefas se convirtieron en mis amigas, a Glorita Castellanos y Laurita Paredes que se preocuparon por mi y siempre me hicieron sentir en familia. **Pablo**

## DEDICATORIA

A mis padres Julio y Clemencia, a mis hermanos Eduardo, Martha, Bolívar y Carlos por el apoyo incondicional y ejemplo en cada día de mi vida y por ser el pilar fundamental donde me apoyado para alcanzar mis metas inspirándome a seguir adelante.

A mis amigos por darme la fortaleza y apoyo para hacer la carrera más llevadera.

**Vinicio**

Dedico este proyecto a Dios, sin él no habría llegado hasta aquí, a mis padres y hermanos mi refugio en este caos incomprensible, mi fuerza y aliento a ellos se los dedico todo.

**Pablo**

## CONTENIDO

DECLARACIÓN .....	II
CERTIFICACIÓN .....	III
AGRADECIMIENTOS .....	IV
DEDICATORIA.....	V
CONTENIDO.....	VI
RESUMEN .....	XVI
PRESENTACIÓN .....	XVII
CAPITULO 1 .....	1
MARCO TEÓRICO	
1.1    CONFORT TÉRMICO .....	1
1.1.1    TASA METABÓLICA .....	1
1.1.2    CONDICIONES PARA EL CONFORT TÉRMICO .....	2
1.1.3    CORRIENTES DE AIRE.....	4
1.2    PROCESOS PSICROMÉTRICOS.....	4
1.2.1    ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN .....	5
1.3    MÉTODOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE .....	7
1.4    INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	11
1.4.1    TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	11
1.5    REFRIGERANTES .....	12
1.5.1    IDENTIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES .....	13
1.5.2    PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LOS REFRIGERANTES.....	15
1.5.3    DESEMPEÑO DE LOS REFRIGERANTES .....	15
1.5.4    EFECTO DE LOS REFRIGERANTES SOBRE LOS METALES .....	16
CAPITULO 2 .....	18
ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA	
2.1    IDENTIFICACIÓN DE LAS PARTES PRINCIPALES .....	18

2.1.1	EVAPORADOR .....	19
2.1.2	COMPRESOR .....	19
2.1.3	CONDENSADOR .....	20
2.1.4	CAPILAR .....	20
2.1.5	SISTEMA DE IMPULSIÓN DE AIRE .....	20
2.1.6	CONTROL ELECTRÓNICO .....	20
2.2	CICLO TERMODINÁMICO .....	21
2.3	CARACTERIZACIÓN TERMODINÁMICA .....	22
2.3.1	OBJETIVO DE LA EXPERIMENTACIÓN .....	23
2.3.2	EQUIPO UTILIZADO .....	23
2.3.3	DATOS OBTENIDOS .....	24
2.3.4	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	26
2.3.5	CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS Y CARACTERIZACIÓN TERMODINÁMICA .....	32
2.4	CARACTERIZACIÓN TÉRMICA .....	32
2.4.1	EVAPORADOR .....	32
2.4.2	CONDENSADOR .....	48
CAPITULO 3 .....		53
FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN Y DIMENSIONES DE LAS PARTES DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA		
3.1	DIMENSIONES GENERALES .....	53
3.2	INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS .....	54
3.2.1	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS .....	54
3.2.2	FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN .....	57
3.3	COMPRESOR .....	60
3.3.1	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS .....	60
3.3.2	FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN .....	62
3.3.3	SELECCIÓN DEL COMPRESOR .....	65
3.4	TUBO CAPILAR .....	71
3.4.1	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS .....	71

3.4.2	SELECCIÓN DEL TUBO CAPILAR.....	72
3.5	CARCASA .....	74
3.5.1	BASE .....	74
3.5.2	CUBIERTA .....	76
3.6	SEPARADORES DE AMBIENTES.....	77
3.6.1	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS .....	77
3.6.2	PROCESOS TECNOLÓGICOS.....	77
3.6.3	CONCLUSIÓN.....	78
3.7	SISTEMA DE IMPULSIÓN DEL AIRE .....	78
3.7.1	MOTOR .....	79
3.7.2	VENTILADOR.....	80
3.7.3	SOPLADOR.....	81
3.8	CONTROL .....	82
CAPÍTULO 4	.....	84
	PROCESO DE FABRICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA	
4.1	INTRODUCCIÓN.....	84
4.2	INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	85
4.2.1	MATERIA PRIMA .....	86
4.2.2	PROCESOS DE FABRICACIÓN .....	87
4.3	CARCASA .....	121
4.3.1	FABRICACIÓN DE LA BASE .....	121
4.3.2	CUBIERTA .....	134
4.3.3	SEPARADORES DE AMBIENTE .....	136
4.3.4	TUBO CAPILAR .....	144
4.4	DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ENSAMBLE.....	144
4.5	TIEMPOS DE PRODUCCIÓN .....	145
4.6	ESQUEMA DE PLANTA.....	145
4.7	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	145
4.7.1	CONTROL DE DIMENSIONES .....	146

4.7.2	CONTROL DE FUGAS.....	146
4.7.3	PRUEBAS A MÍNIMA POTENCIA.....	146
4.7.4	PRUEBAS A MÁXIMA POTENCIA.....	147
4.8	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	148
CAPITULO 5	.....	151
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		
5.1	CONCLUSIONES.....	151
5.2	RECOMENDACIONES.....	152
BIBLIOGRAFÍA	.....	153
ANEXOS	.....	155

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura No. 1. 1 Tipos de serpentines de tubos aleteados .....	9
Figura No. 2. 1 Partes fundamentales de un equipo de aire acondicionado tipo ventana .....	18
Figura No. 2. 2 Puntos de referencia para toma de datos experimentales.....	25
Figura No. 2. 3 Disposición geométrica de los tubos en el evaporador.....	41
Figura No. 2. 4 Sección transversal del flujo de condensado para velocidades bajas del vapor.....	49
Figura No. 3. 1 Distribución de elementos principales en la carcasa .....	53
Figura No. 3. 2 Compresor rotatorio tipo pistón rodante .....	60
Figura No. 3. 3 Configuración e introducción de datos en el software “Danfoss Capillary Tube Selector”.....	73
Figura No. 3. 4 Base de la carcasa del equipo de aire acondicionado tipo ventana .....	75
Figura No. 3. 5 Separadores de ambiente .....	78
Figura No. 4. 1 Intercambiadores de calor .....	85
Figura No. 4. 2 Esquema del condensador .....	86
Figura No. 4. 3 Esquema del evaporador.....	86
Figura No. 4. 4 Esquema demostrativo del enderezado de los tubos .....	90
Figura No. 4. 5 Desenrolladora de tubos .....	91
Figura No. 4. 6 Corte de tubos .....	93
Figura No. 4. 7 Reducción de diámetro debido al corte .....	93
Figura No. 4. 8 Maquina cortadora de tubos .....	94
Figura No. 4. 9 Rodillo fijo y móvil.....	95
Figura No. 4. 10 Equipo para doblado de los tubos de 1/4” .....	98
Figura No. 4. 11 Cortador longitudinal.....	104
Figura No. 4. 12 Cortador transversal .....	105
Figura No. 4. 13 Esquema para el corte de las aletas del evaporador desde una lámina de aluminio estándar .....	106

Figura No. 4. 14 Esquema para el corte de las aletas del condensador desde una lámina de aluminio estándar .....	106
Figura No. 4. 15 Troquel perforador de aletas del condensador. ....	108
Figura No. 4. 16 Punzón de aconado.....	109
Figura No. 4. 17 Aconador de aletas.....	110
Figura No. 4. 18 Inserción de las aletas en los tubos aconados .....	113
Figura No. 4. 19 Matriz de ensamble de aletas.....	114
Figura No. 4. 20 Matriz de ensamble de aletas para el evaporador .....	115
Figura No. 4. 21 Equipo para abocardar de forma simultánea los tubos del intercambiador .....	117
Figura No. 4. 22 Patrón de colocación de los codos .....	120
Figura No. 4. 23 Base de la carcasa, parte I .....	121
Figura No. 4. 24 Forma inicial y final de la placa.....	122
Figura No. 4. 25 Dimensiones de forma final a embutir .....	122
Figura No. 4. 26 Ángulo de inclinación.....	123
Figura No. 4. 27 Radios de aristas .....	124
Figura No. 4. 28 Porcentaje de estiramiento .....	124
Figura No. 4. 29 Relación de reducción de espesor.....	125
Figura No. 4. 30 Acabado final.....	125
Figura No. 4. 31 Equipo de embutición básico.....	127
Figura No. 4. 32 Base de la carcasa, parte II .....	127
Figura No. 4. 33 Ángulos de escape en la matriz.....	130
Figura No. 4. 34 Coordenadas del centroide de la base de la carcasa II .....	131
Figura No. 4. 35 Transferencia por corto circuito .....	133
Figura No. 4. 36 Esquema de la cubierta .....	134
Figura No. 4. 37 Dobladora de láminas.....	135
Figura No. 4. 38 Separador de ambiente del evaporador totalmente armado.....	137
Figura No. 4. 39 Placa No. 1 .....	138
Figura No. 4. 40 Placa No. 2.....	139
Figura No. 4. 41 Placa No. 3.....	140
Figura No. 4. 42 Troqueladora de los separadores de ambientes.....	140

Figura No. 4. 43 Placa No. 4 .....	142
Figura No. 4. 44 Separador de ambiente del condensador .....	143
Figura No. 4. 45 Cortador de capilar .....	144

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico No. 1. 1 Porcentaje de personas que sienten incomodidad como función de la velocidad del aire .....	4
Gráfico No. 1. 3 Cambios de calor latente y sensible.....	6
Gráfico No. 1. 4 Sistema básico de refrigeración y su correspondiente ciclo termodinámico .....	8
Gráfico No. 2. 1 Diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	21
Gráfico No. 2. 2 Tabla psicrométrica de Quito.....	26
Gráfico No. 2. 3 Diagrama T-s para el ciclo real de un equipo de aire acondicionado tipo ventana de 12000 BTU/hora .....	31
Gráfico No. 3. 1 Rango de capacidad de refrigeración de compresores rotatorios SAMSUNG.....	67
Gráfico No. 4. 1 Método de determinación del porcentaje de recuperación elástica de un tubo enrollado .....	88
Gráfico No. 4. 2 Determinación del porcentaje de recuperación en tubos de 3/8 .....	89
Gráfico No. 4. 3 Determinación del porcentaje de recuperación en tubos de 1/4 .....	90
Gráfico No. 4. 4 Fuerza aplicada por el punzón Vs. Tiempo .....	126

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla No.1. 1 Generación de calor metabólica para varias actividades.....	2
Tabla No.1. 2 Escala de sensación térmica según la ASHRAE .....	3
Tabla No.1. 3 Ecuaciones para predecir la sensación térmica.....	3
Tabla No.1. 4 Designación de números a los principales refrigerantes.....	14
Tabla No.1. 5 Desempeño comparativo de refrigerantes por kilovatio de refrigeración .....	16
Tabla No. 2. 1 Datos de placa del equipo de aire acondicionado .....	23
Tabla No. 2. 2 Equipo de medición .....	24
Tabla No. 2. 3 Datos obtenidos mediante experimentación .....	25
Tabla No. 2. 4 Valores experimentales de entalpia del aire en el condensador.....	27
Tabla No. 2. 5 Tabla de resultados y definición de estados en el ciclo termodinámico.....	29
Tabla No. 2. 6 Definición de variables y cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica.....	51
Tabla No. 3. 1 Espacio y disponibilidad física para cada elemento.....	54
Tabla No. 3. 2 Características físicas y dimensionales del evaporador. ....	56
Tabla No. 3. 3 Características físicas y dimensionales del condensador.....	56
Tabla No. 3. 4 Análisis de posibilidad de fabricación local de los intercambiadores de calor.....	59
Tabla No. 3. 5 Análisis de conveniencia de fabricación de compresores rotatorios de pistón rodante .....	64
Tabla No. 3. 6 Datos base para la selección del compresor. ....	66
Tabla No. 3. 7 Condiciones de prueba de compresores SAMSUNG modelo 44F.....	68
Tabla No. 3. 8 Especificaciones de compresores rotatorios marca SAMSUNG de la serie R22-44 Frame .....	69
Tabla No. 3. 9 Parámetros a considerar en selección del tubo capilar.....	72
Tabla No. 3. 10 Resultados del cálculo de longitud del capilar .....	73
Tabla No. 3. 11 Capilares disponibles en el mercado .....	74
Tabla No. 3. 12 Especificaciones técnicas del motor .....	79

Tabla No. 3. 13 Características físicas del ventilador.....	81
Tabla No. 3. 14 Características del soplador.....	82
Tabla No. 4. 1 Resultados de pruebas en tubos de 3/8” .....	89
Tabla No. 4. 2 Resultados de pruebas en tubos de 1/4” .....	89
Tabla No. 4. 3 Propiedades del acero A36.....	123
Tabla No. 4. 4 Calibre para cada espesor de lámina .....	128
Tabla No. 4. 5 Sobredimensionamiento para cada calibre .....	128
Tabla No. 4. 6 Holgura común entre punzón y matriz para diferentes materiales ...	129
Tabla No. 4. 7 Radio mínimo de doblado a temperatura ambiente .....	135
Tabla No. 4. 8 Temperatura del condensador en condiciones máximas de operación del equipo de aire acondicionado tipo ventana de 12000 btu .....	149
Tabla No. 4. 9 Temperaturas ambientales y de salida del aire en el condensador .....	150

## RESUMEN

El presente proyecto empieza con el desglose de la base teórica que determina los requerimientos que debe cumplir el equipo con el fin de lograr un estado de comodidad en los ocupantes del espacio acondicionado. Con una explicación de los procesos termodinámicos involucrados, seguida de un resumen de los tipos de intercambiadores de calor utilizados, finalmente describiendo los diferentes refrigerantes disponibles para su uso en refrigeración

Se estudio los parámetros involucrados en la construcción de equipos de aire acondicionado tipo ventana de 12000 BTU (como se lo conoce comercialmente), cabe indicar que propiamente el equipo de aire acondicionado debería ser denominado de 12000 BTU/hora; en base a la experiencia adquirida en la construcción de un prototipo de forma manual utilizando herramientas y equipos apropiados extrapolando estas experiencias para la determinación de un proceso de fabricación en serie.

Se fueron desarrollando cada uno de los procedimientos necesarios para la construcción de un equipo de aire acondicionado tipo ventana a partir del diseño de un equipo comercial, empezando por su caracterización termodinámica determinando las especificaciones que se deben cumplir.

El presente trabajo estudia la factibilidad de la fabricación de los elementos que constituyen el equipo de aire acondicionado, y plantea un procedimiento para su producción en serie.

## PRESENTACIÓN

En la costa y oriente de nuestro país, la temperatura ambiente y la humedad en ciertas épocas del año puede llegar a ser un inconveniente real para las personas que habitan estas regiones, en estas épocas el uso de un equipo de aire acondicionado deja de ser un lujo para convertirse en una necesidad imperiosa, existe gran variedad de equipos disponibles en el mercado, con características propias de cada uno, pero se diferencian esencialmente en su forma, el modo en el que distribuyen el aire y su capacidad máxima de enfriamiento, de entre todos estos el que mayor acogida tiene por su versatilidad y precio es el de tipo ventana, los cuales son solo importados a nuestro país, la producción local es nula.

Analizando los equipos existentes, es fácil notar que su fabricación local no presenta mayores inconvenientes por lo cual es de interés para el desarrollo tecnológico nacional realizar un estudio detallado de los métodos y procesos de fabricación más adecuados para lograr este propósito, con el firme objetivo de la instalación de una planta de producción en serie de este tipo de equipo de aire acondicionado y promoviendo la formación de pequeñas y medianas empresas para cubrir la alta demanda que posee el país en este campo.

## CAPITULO 1

### MARCO TEÓRICO

#### 1.1 CONFORT TÉRMICO

La ventilación y el aire acondicionado tiene como principal objetivo lograr un estado de confort para los seres humanos, entendiéndose como confort humano “la condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico”<sup>1</sup> dejando abierto lo que se entienda por condición mental y satisfacción, pero correctamente este enfatiza que el confort térmico es un proceso cognoscitivo que involucra muchos factores de entrada influenciados por procesos físicos, fisiológicos, psicológicos y otros.

##### 1.1.1 TASA METABÓLICA

La Tabla No.1. 1 indica tasas metabólicas para un adulto promedio en actividades realizadas continuamente.

La unidad utilizada para expresar la tasa metabólica es el met, que representa la tasa metabólica de una persona en estado sedentario,

$$1M = 1met = 18,4 \text{ Btu/h ft}^2 = 50 \text{ kcal/h} \times m^2 = 58,2 \text{ W/m}^2 \quad (1.1)$$

---

<sup>1</sup> ASHRAE; 2005 Fundamentals (SI Edition); 2005; Capítulo 8, pag. 1

**Tabla No.1. 1 Generación de calor metabólica para varias actividades<sup>1</sup>**

	W/m <sup>2</sup>	met <sup>-1</sup>
<b>Descansando</b>		
Durmiendo	40	0.7
Reclinado	45	0.8
Sentado, sin movimiento	60	1.0
De pie, relajado	70	1.2
<b>Caminando (en superficies niveladas)</b>		
3.2 km/h	115	2.0
4.3 km/h	150	2.6
6.4 km/h	220	3.8
<b>Actividades de Oficina</b>		
Leyendo sentado	55	1.0
Escribiendo	60	1.0
Tipiando	6.5	1.1
En una presentación, sentado	70	1.2
En una presentación, de pie	80	1.4
Caminando	100	1.7
Levantando objetos/empaquetando	120	2.1
<b>Conduciendo/volando</b>		
Auto	60 a 115	1.0 a 2.0
Aeroplano, rutina	70	1.2
Aeroplano, aterrizaje con instrumentos	105	1.8
Aeroplano, combate	140	2.4
Vehículos pesados	185	3.2
<b>Actividades ocupacionales varias</b>		
Cocinar	95 a 115	1.6 a 2.0
Limpieza del hogar	115 a 200	2.0 a 3.4
Sentado, movimiento fuerte de extremidades	130	2.2
<b>Trabajo con maquinaria</b>		
Aserrando (sierra de mesa)	105	1.8
Ligero (industria eléctrica)	115 a 140	2.0 a 2.4
Pesado	235	4.0
Levantando objetos de 50kg	235	4.0
Trabajo con pico y pala	235 a 280	4.0 a 4.8
<b>Actividades varias de tiempo libre</b>		
Bailar, socialmente	140 a 255	2.4 a 4.4
Calistenia/ejercicio	175 a 235	3.0 a 4.0
Tennis	210 a 270	3.6 a 4.0
Basketball	290 a 440	5.0 a 7.6
Lucha, competitivo	410 a 505	7.0 a 8.7

Fuente: compilado de varias fuentes, para información adicional, recurrir a Buskirk (1960), Passmore

## 1.1.2 CONDICIONES PARA EL CONFORT TÉRMICO

Además de variables independientes personales y ambientales que influyen la respuesta térmica y el confort se debe considerar factores como la no uniformidad

<sup>1</sup> ASHRAE; 2005 Fundamentals (SI Edition); 2005; Capítulo 8, pag.6

del ambiente, los estímulos visuales, la edad y el clima en el exterior del espacio controlado. Estudios realizados por Rohles (1973) y Rohles y Nevins (1971) definieron grados de confort los cuales se indican en la tabla Tabla No.1. 2

**Tabla No.1. 2 Escala de sensación térmica según la ASHRAE**

+3	Caliente
+2	Abrigado
+1	Ligeramente abrigado
0	Neutral
-1	Ligeramente fresco
-2	Fresco
-3	Frío

La Tabla No.1. 3 establece ecuaciones para predecir la sensación térmica.

**Tabla No.1. 3 Ecuaciones para predecir la sensación térmica (Y) para hombres, mujeres y hombres y mujeres combinados**

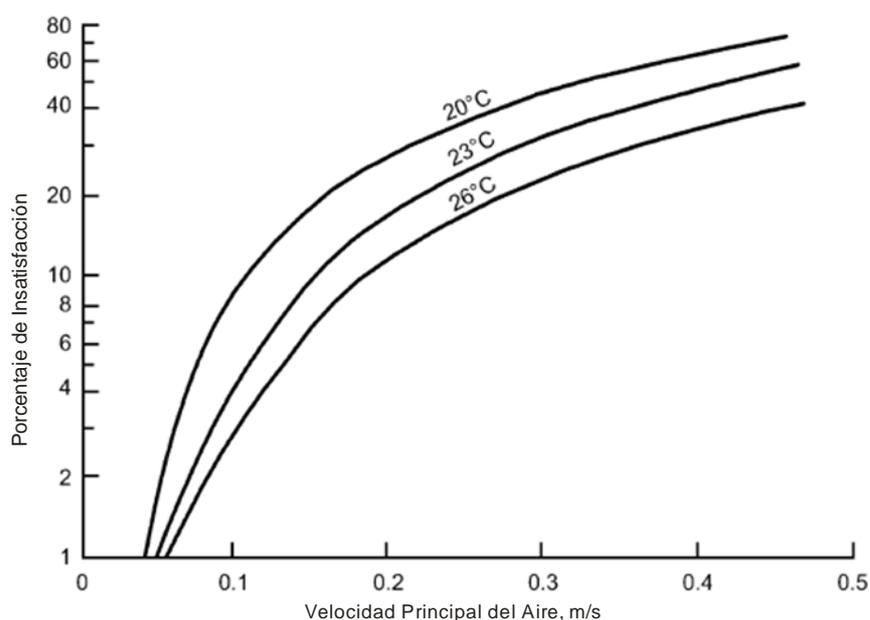
Periodo de exposición, h	Sujetos	Ecuaciones de Regresión <sup>a,b</sup>
		t= temperatura de bulbo seco, °C
1.0	Hombres	$Y = 0.220t + 0.233p - 5.673$
	Mujeres	$Y = 0.272t + 0.248p - 7.245$
	Ambos	$Y = 0.245t + 0.248p - 6.475$
2.0	Hombres	$Y = 0.221t + 0.270p - 6.024$
	Mujeres	$Y = 0.283t + 0.210p - 7.694$
	Ambos	$Y = 0.252t + 0.240p - 6.859$
3.0	Hombres	$Y = 0.212t + 0.293p - 5.949$
	Mujeres	$Y = 0.275t + 0.255p - 8.622$
	Ambos	$Y = 0.243t + 0.278p - 6.802$

<sup>a</sup>Los valores de Y corresponden a la escala de sensación térmica de la ASHRAE.

<sup>b</sup>Para sujetos jóvenes adultos con actividad sedentaria y usando vestimenta con resistencia térmica aproximada de 0.5clo,  $\bar{t}_r \approx \bar{t}_a$  y velocidad del aire <0.2m/s

### 1.1.3 CORRIENTES DE AIRE

Las corrientes de aire causan un enfriamiento no deseado del cuerpo humano. Según estudios de Fanger y Christensen (1986) se estableció el porcentaje de personas que sienten incomodidad cuando son expuestas a una corriente de aire con una velocidad específica. Se puede comprobar que la temperatura del aire tiene una influencia significativa en la respuesta de las personas.



**Gráfico No. 1. 1** Porcentaje de personas que sienten incomodidad como función de la velocidad del aire

## 1.2 PROCESOS PSICROMÉTRICOS

El uso de la carta no se limita solamente a determinar las propiedades de una muestra de aire, también se pueden calcular las cargas térmicas al calentarlo o enfriarlo es decir al realizar un proceso psicrométrico, con o sin humidificación o deshumidificación, cambios en el volumen, mezclas de aire, etc.

### **1.2.1 ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN**

La combinación de enfriamiento y deshumidificación se encuentra en todos los sistemas de aire acondicionado. La deshumidificación misma, no puede llevarse a cabo por la refrigeración mecánica, sin remover también el calor sensible. Si solamente se desea deshumidificar individualmente, entonces deben utilizarse desecantes químicos. La deshumidificación es la remoción del vapor de agua presente en el aire.

Para definir el cambio de calor latente y sensible basta con determinar las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo ambiental y de salida del evaporador, a partir de estos valores representados en la correspondiente carta psicrométrica se determinan las demás propiedades del aire.

Cuando se traza sobre la carta psicrométrica un cambio de calor sensible, el resultado es una línea horizontal, y el cambio de puro calor latente, es una línea vertical. Las longitudes de las líneas vertical y horizontal representarán los dos componentes del calor total: calor latente y calor sensible. (Gráfico No. 1. 2)

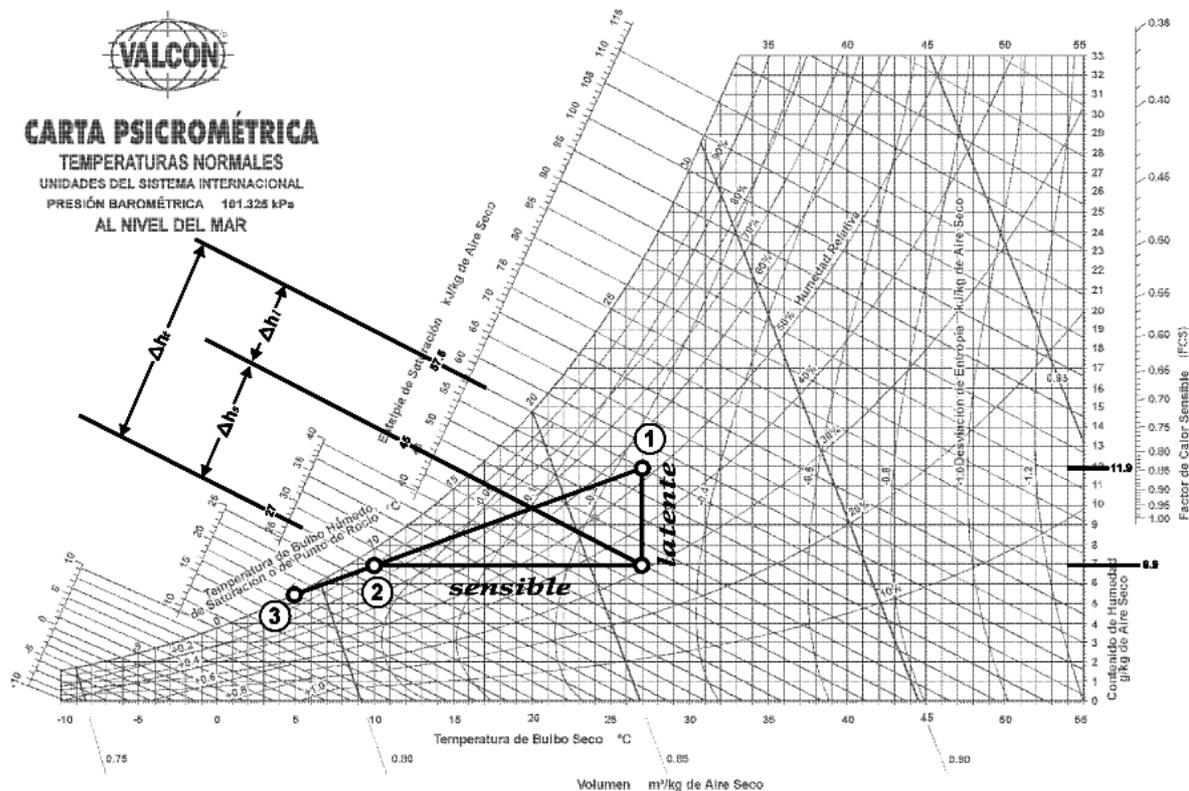


Gráfico No. 1. 2 Cambios de calor latente y sensible

El volumen del aire sobre el serpentín es controlado por el ventilador. La capacidad total del equipo bajo condiciones reales se obtiene con la ecuación 1.2:

$$Qt = \frac{A \times V \times \Delta ht}{v} \left( \frac{kcal}{h} \right) \quad (1.2)$$

Donde:

$Qt$  = calor total (kcal/h).

$A$  = área frontal del serpentín (m<sup>2</sup>).

$V$  = velocidad del aire entrando al serpentín (m/min).

$\Delta ht$  = cambio de entalpía, de la carta psicrométrica (kcal/kg).

$v$  = volumen específico del aire entrando al serpentín (m<sup>3</sup>/kg).

Factor de Calor Sensible (FCS).- Es la relación de calor sensible con respecto al calor total, siendo este último la suma de los calores sensible y latente. Esta relación se expresa en la ecuación 1.3.

$$FCS = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_s + \Delta h_l} \quad (1.3)$$

En una carta psicrométrica, los valores del factor de calor sensible (FCS) corresponden a la escala vertical del lado derecho de la carta, paralela a la escala de humedad absoluta.

### **1.3 MÉTODOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

Los equipos de aire acondicionado funcionan según un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y tienen cuatro componentes principales que son: Evaporador, Compresor, Condensador y Válvula de expansión. El Gráfico No. 1. 3 muestra el sistema básico con cada uno de sus componentes y diagrama termodinámico correspondiente.

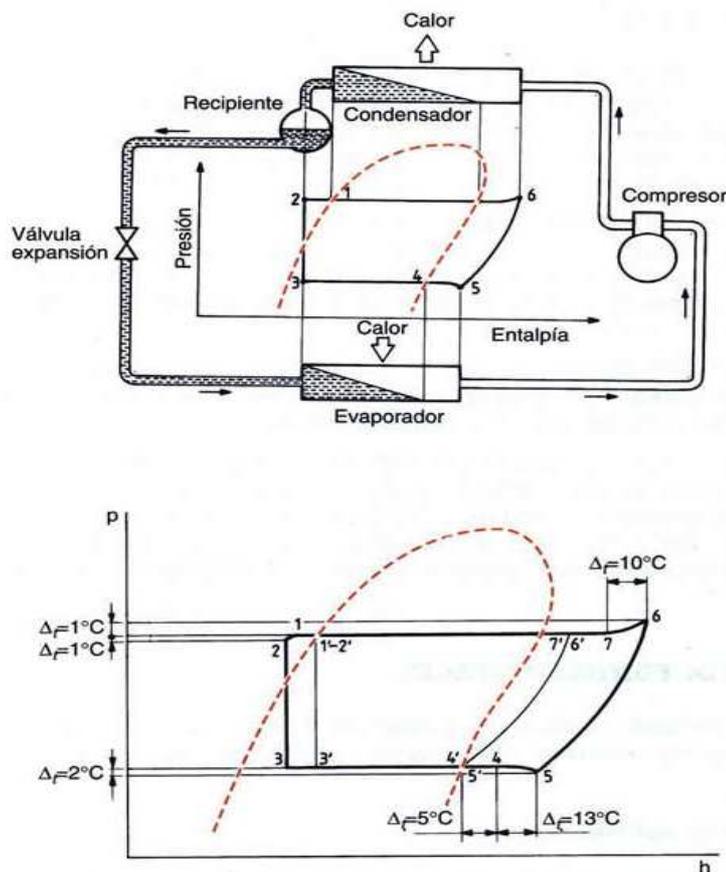
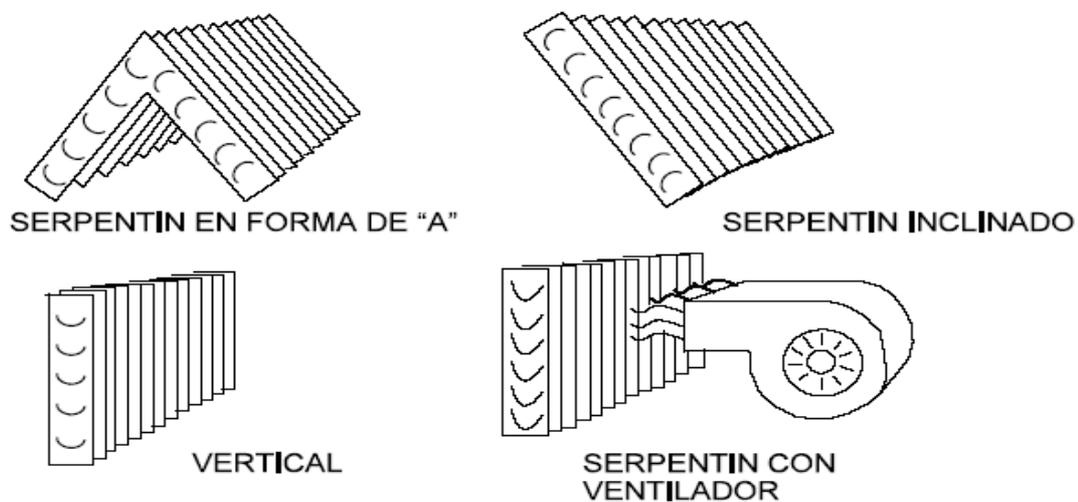


Gráfico No. 1. 3 Sistema básico de refrigeración y su correspondiente ciclo termodinámico

*Condensación por aire.*- En la condensación por aire se utilizan serpentines de tubo aleteado que se refrigeran con el aire exterior forzado por medio de un ventilador, el calor es extraído por convección con pequeños intercambiadores llamados también intercambiadores compactos, esto es muy ventajoso para las instalaciones pequeñas. (Figura No. 1. 1).



**Figura No. 1. 1 Tipos de serpentines de tubos aleteados**

Los sistemas de aire acondicionado se basan cada vez más en conjuntos totalmente montados y probados en fábrica que incorporan circuitos de refrigeración completos, provistos de la totalidad de elementos y controles necesarios para el manejo, protección y regulación de su funcionamiento, estos "sistemas de refrigeración" se utilizan para enfriar y deshumidificar el aire.

A continuación se muestra tres tipos de clasificación para los sistemas de aire acondicionado:

# SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

## Por su misión

- Para el confort
- Para procesos industriales

## Por la estación en que actúan

- Sólo invierno
- Sólo verano
- Para todo el año

## Sistemas centralizados

- Por ventilo-convectores
- Por inducción
- Instalaciones mixtas a dos y cuatro tubos

## Por su instalación

### Sistemas unitarios y semi centralizados

- Unidades de ventana, muro y transportables.
- Unidades autónomas de condensación por aire.
- Unidades autónomas de condensación por agua.
- Unidades tipo consolas de condensación por aire.
- Unidades tipo consolas de condensación por agua.
- Unidades tipo remotas de condensación por aire Split-system.
- Unidades autónomas de cubierta tipo roof-top, de condensación por aire.

## **1.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR**

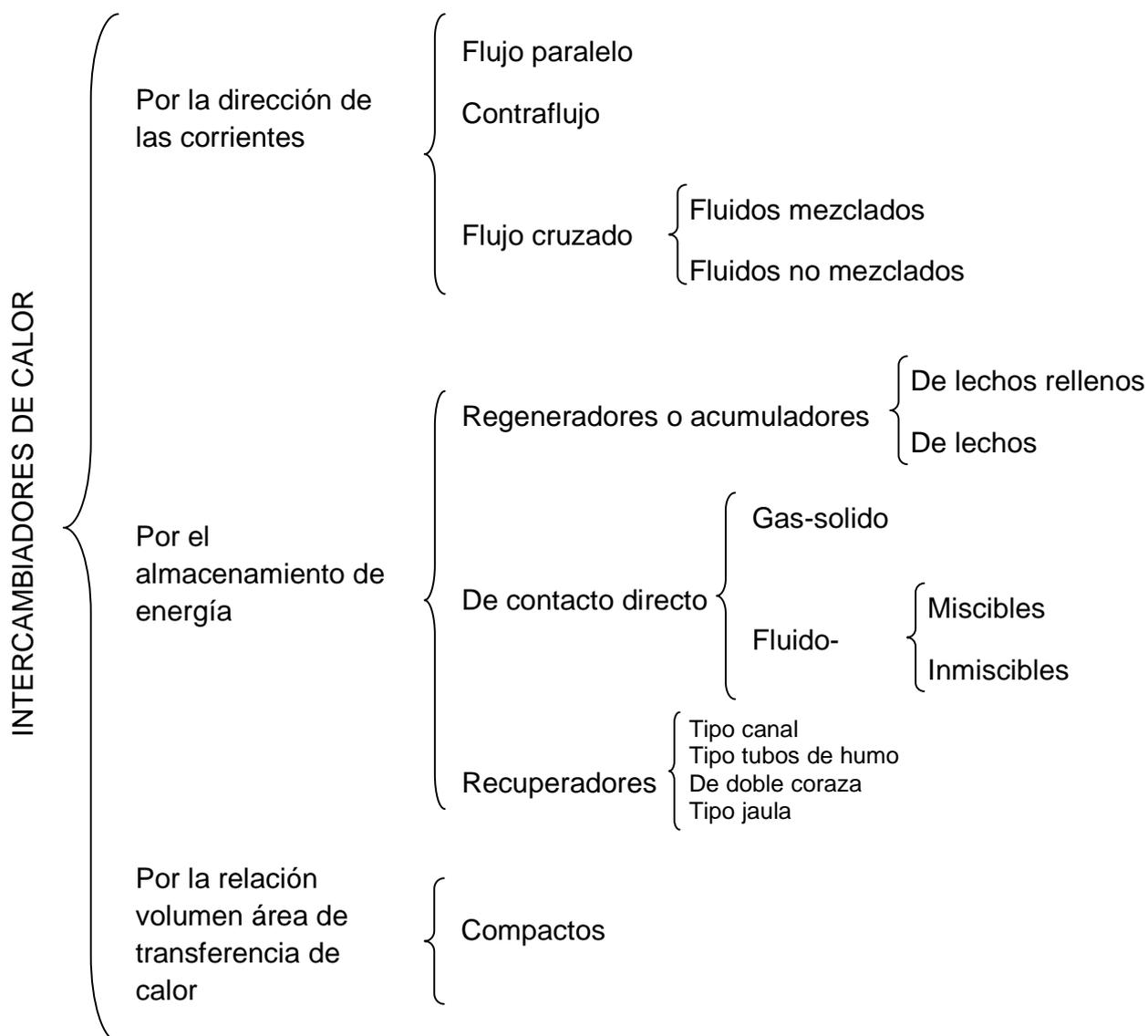
Se describe varios tipos de intercambiadores de calor los cuales sirven para transferir energía térmica entre dos medios siempre y cuando entre ellos exista diferencia de temperaturas, en el presente trabajo se tratara con gases y líquidos. El desempeño de estos equipos depende de varios factores como la velocidad y dirección de los fluidos, la superficie de transferencia de calor, el tamaño, la diferencia de temperaturas entre un medio y otro, los materiales con que están contruidos, entre otros; existiendo distintas configuraciones de acuerdo a la necesidad ya sea industrial o domestica.

El peso y el tamaño son factores de coste importantes por lo cual se busca que los intercambiadores sean más compactos es decir posean mayor capacidad de intercambiar energía térmica por unidad de volumen.

Hacer un análisis de los tipos de intercambiadores de calor y materiales adecuados para su construcción permite tomar una decisión adecuada al momento de diseñar o seccionar un intercambiador de calor para una aplicación especifica.

### **1.4.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Se puede clasificar los intercambiadores tomando en cuenta tres criterios, por la dirección de las corrientes, por el almacenamiento de energía y por la relación volumen área de transferencia de calor a continuación se muestra un mapa conceptual de la clasificación.



## 1.5 REFRIGERANTES

Un refrigerante debe satisfacer muchos requerimientos, algunos de ellos no se relacionan directamente con su habilidad de transferir calor. La estabilidad química bajo condiciones de uso es una de las principales características. Costo, disponibilidad, eficiencia, y compatibilidad con los lubricantes y materiales del compresor son otros puntos importantes de consideración.

Otro punto importante de consideración es el calor latente de vaporización. Basándose en la molaridad, fluidos con puntos de ebullición similares tienen casi el mismo calor latente. Debido a que el desplazamiento del compresor está definido en base al volumen, refrigerantes con puntos de ebullición similares producen efectos de refrigeración semejantes con un compresor dado. Basándose en la masa, el calor latente varía ampliamente en los fluidos. La eficiencia teórica del ciclo de compresión de vapor es maximizada por fluidos con baja capacidad de almacenamiento de calor en estado gaseoso. Esta propiedad se asocia con fluidos que tengan una estructura molecular simple o baja masa molecular.

Propiedades de transporte como la conductividad térmica y la viscosidad afectan el desempeño de los intercambiadores de calor, lo más deseable es una conductividad térmica alta y baja viscosidad. Ningún fluido satisface todos los atributos deseados para un refrigerante por lo que existe una amplia variedad.

### **1.5.1 IDENTIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES**

Los refrigerantes se identifican por números después de la letra R, que significa refrigerante, de acuerdo a la norma ANSI/ASHRAE 34-1992; el primer dígito indica el número enlaces carbono-carbono no saturados, se omite si el número de átomos es cero. El segundo dígito es el número de átomos de carbono menos uno, este también es omitido si es cero. El tercer dígito indica el número de átomos de hidrógeno más uno. El último dígito indica el número de átomos de flúor. En la Tabla No.1. 4 aparecen los refrigerantes más comunes.

**Tabla No.1. 4 Designación de números a los principales refrigerantes; los números en paréntesis indican el porcentaje de cada componente de la mezcla.**

No.	NOMBRE QUIMICO	FORMULA QUIMICA
<b>Serie Metano</b>		
10	Tetraclorometano (tetracloruro de carbono)	CCl <sub>4</sub>
11	Tricloromonofluorometano	CCl <sub>3</sub> F
12	Diclorodifluorometano	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>
13	Clorotrifluorometano	CClF <sub>3</sub>
20	Triclorometano (cloroformo)	CHCl <sub>3</sub>
21	Diclorofluorometano	CHCl <sub>2</sub> F
22	Clorodifluorometano	CHClF <sub>2</sub>
23	Trifluorometano	CHF <sub>3</sub>
30	Diclorometano (cloruro de metileno)	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>
40	Clorometano (cloruro de metilo)	CH <sub>3</sub> Cl
50	Metano	CH <sub>4</sub>
<b>Serie Etano</b>		
110	Hexacloroetano	CCl <sub>3</sub> CCl <sub>3</sub>
113	1,1,2-triclorotrifluoroetano	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>
115	Cloropentafluoroetano	CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
123	2,2-Dicloro - 1,1,1-Trifluoroetano	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
131a	1,1,1,2 Tetrafluoroetano	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>
141b	1,1-Dicloro-1-fluoroetano	CH <sub>3</sub> CCl <sub>2</sub> F
150a	1,1-Dicloroetano	CH <sub>3</sub> CHCl <sub>2</sub>
152a	1,1-Difluoroetano	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>
160	Cloroetano (cloruro de etilo)	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> Cl
170	Etano	CH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>
<b>Hidrocarburos</b>		
290	Propano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>
600	Butano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>
600a	2-Metilpropano (isobutano)	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>
<b>Compuestos Inorgánicos</b>		
702	Hidrógeno	H <sub>2</sub>
704	Helio	He
717	Amoníaco	NH <sub>3</sub>
718	Agua	H <sub>2</sub> O
720	Neón	Ne
728	Nitrógeno	N <sub>2</sub>
732	Oxígeno	O <sub>2</sub>
744	Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>
764	Dióxido de Azufre	SO <sub>2</sub>
<b>Mezclas Zeotrópicas</b>		
400	R-12/114 (60/40)	
401A	R-22/152a/124 (53/13/34)	
401B	R-22/152a/124 (61/11/28)	
402A	R-22/125/290 (30/60/2)	
402B	R-22/125/290 (60/38/2)	
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	
407A	R-32/125/134a (20/40/40)	
407B	R-32/125/134A (10/70/20)	
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	
408A	R-125/143a/22 (7/46/47)	
400A	R-22/124/142b (60/25/15)	
410A	R-32/125 (50/50)	
<b>Mezclas Azeotrópicas</b>		
500	R-12/152a (73.8/26.2)	
502	R22/115 (48.8/51.2)	
503	R-223/13 (40.1/59.9)	
507	R-125/143a (50/50)	

## 1.5.2 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LOS REFRIGERANTES

**Presión.-** Debe operar con presiones positivas

**Temperatura.-** Debe tener una temperatura crítica por arriba de la temperatura de condensación. Debe tener una temperatura de congelación por debajo de la temperatura del evaporador y debe tener una temperatura de ebullición baja.

**Volumen.-** Debe tener un valor bajo de volumen específico en fase vapor, y un valor alto de volumen en fase líquida

**Entalpía.-** Debe tener un valor alto de calor latente de vaporización

## 1.5.3 DESEMPEÑO DE LOS REFRIGERANTES

En la Tabla No.1. 5 se muestra el desempeño teórico calculado para un número de refrigerantes que operan en un ciclo estándar de  $-15^{\circ}\text{C}$  en el evaporador y  $30^{\circ}\text{C}$  en el condensador. En la mayoría de los casos, el vapor succionado se asume como saturado, y la compresión es asumida adiabática o isoentrópica. Esta suposición ocasiona en ciertos casos que una pequeña cantidad de líquido esté presente en la descarga de vapor, en estos casos se asume que la descarga de vapor es saturada y la succión de vapor esta ligeramente sobrecalentada. Estos valores son reales y consideran las condiciones de operación y desempeño tales como la eficiencia del compresor y las propiedades de transporte.

**Tabla No.1. 5 Desempeño comparativo de refrigerantes por kilovatio de refrigeración**

Refrigerante		Presión en el evaporado Mpa	Presión en el condensador Mpa	Razón de compresión	Efecto neto refrigerante kJ/kg	Refrigerante recirculado g/s	Líquido distribuido, L/s	Volumen específico de succión del gas, m <sup>3</sup> /kg	Desplazamiento del compresor, L/s	Consumo de energía, kW	Coeficiente de desempeño	Temperatura de descarga del compresor, K
No.	Nombre químico o composición (por % de masa)											
170	Etano	1.608	4.639	2.88	161.71	6.10	0.0219	0.0338	0.206	0.365	2.70	323
744	Dioxido de Carbono	2.254	7.18	3.19	133.23	3.88	0.0064	0.0168	0.065	0.192	2.69	343
1270	Propileno	0.358	1.304	3.64	286.17	3.46	0.0070	0.1299	0.449	0.220	4.50	315
290	Propano	0.286	1.075	3.76	277.90	3.53	0.0073	0.1562	0.551	0.218	4.50	309
502	R-22/115 (48.8/51.2)	0.343	1.312	3.83	105.95	9.43	0.0079	0.0508	0.479	0.228	4.38	311
507A	R-125/143a (50/50)	0.379	1.459	3.85	110.14	9.07	0.0089	0.0508	0.461	0.239	4.18	308
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	0.365	1.42	3.89	114.15	8.75	0.0086	0.0537	0.470	0.237	4.21	309
410A	R-32/125 (50/50)	0.478	1.872	3.92	167.89	5.84	0.0056	0.0545	0.318	0.222	4.41	324
125	Pentafluoretano	0.403	1.561	3.87	85.30	11.41	0.0098	0.0394	0.449	0.244	3.99	304
22	Clorodifluorometano	0.295	1.187	4.02	162.67	6.13	0.0052	0.0779	0.478	0.214	4.66	326
12	Diclorodifluorometano	0.181	0.741	4.09	117.02	8.49	0.0066	0.0923	0.784	0.212	4.70	311
500	R-12/152a (73.8/26.2)	0.214	0.876	4.09	139.68	7.08	0.0063	0.0939	0.665	0.212	4.66	314
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	0.288	1.26	4.38	163.27	6.11	0.0054	0.0805	0.492	0.222	4.50	321
600a	Isobutano*	0.088	0.403	4.58	263.91	3.76	0.0069	0.4073	1.533	0.215	4.62	303
134a	Tetrafluoretano	0.163	0.767	4.71	148.03	6.71	0.0056	0.1214	0.814	0.216	4.60	310
124	Clorotetrafluoretano*	0.088	0.443	5.03	117.83	8.41	0.0063	0.1711	1.439	0.214	4.62	303
717	Amoniaco	0.235	1.162	4.94	1103.14	0.90	0.0015	0.5117	0.463	0.210	4.76	372
600	Butano*	0.056	0.283	5.05	292.24	3.53	0.0062	0.6446	2.274	0.218	4.74	303
11	Triclorofluorometano*	0.02	0.125	6.25	155.95	6.36	0.0043	0.7689	4.891	0.197	5.02	316
123	Diclorofluorometano	0.016	0.109	6.81	142.28	7.02	0.0048	0.8914	6.259	0.204	4.90	306
113	Triclorotrifluorometano*	0.007	0.054	7.71	122.58	7.84	0.0051	1.6818	13.187	0.200	4.81	303

\*Requiere sobrecalentamiento

### 1.5.4 EFECTO DE LOS REFRIGERANTES SOBRE LOS METALES

Muy pocos refrigerantes bajo ciertas condiciones tiene efectos corrosivos sobre algunos metales o producen reacciones químicas que forman productos indeseables o contaminantes.

Los refrigerantes halogenados bajo ciertas condiciones normales de operación pueden utilizarse con la mayoría de los metales que comúnmente se usan en los sistemas de refrigeración, tales como: acero, hierro fundido, bronce, cobre, estaño, plomo y aluminio. Bajo condiciones severas de uso, varios metales afectan las propiedades de refrigerantes halogenados por hidrólisis y descomposición térmica en varios grados, la tendencia de los metales para promover la descomposición térmica

de las composiciones halogenadas sigue el siguiente orden: (menos descomposición) Inconel < Acero inoxidable al cromo níquel 18-8 < níquel < cobre < acero 1040 < aluminio < bronce < zinc < plata (mayor descomposición). Este orden es aproximado, se pueden encontrar excepciones para composiciones individuales o para condiciones de uso especiales. El efecto de los metales en hidrólisis es probablemente similar. No se recomienda utilizar refrigerantes halogenados con aluminio que contenga más del 2% de magnesio o magnesio y zinc, aún cuando la presencia de humedad sea muy pequeña.

## CAPITULO 2

### ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA

En el presente capítulo se realiza la identificación de las partes principales de un equipo de aire acondicionado comercial tipo ventana y mediante experimentación, el análisis del ciclo termodinámico y las propiedades térmicas que se cumplen con el objetivo de determinar el funcionamiento de un equipo de 12 000 BTU/hora.

#### 2.1 IDENTIFICACIÓN DE LAS PARTES PRINCIPALES

Las partes principales que conforma un equipo de aire acondicionado tipo ventana se muestra en la Figura No. 2. 1.

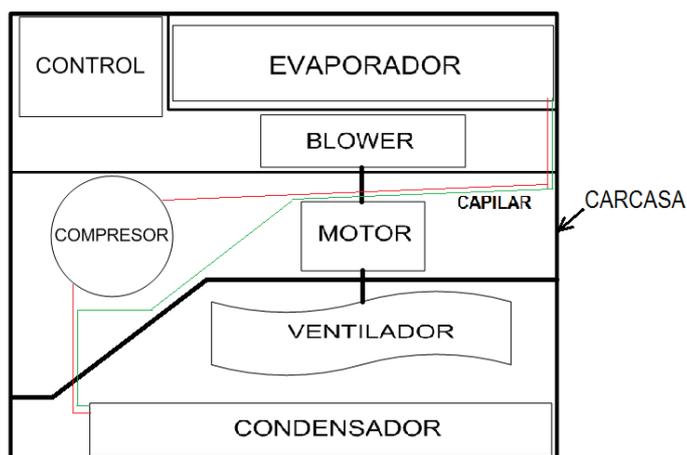


Figura No. 2. 1 Partes fundamentales de un equipo de aire acondicionado tipo ventana

### **2.1.1 EVAPORADOR**

El propósito del evaporador es proporcionar una superficie en la cual el aire procedente del recinto acondicionado al ponerse en contacto transfiera calor al refrigerante que pasa por el interior de los tubos. El refrigerante entra al evaporador o serpentín de enfriamiento en forma líquida, siendo transformado allí en gas por evaporación.

Generalmente están hechos de cobre con aletas del mismo metal o aluminio, prensadas en el tubo, la disposición en zigzag entre un tubo y otro, obliga al aire a circular con un movimiento ondulatorio a través del serpentín, con lo que el porcentaje de calor cedido es el mayor posible.

Los serpentines de evaporación se designan por un cierto número, que corresponden a las filas de profundidad en la dirección de la circulación del aire. Por lo general se fabrican unidades de 1, 2, 4, 6, 8, 10, y 12 filas.

### **2.1.2 COMPRESOR.**

Sirve para dos fines:

*Succión.*- El compresor reduce la presión del serpentín del evaporador manteniéndola baja para permitir que el refrigerante se evapore y por lo tanto absorba calor.

*Descarga.*- Descargando o forzando el vapor del refrigerante hacia el condensador, el compresor aumenta la presión del refrigerante y al hacerlo incrementa también su temperatura.

### **2.1.3 CONDENSADOR**

Mediante la condensación del refrigerante que circula en su interior disipa en el ambiente exterior la energía que este gana en su paso por el evaporador y el compresor; a la salida del condensador el refrigerante debe estar en estado líquido.

### **2.1.4 CAPILAR**

Su función principal es provocar la expansión del refrigerante en estado líquido que sale del condensador, para lo cual reduce la presión de este disminuyendo también la temperatura, para esto se reduce drásticamente el diámetro de la tubería para luego aumentarlo expandiéndolo a la salida; además el tubo capilar actúa como control de flujo entre el lado de alta presión (condensador) y el de baja presión (evaporador).

### **2.1.5 SISTEMA DE IMPULSIÓN DE AIRE**

Para la impulsión del aire se utiliza un motor eléctrico que mueve un soplador y un ventilador. El soplador forza al aire del recinto acondicionado a través del evaporador para impulsarlo de vuelta, mientras que el ventilador impulsa el aire exterior haciéndolo pasar a través del condensador.

### **2.1.6 CONTROL ELECTRÓNICO**

La función de este es controlar la velocidad del motor eléctrico dependiendo de la elección del usuario, y los intervalos de encendido del compresor dependiendo de la temperatura del aire a acondicionar.

## 2.2 CICLO TERMODINÁMICO

El ciclo termodinámico que rige el funcionamiento de los equipos de aire acondicionado tipo ventana es el de compresión de vapor, el cual idealmente tiene un comportamiento isoentrópico (totalmente reversible), realmente este presenta desviaciones por irreversibilidades estas pueden ser debido principalmente a la fricción entre el refrigerante y la tubería y la transferencia de calor hacia los alrededores.

El sistema se diseña de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente a la entrada del compresor eso asegura que se evapore por completo antes que ingrese.

La caída de presión genera un incremento en el volumen específico por ende aumenta los requerimientos de trabajo del compresor disminuyendo su eficiencia volumétrica.

El proceso de compresión incluirá efectos friccionantes y pérdidas de calor en el ciclo termodinámico el cual se aproxima al Gráfico No. 2. 1.

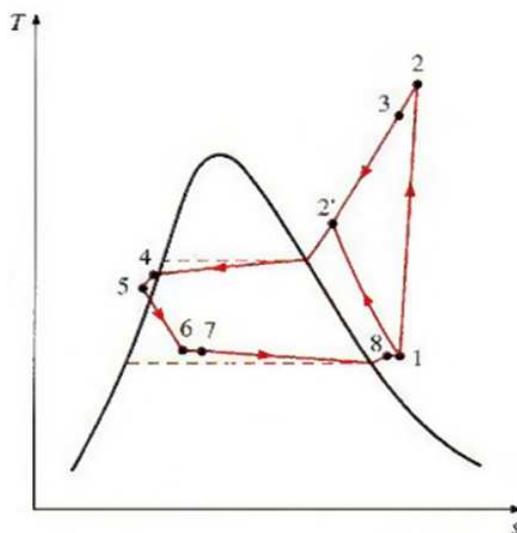


Gráfico No. 2. 1 Diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor<sup>1</sup>

<sup>1</sup> CENGEL Yanus, BOLES Michael; Termodinámica; 4 ed; Mc Graw Hill; México; 2004; pag. 554

Procesos en el Gráfico No. 2. 1

1-2: Trabajo realizado por el compresor

2-3: Pérdida de calor en las tuberías

3-4: Pérdida de calor en el condensador y caída de presión

4-5: Pérdida de calor en las tuberías

5-6: Expansión en el capilar

6-7: Ganancia de calor en la tubería

7-8: Ganancia de calor en el evaporador

8-1: Ganancia de calor en la tubería y caída de presión

### 2.3 CARACTERIZACIÓN TERMODINÁMICA

Para la caracterización termodinámica de un equipo comercial de aire acondicionado de 12000 BTU/hora, que emplea R-22, se realiza mediciones de presión, temperatura, velocidad del aire, y humedad relativa (Fotografía No. 2. 1).



Fotografía No. 2. 1 Medición de temperaturas, presiones, velocidad del aire y humedad relativa

### 2.3.1 OBJETIVO DE LA EXPERIMENTACIÓN

Determinar valores experimentales de presión y temperatura del refrigerante, y velocidad y humedad relativa del aire en el evaporador de un equipo de aire acondicionado de 12 000 BTU/hora para definir el ciclo termodinámico que rige su funcionamiento.

### 2.3.2 EQUIPO UTILIZADO

El equipo de aire acondicionado a ser analizado presenta las características técnicas que se detallan en la Tabla No. 2. 1.

**Tabla No. 2. 1 Datos de placa del equipo de aire acondicionado**

<b>Modelo</b>	ASW12DSM
<b>No. Serie</b>	RL 347777
<b>Voltaje Nominal</b>	220V
<b>Frecuencia Nominal</b>	60 Hz
<b>Corriente Nominal</b>	5.6 A
<b>Capacidad de Enfriamiento</b>	12000 BTU
<b>Potencia Nominal</b>	1231.4 W
<b>Carga de Refrigerante</b>	R22
<b>Cantidad de Refrigerante</b>	550 gr
<b>Potencia del compresor</b>	1112 W

Los equipos de medición requeridos en la toma de datos son los especificados en la Tabla No. 2. 2

Tabla No. 2. 2 Equipo de medición

<b>MANÓMETRO DE BAJA</b>	
Capacidad	120 psi
Apreciación	1 psi
Precisión	± 1 psi
<b>MANÓMETRO DE ALTA</b>	
Capacidad	500 psi
Apreciación	5 psi
Precisión	± 5 psi
<b>TERMÓMETROS DIGITALES</b>	
Termocupla	Tipo K
Apreciación	0.1 ° C
Precisión	± 0.5 %
<b>HIGROTHERMOANEMOMETRO</b>	
<b>Capacidad</b>	
Velocidad del aire	0.2 a 40 m/s
Humedad relativa	5% a 95%
Temperatura	-20° a 80°C
<b>Precisión</b>	
Velocidad del aire	±1% de la lectura ±1 dígito
Humedad relativa	±2% RH ±1 dígito
Temperatura	±0.2% de la lectura ±1 dígito
<b>Apreciación</b>	
Velocidad del aire	1 FPM o 0.01 MPS
Humedad relativa	0.2°F o 0.1°C
Temperatura	0.1% RH

### 2.3.3 DATOS OBTENIDOS

Mediante el uso de manómetros, termómetros y un higrotermoanemómetro se determina los valores mostrados en la Tabla No. 2. 3. Los puntos de medición se indican en la Figura No. 2. 2.

Tabla No. 2. 3 Datos obtenidos mediante experimentación

Datos de funcionamiento			
Refrigerante			
No.	Detalle	Temperatura [°C]	Presión [Psi]
1	Entrada al compresor	11.0	59
2	Salida del compresor	53.3	
3	Entrada al condensador	49.6	165
4	Salida del condensador	26.7	156
5	Entrada al capilar	26.0	
6	Salida del capilar	1.3	
7	Entrada al evaporador	0.9	
8	Salida del evaporador	6.5	
Aire en el evaporador			
Velocidad del aire a la salida del equipo [m/s]		6.5	
Área transversal a la salida del equipo [m <sup>2</sup> ]		0.036	
Temperatura ambiente [°C]		16.3	
Humedad relativa ambiente [%]		56	
Temperatura de salida del evaporador [°C]		5.5	
Humedad relativa a la salida del evaporador [%]		81	
Altura [msnm]		2800	

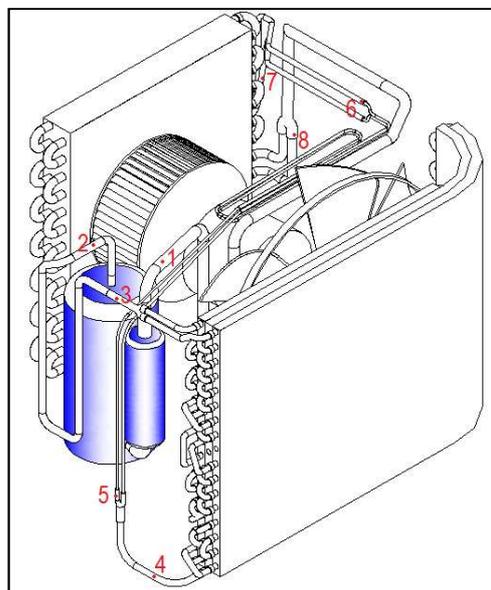


Figura No. 2. 2 Puntos de referencia para toma de datos experimentales

## 2.3.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

### 2.3.4.1 Aire en el evaporador

A partir de los datos indicados en la Tabla No. 2. 3 se determinan los cambios de calor latente y sensible en el aire durante su paso por el evaporador como se indica en el Gráfico No. 2. 2.

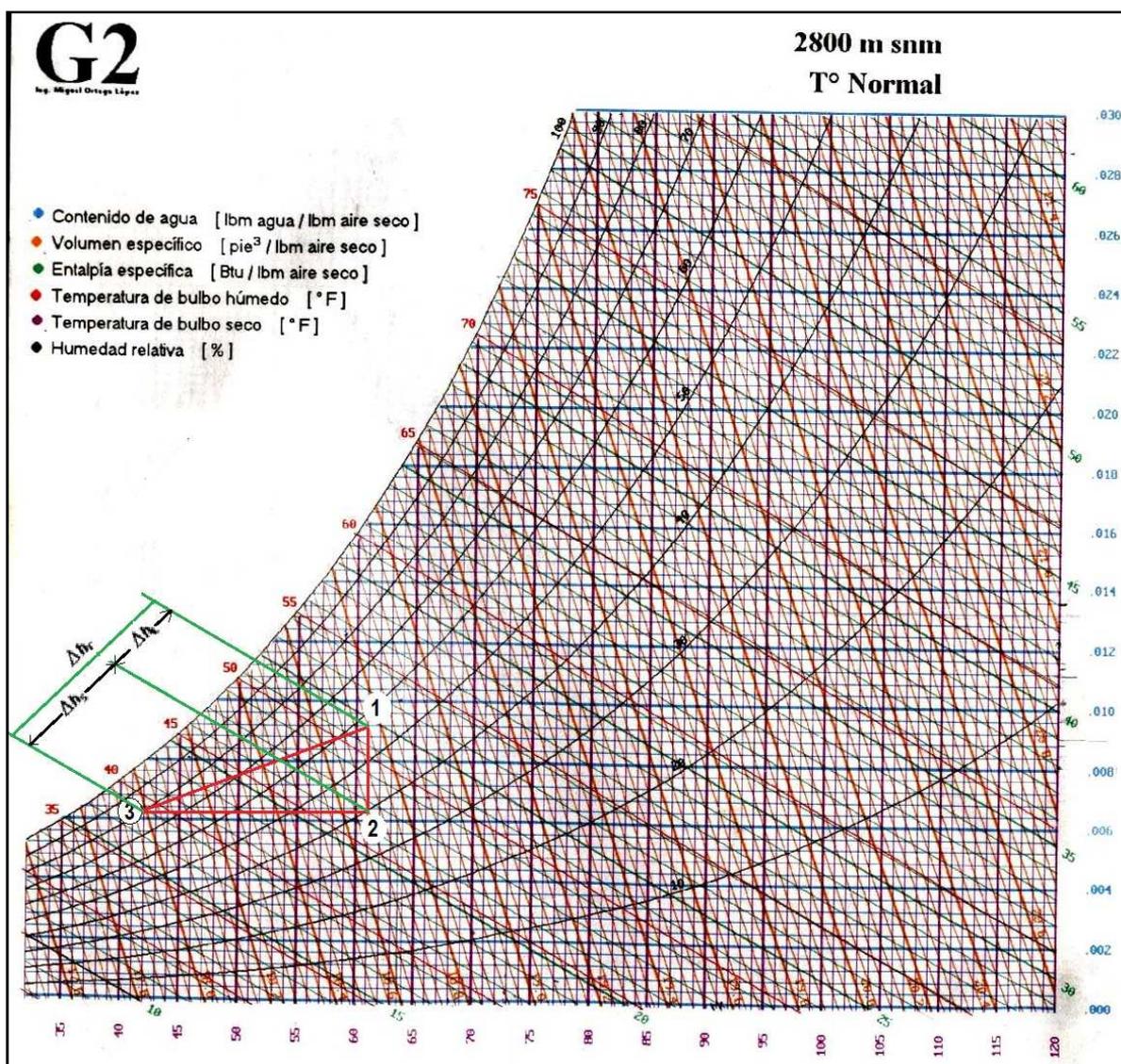


Gráfico No. 2. 2 Tabla psicrométrica de Quito<sup>1</sup>

<sup>1</sup> A. Peña, M. Ortega; Cartas Psicrométricas; EPN; Quito

El proceso de 1 a 2 se representa el cambio en el calor latente y el proceso de 2 a 3 representa el cambio en el calor sensible, la cantidad de energía total que pierde el aire es igual a la suma de las entalpías de calor latente y sensible, los valores obtenidos se indican en la Tabla No. 2. 4.

Tabla No. 2. 4 Valores experimentales de entalpia del aire en el condensador.

PUNTO	Entalpia [kJ/kg]	Volumen especifico [m <sup>3</sup> /kg aire seco]
1	56.5	1.169
2	50.0	1.164
3	39.3	1.121

El equipo de aire acondicionado esta extrayendo del aire 6.5 kJ/Kg como calor sensible y 10.7 kJ/Kg como calor latente dando un total de 17.2 kJ/Kg. A partir de este valor y primero determinando el flujo másico se calcula la cantidad total de energía extraída del aire como se indica a continuación.

$$\dot{m}_{aire} = \frac{A \cdot V}{v} \quad (2.1)$$

Donde:

$\dot{m}_{aire}$  = Flujo másico de aire a través del evaporador [kg/s]

A = Área transversal a la salida del equipo [m<sup>2</sup>]

V = Velocidad del aire a la salida del equipo [m/s]

v = Volumen específico [m<sup>3</sup>/kg aire seco]

$$\dot{m}_{aire} = \frac{0.036 * 6.5}{1.121}$$

$$\dot{m}_{aire} = 0.2087 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{E} = \dot{m}_{aire} * (h_1 - h_3) \quad (2.2)$$

Donde:

$\dot{E}$  = Flujo de energía que pierde el aire en el evaporador [kW]

$h_1, h_3$  = Entalpia del aire a la entrada y a la salida del evaporador [kJ/kg]

$$\dot{E} = 0.2087 * (56.5 - 39.3)$$

$$\dot{E} = 3.592 \text{ kW}$$

El flujo de energía  $\dot{E}$  transformado a unidades inglesas es de 12256 BTU/hora, concordando con la potencia nominal del equipo de 12000 BTU/hora

#### 2.3.4.2 Refrigerante en el ciclo

Se realiza el tratamiento y análisis de datos experimentales para definir todos los puntos del ciclo termodinámico que rige el funcionamiento del equipo de aire acondicionado, considerando lo siguiente:

- Las caídas presión a lo largo de la tubería que conecta tanto, el compresor con el condensador y el condensador con el capilar son despreciables debido a su corta longitud.
- Al darse la expansión en la salida del capilar, se tiene una mezcla líquido vapor, quedando la presión definida por la temperatura.
- Se estima que la cantidad de energía extraída del aire es igual a la cantidad de energía ganada por el refrigerante en el evaporador.

Tabla No. 2. 5 Tabla de resultados y definición de estados en el ciclo termodinámico<sup>1</sup>

Detalle	Punto No	Temp. [°C]	Presión [kPa]	Entropía $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$	Entalpia $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	Calidad	Estado
Entrada al compresor	1	11.0	406.8	1.8020	414.5		Vapor sobrecalentado
Salida del compresor	2	53.3	1137.6	1.7811	435.3		Vapor sobrecalentado
Entrada al condensador	3	49.6	1137.6	1.7714			Vapor sobrecalentado
Salida del condensador	4	26.2	1075.6	1.1350	231.7		Líquido Saturado
Entrada al capilar	5	26.0	1075.6	1.1000	231.5		Líquido subenfriado
Salida del capilar	6	1.3	519.4	1.217	259.6	0.284	Mezcla líquido gas
Entrada al evaporador	7*	0.9	512.8	1.250			Mezcla líquido gas
Salida del evaporador	8*	6.5	480.0	1.780			Vapor sobrecalentado
Entrada al compresor	1	11	406.8	1.8020	414.5		Vapor sobrecalentado

\* Puntos referenciales

Para determinar la calidad del refrigerante en el estado 6 se utiliza la ecuación 2.3.

$$x_6 = \frac{h_6 - h_{f@T=1.3}}{h_{fg@T=1.3}} \quad (2.3)$$

Donde

$x_6$  = Calidad del refrigerante en el estado 6

$h_6$  = Entalpia en la salida del capilar [kJ/kg]

$h_{f@T=1.3}$  = Entalpia del refrigerante líquido saturado [kJ/kg]

$h_{fg@T=1.3}$  = Diferencia de entalpias entre el líquido y vapor saturados [kJ/kg]

Haciendo uso del anexo 1 e interpolando se tiene los valores de  $h_{f@T=1.3} = 201.56 \text{ kJ/kg}$  y  $h_{fg@T=1.3} = 203.96 \text{ kJ/kg}$ ;  $h_6$  se determina primero calculando el

flujo másico del refrigerante en el ciclo usando la expresión 2.4.

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{E} + W_c}{h_2 - h_5} \quad (2.4)$$

<sup>1</sup> Anexo 1; Thermodynamic Properties of DuPont™ Freon® 22 (R-22) Refrigerant

Donde:

$\dot{m}_r$  = flujo másico del refrigerante en el ciclo [kg/s]

$\dot{E}$  = Flujo de energía que pierde el aire en el evaporador [kW]

$W_c$  = Potencia del compresor [kW]

$h_2$  = Entalpia en la salida del compresor [kJ/kg]

$h_5$  = Entalpia en la entrada del capilar [kJ/kg]

$$\dot{m}_r = \frac{3.592 + 1.112}{435.6 - 231.5}$$

$$\dot{m}_r = 0.0227 \text{ kg/s}$$

A continuación se determina  $h_6$  partiendo de la expresión 2.5.

$$\dot{E} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_6) \quad (2.5)$$

$$h_6 = h_1 - \frac{\dot{E}}{\dot{m}_r}$$

Donde:

$h_1$  = Entalpia en la entrada del compresor [kJ/kg]

$$h_6 = 414.5 - \frac{3.592}{0.0227}$$

$$h_6 = 259.64 \text{ kJ/kg}$$

Remplazando en la ecuación 2.3.

$$x_6 = \frac{259.64 - 201.56}{203.96}$$

$$x_6 = 0.2847$$

Los estados 7 y 8 no están definidos en su totalidad ya que se cuenta solo con datos de temperatura, sin embargo para definir el diagrama se estiman dos presiones, definiendo estos puntos de forma referencial.

A partir de los datos obtenidos en la Tabla No. 2. 5 se determina el ciclo termodinámico que cumple el refrigerante en el equipo de aire acondicionado, como se indica en el Gráfico No. 2. 3.

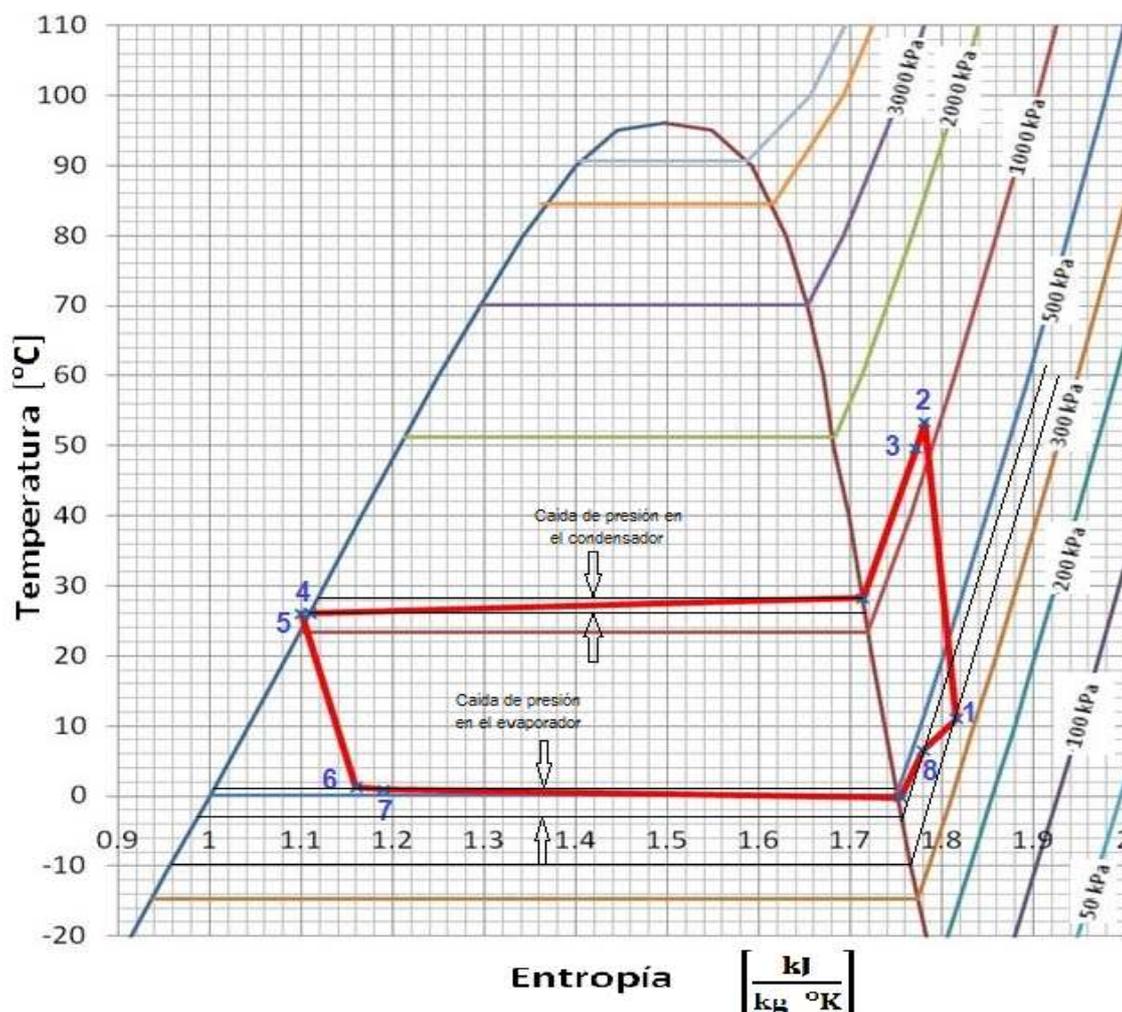


Gráfico No. 2. 3 Diagrama T-s para el ciclo real de un equipo de aire acondicionado tipo ventana de 12000 BTU/hora<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Fuente propia

### **2.3.5 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS Y CARACTERIZACIÓN TERMODINÁMICA**

Observando el Gráfico No. 2. 3 se puede evidenciar que existen caídas de presión tanto en el condensador como en el evaporador, existe transferencia de calor a lo largo de las tuberías que unen los elementos del equipo de aire acondicionado y los procesos presentes no son isoentrópicos.

El evaporador extrae del aire 12256 BTU/h valor representado tanto por calor sensible como por calor latente.

## **2.4 CARACTERIZACIÓN TÉRMICA**

Para la caracterización térmica del evaporador y condensador se procede a calcular en cada uno de los tres parámetros fundamentales: los coeficientes de transferencia de calor por convección interno (refrigerante) y externo (aire), y el coeficiente global de transferencia de calor.

### **2.4.1 EVAPORADOR**

La cantidad de energía que extrae el evaporador del recinto a acondicionar es de 3.5169 kW o 12000 Btu/h (valor nominal del equipo). La superficie total externa de intercambio de calor se determina sumando el área de las aletas más el área exterior de los tubos libre de aletas para el caso del equipo comercial de aire acondicionado de 12000 but/h este valor es de 5.7805 m<sup>2</sup>.

La superficie interna de intercambio de calor se determina a partir de la longitud total de tubería que constituye el evaporador, para el caso del equipo comercial de aire acondicionado de 12000 btu/h es de 0.2533 m<sup>2</sup>.

### 2.4.1.1 Coeficiente interno de transferencia de calor por convección

Durante el paso del refrigerante en el interior del evaporador se produce un cambio de fase desde su entrada como una mezcla de vapor y líquido hasta su salida como vapor sobrecalentado, este cambio de fase se debe considerar para el cálculo del coeficiente de convección.

Para el cálculo del coeficiente de convección en dos fases en el interior del evaporador se hace uso de la expresión 2.6, se puede aplicar para R-11, R-12, R-22, R-13, R-114 y agua, para flujos verticales y horizontales, la utilización de esta expresión requiere que la unidades de todos los parámetros sean del sistema inglés, cuando se determinan los parámetros adimensionales se pueden usar unidades inglesas y del sistema internacional, por lo que momentáneamente en los casos en los que la expresión lo amerite se cambiaran la unidades al sistema inglés.

$$h_{int} = E \times E_2 \times h_f + S \times S_2 \times h_f \quad (2.6)^1$$

Donde E, E<sub>2</sub>, S y S<sub>2</sub> son valores adimensionales que dependen de la propiedades del refrigerante, su cálculo se explicita a continuación.

Se determina el valor de la constante S con la ecuación 2.7.

$$S = 1.12 \times \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.75} \times \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.41} \quad (2.7)$$

Donde  $\rho_l$   $\rho_v$  representan la densidad del refrigerante a la presión del evaporador en su fase líquida y vapor, x representa la calidad del refrigerante a la entrada del evaporador, esta se determina en la sección 2.3.4.2, reemplazando valores en la expresión 2.7 se tiene:

---

<sup>1</sup> (ASHRAE, 2005 Fundamentals, pag 4.6)

$$S = 1.12 \times \left( \frac{0.2848}{1 - 0.2848} \right)^{0.75} \times \left( \frac{1277.1 \text{ kg/m}^3}{22.11 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.41}$$

$$S = 2.962$$

El cálculo del valor de E a partir de la ecuación 2.8 se muestra a continuación:

$$E = 1 + 3000 Bo^{0.86} \quad (2. 8)$$

Se requiere conocer el valor del número de ebullición (Bo), el cual relaciona el flujo másico normal a la pared debido a la ebullición y el flujo másico total a través del tubo, y se calcula a partir de la ecuación 2.9.

$$Bo = \frac{q''}{G h_{fg}} \quad (2. 9)^1$$

Donde  $q''$  es el flujo de calor, G es la velocidad másica del refrigerante, y  $h_{fg}$  es el valor correspondiente a la diferencia de entalpía del refrigerante para pasar de su estado gaseoso a líquido a la presión del evaporador.

La velocidad másica del refrigerante se calcula con la expresión 2.10:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2. 10)$$

En este caso el área transversal al flujo es la de dos tubos debido a que el ingreso del refrigerante se da simultáneamente por dos ductos por lo que el área utilizada es igual a 2 veces al área transversal de un tubo, reemplazando valores en la ecuación 2.10 se tiene.

---

<sup>1</sup> (ASHRAE, 2005 Fundamentals, pag 4.6)

$$G = \frac{0.02271}{2(\pi r^2)}$$

$$G = 47.479 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

El Flujo de calor se calcula a partir de la ecuación 2.11.

$$q'' = \frac{q}{A} \quad (2.11)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$q'' = \frac{3516.85}{0.25337}$$

$$q'' = 13880.29 \text{ W/m}^2$$

Conociendo estos valores se puede determinar el valor del número de ebullición reemplazando los valores en la ecuación 2.9:

$$Bo = \frac{13.88029 \text{ kW/m}^2}{47.479 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2 \times 203.955 \text{ kJ/kg}} \quad Bo = 1.433 \times 10^{-3}$$

Conociendo el valor del número de ebullición se calcula el valor de la constante E de la expresión 2.8 como se indica a continuación:

$$E = 1 + 3000 \cdot 1.433 \times 10^{-3 \cdot 0.86}$$

$$E = 11.755$$

$E_2$  y  $S_2$  dependen del valor del número de Froud, si este es menor a 0.05, estos datos deben ser calculados, caso contrario son constantes e iguales a 1, el número

de Froud es un parámetro adimensional que relaciona dos tipos de fuerzas, las de gravedad y las inerciales, que dependen de la masa, para un flujo en dos fases se utiliza la expresión 2.12:

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \quad (2.12)^1$$

Reemplazando valores se tiene:

$$Fr_l = \frac{47.4791^2}{1277.1^2 9.81 * 0.008725}$$

$$Fr_l = 0.01615$$

Para el cálculo de los valores de  $E_2$  y  $S_2$  se usa las expresiones 2.13 y 2.14:

$$E_2 = Fr_l^{(0.1-2Fr_l)} \quad (2.13)$$

$$S_2 = Fr_l^{1/2} \quad (2.14)$$

$$E_2 = 0.01615^{(0.1-2 \times 0.01615)}$$

$$E_2 = 0.75628$$

$$S_2 = 0.0001615^{1/2}$$

$$S_2 = 0.12707$$

A continuación se determina el valor de  $h_f$  que es el coeficiente de convección de una sola fase para lo cual se hace uso de la expresión 2.15:

$$h_f = 0.023 \times Re_l^{0.8} \times Pr_l^{0.4} \times \left(\frac{k_l}{D}\right) \quad (2.15)^2$$

<sup>1</sup> (ASHRAE, 2005 Fundamentals, pag 4.6)

<sup>2</sup> (ASHRAE, 2005 Fundamentals, pag 4.6)

Donde  $R_{el}$  es el número de Reynolds,  $Pr_l$  es el número de Prandtl,  $k_l$  la conductividad térmica, todos estos términos correspondientes al refrigerante, y  $D$  el diámetro de la tubería del evaporador.

El número de Reynolds se calcula a partir de la ecuación 2.16.

$$R_{el} = \frac{G(1-x)D}{u_l} \quad (2.16)^1$$

Reemplazando valores se tiene:

$$R_{el} = \frac{47.4791 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2 (1 - 0.2848) 0,008 \text{ m}}{216.53 \times 10^{-6} \text{ kg/s} \cdot \text{m}}$$

$$R_{el} = 1254.59$$

El número de Prandtl se obtiene de la ecuación 2.17.

$$Pr_l = \frac{c_{p_l} u_l}{k_l} \quad (2.17)^2$$

Reemplazando valores se tiene.

$$Pr_l = \frac{1.172 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \times 216.53 \times 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}}{0.09422 \times 10^{-3} \text{ kW/m}^\circ\text{K}}$$

$$Pr_l = 2.6934$$

Conociendo estos valores se determina el valor del coeficiente de convección en una sola fase, reemplazando valores en la expresión 2.15 se tiene:

<sup>1</sup> (ASHRAE, 2005 Fundamentals, pag 4.6)

<sup>2</sup> (ASHRAE, 2005 Fundamentals, pag 4.6)

$$h_f = 0.023 \times 1254.59^{0.8} \times 2.6934^{0.4} \times \left( \frac{54.44 \times 10^{-3} \text{ Btu}/\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}{0.315 \text{ ft}} \right)$$

$$h_f = 17.793 \text{ Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 2.6 se obtiene el coeficiente de convección en dos fases del refrigerante en el interior del evaporador, y se tiene:

$$h_{int} = 11.755 \times 0.75628 \times 17.793 \text{ Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} + 2.962 \times 0.12707 \times 17.793 \text{ Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$h_{int} = 164.488 \text{ Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$h_{int} = 936.177 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

#### 2.4.1.2 Coeficiente externo de transferencia de calor por convección

El coeficiente externo de transferencia de calor depende de las condiciones del aire en el espacio a acondicionar, para este caso se toma la temperatura máxima anual registrada en Guayaquil de 33.8°C según el anexo 2 como la temperatura ambiente, y 18°C como la temperatura mínima a alcanzarse dentro del recinto a acondicionar.

El coeficiente de convección relativo de la superficie externa en bancos de tubos con aletas transversales se calcula despreciando la transmisión de calor por radiación entre los tubos debido a que este parámetro tiene un valor muy pequeño.

Para el caso en el que el banco de tubos aleteados este expuesto a un flujo de un fluido de trabajo limpio se usa la ecuación 2.18.

$$h_{ext} = \left( \frac{A_A}{A} \cdot E \cdot u_A \cdot \Psi_E + \frac{A_T}{A} \right) \cdot h_c \quad (2.18)$$

Donde

$A$  = Superficie externa total [ $m^2$ ]

$A_A$  = Superficie de intercambio de calor de la aletas [ $m^2$ ]

$A_T$  = Superficie de intercambio de calor de los tubos que no está ocupada por aletas [ $m^2$ ]

$E$  = Coeficiente de eficiencia teórica de la aleta

$\mu_A$  = Factor de corrección de forma de la aleta

$\Psi_E$  = Factor de corrección por irregularidades de la distribución del coeficiente de convección

$h_c$  = Coeficiente de convección [ $W/m^2K$ ]

El factor de corrección de forma de la aleta ( $\mu_A$ ) para el caso de aletas de longitud uniforme es igual a 1.

Para empezar con los cálculos se debe determinar el valor de coeficiente de convección, este depende de la velocidad y las propiedades físicas del flujo de gases así como de las características geométricas del banco de tubos. Para bancos de tubos con aletas anulares y cuadradas, en arreglos en cuadrado y triangulo el coeficiente de convección relativo a toda la superficie de intercambio de calor del lado de gases, se encuentra con la ecuación 2.19

$$h_c = 3.13 \cdot c_z \cdot c_q \cdot \frac{k_g}{d} \left( \frac{v \cdot d}{v_g} \right)^n \cdot Pr_g^{0.33} \quad (2.19)$$

Donde:

$k_g$  = Coeficiente de conductividad térmica del gas (para aire a 33.8°C y 1 atm de presión  $26.36 \times 10^{-3} W/m^\circ C$ )<sup>1</sup>

$d$  = Diámetro externo del tubo [m]

$V$  = Velocidad del aire [m/s]

$\nu_g$  = Viscosidad cinemática del aire (para aire a 33.8°C y 1 atm de presión  $15.89 \times 10^{-6} m^2/s$ )<sup>1</sup>

$Pr_g$  = Número de Prandtl (para aire a 33.8°C y 1 atm de presión 0,7285)<sup>1</sup>

Los valores de  $n$  y  $C_q$  se calculan a partir de las expresiones 2.20 y 2.21.

$$n = 0.7 + 0.08 \times \tanh(x) + 0.005 \times \Psi_A \quad (2.20)$$

$$C_q = (1.36 - \tanh(x)) \times \left[ \frac{1.1}{\Psi_A + 8} - 0.014 \right] \quad (2.21)$$

Donde:

$x$  = parámetro adimensional

$\Psi_A$  = Coeficiente de aleteado y definido por  $\Psi_A = \frac{A_{total}}{A_{tubos \text{ sin aletas}}}$

El área total del equipo de aire acondicionado comercial como se indico anteriormente es de 5.781 m<sup>2</sup> y el área del los tubos sin considerar las aletas es de 0.301 m<sup>2</sup>

Para el cálculo del valor de  $x$  se utiliza la expresión 2.22.

$$x = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1.26}{\Psi_A} - 2 \quad (2.22)$$

---

<sup>1</sup> INCROPERA F.; Fundamentos de Transferencia de Calor; Cuarta edición; Pearson Educación; México; 1999; pag 839

Donde:

$\sigma_1$  = Paso normal relativo y definido por  $\sigma_1 = \frac{S_1}{S_2}$

$\sigma_2$  = Paso paralelo relativo y definido por  $\sigma_2 = \frac{S_2}{S_1}$

Donde  $S_1$  y  $S_2$  dependen de la geometría de los tubos, la Figura No. 2. 3 muestra la disposición de los tubos en el evaporador.

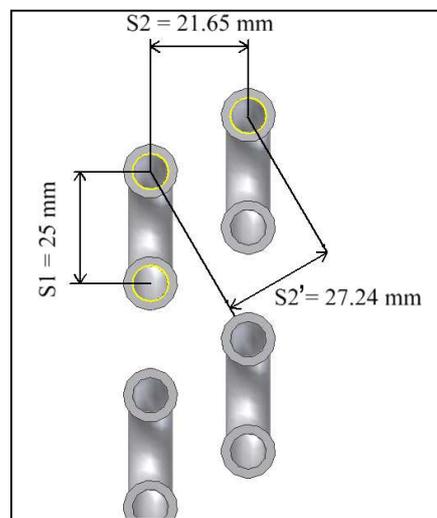


Figura No. 2. 3 Disposición geométrica de los tubos en el evaporador

Reemplazando valores en la ecuación 2.22 se tiene.

\_\_\_\_\_

Conocido el valor de  $x$ , reemplazando valores en las ecuaciones 2.20 y 2.21 se tiene.

$$C_q = (1.36 - \tanh(-0.8991)) \times \left[ \frac{1.1}{23.4 + 8} - 0.014 \right]$$

$$C_q = 0.0436$$

El coeficiente  $C_z$  considera la influencia que tiene en la transmisión de calor el número de filas de tubos en el banco en la dirección de los gases, para bancos de tubos con arreglo en triángulo que cumplan con las siguientes relaciones  $\frac{\sigma_1}{\sigma_2} < 2$  y  $z_2 < 8$  este valor se determina de la expresión 2.23:

$$c_z = 3.15 \cdot z_2^{0.05} - 2.50 \quad (2.23)$$

Donde

$z_2$  = Cantidad de filas de tubos en el banco en la dirección de los gases

$$c_z = 3.15 \cdot 2^{0.05} - 2.50$$

$$c_z = 0.76$$

Conociendo los valores correspondientes a la expresión 2.19 se reemplaza valores y se tiene:

$$h_c = 3.13 \times 0.76 \times 0.0436 \times \frac{26.36 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^\circ \text{ C}}{9,525 \times 10^{-3} \text{ m}} \left( \frac{6,5 \text{ m/s} \times 9,525 \times 10^{-3} \text{ m}}{15.89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \right)^{0.7597} \times 0,7285^{0.33}$$

$$h_c = 138.149 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Para el cálculo del factor de corrección por irregularidades de la distribución del coeficiente de convección se aplica la ecuación 2.24.

$$\Psi_E = 1 - 0.016 \cdot \left( \frac{D}{d} - 1 \right) [1 + \tanh(2ml_A - 1)] \quad (2.24)$$

Donde

$D$  = Diámetro de la aleta [m]

$d$  = Diámetro externo del tubo [m]

$m$  = Parámetro de la aleta [ $m^{-1}$ ]

$l_A$  = Altura de la aleta [m]

La altura de la aleta se calcula a partir de la ecuación 2.25.

$$l_A = \frac{1.13 \cdot c_c - d}{2} \quad (2. 25)$$

Donde  $c_c$  es la longitud de un lado de la aleta cuadrada, reemplazando valores tenemos.

$$l_A = \frac{1.13 \cdot 0.025m - 9.525 \times 10^{-3}m}{2}$$

$$l_A = 0.009363 \text{ m}$$

El parámetro  $m$  se calcula a partir de la ecuación 2.26.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_c}{\delta_A \cdot k_A}} \quad (2. 26)$$

Donde

$\delta_A$  = Espesor medio de la aleta [m]

$k_A$  = Conductividad térmica del aluminio a la temperatura de la aleta [W/m<sup>2</sup>K]

Para el cálculo del coeficiente de eficiencia teórica de la aleta es necesario realizar un proceso iterativo, debido a que se debe estimar un valor para el coeficiente de la

eficiencia teórica de la aleta (E) el cálculo que arrojo un resultado correcto se especifica a continuación.

Primero es necesario encontrar el valor de la conductividad térmica de la aleta ( $k_A$ ) para lo que se requiere la temperatura de la aleta, se hace uso de la ecuación 2.27.

$$T_A = \vartheta - (\vartheta - T) \cdot E' \quad (2.27)$$

Donde

$\vartheta$  = Temperatura media del fluido de trabajo externo [°C]

T = Temperatura media del fluido de trabajo interno [°C]

$$\vartheta = \frac{33.8 + 18}{2} = 25.9^\circ\text{C}$$

$$T = 4^\circ\text{C}$$

$E'$  es el valor preliminar que se le da al coeficiente de eficiencia teórica de la aleta (E) para su corrección después del proceso iterativo, este se toma como 0.9 (90% de eficiencia de la aleta), reemplazando valores se tiene.

$$T_A = 25.9^\circ\text{C} - (25.9^\circ\text{C} - 4) \times 0.9$$

$$T_A = 6.19^\circ\text{C}$$

Conocida la temperatura de la aleta se puede determinar el coeficiente de conductividad térmica del aluminio, se reemplaza valores en la ecuación 2.26.

$$m = \sqrt[2]{\frac{2 \cdot 61.773}{0.0002 \cdot 237}}$$

$$m = 51.05 \text{ m}^{-1}$$

Conociendo el valor de m se procede a calcular el valor real de la eficiencia teórica de la aleta E, para lo cual se utiliza la ecuación 2.28.

$$E = \frac{\tanh(m \cdot l'_A)}{m \cdot l'_A} \quad (2.28)$$

Para lo cual es necesario determinar la altura relativa de la aleta usando la expresión 2.29.

$$l'_A = l_A \left[ 1 + \left( 0.191 + 0.054 \times \frac{D}{d} \right) \times \ln \left( \frac{D}{d} \right) \right] \quad (2.29)$$

Donde  $d$  es el diámetro exterior del tubo y  $D$  es el diámetro de una aleta circular que rodea el tubo, pero en el caso de tener aletas cuadradas se usa la expresión 2.30:

$$D = 1.13c_c \quad (2.30)$$

$$D = 1.13 * 0.025$$

$$D = 0.02825$$

$$l'_A = 0.009363m \left[ 1 + \left( 0.191 + 0.054 \times \frac{0.02825}{0.009525} \right) \times \ln \left( \frac{0.02825}{0.009525} \right) \right]$$

$$l'_A = 0.01294m$$

$$E = \frac{\tanh(51.05 \cdot 0.01294)}{51.05 \cdot 0.01294}$$

$$E = 0.876$$

El valor tomado de la eficiencia teórica de la aleta  $E' = 0.9$  es muy similar al calculado de  $E$ , por lo que el método iterativo es correcto, cabe recalcar que el valor de la eficiencia teórica de la aleta afecta directamente la temperatura de la aleta, y en consecuencia la conductividad térmica del material, pero en el presente caso para un rango de 100 grados kelvin de 200 a 300K la conductividad térmica del aluminio se mantiene en  $237 \text{ W/m}^\circ\text{K}$ .

Reemplazando valores en la ecuación 2.24 se tiene.

$$\Psi_E = 1 - 0.016 \cdot \left( \frac{0.02825 \text{ m}}{0.009525 \text{ m}} - 1 \right) [1 + \tanh(2 * 51.05 \text{ m}^{-1} * 0.009363 \text{ m} - 1)]$$

$$\Psi_E = 0.97$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.18, se tiene.

$$h_{ext} = \left( \frac{5.5335}{5.7805} \cdot 0.876 \cdot 1 \cdot 0.97 + \frac{0.247}{5.7805} \right) \cdot 138.149$$

$$h_{ext} = 118.27 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

### 2.4.1.3 Coeficiente Global de transferencia de calor

La cantidad de resistencia al flujo de calor ofrecida por el metal es pequeña, especialmente con el cobre y el aluminio, por lo tanto factor U del evaporador está caracterizado principalmente por los coeficientes de transferencia de calor de las superficies de película interior y exterior. El coeficiente Global de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación 2.31.

$$U = \frac{\Psi}{\frac{A}{A_{int}} \frac{1}{h_{int}} + \frac{A}{A_{int}} R_T + \frac{1}{h_{1rel}}} \quad (2.31)$$

Donde:

$h_{ext}$  = coeficiente externo de transferencia de calor por convección  
 $[W/m^2\text{°K}]$

$h_{int}$  = Coeficiente interno de transferencia de calor por convección  $[W/m^2\text{°K}]$

$A$  = Superficie total externa de intercambio de calor  $[m^2]$

$A_{int}$  = Superficie interna de intercambio de calor  $[m^2]$

$\Psi$  = Coeficiente de eficiencia térmica, este considera la disminución en la captación de calor debido al ensuciamiento de la superficie, a la distribución irregular de los gases sobre la misma, a los gases que pasan sin tocarla y a la formación de zonas de estancamiento.

$$R_T = \text{Resistencia térmica de la pared del tubo} \left[ m^2 \text{C}/W \right]$$

El coeficiente de eficiencia térmica ( $\Psi$ ) para el caso de bancos de tubos aleteados que están expuestos a un flujo de fluido de trabajo limpio y se logra que el flujo entre en contacto con casi toda la superficie, el coeficiente de eficiencia térmica es igual a  $\Psi = 0.95$ .

La resistencia térmica de la pared del tubo se calcula como se indica en la ecuación 2.32.

$$R_t = \frac{e}{k_t} \quad (2.32)$$

Donde:

$k_t$  = Coeficiente de conductividad de la pared del tubo [W/m<sup>2</sup>K]

$e$  = Espesor de la pared del tubo [m]

$$R_t = \frac{0.00076 \text{ m}}{52 \text{ W}/m^2\text{C}}$$

$$R_t = 1.4615 \times 10^{-5} m^2\text{C}/W$$

Reemplazando valores en la ecuación 2.31 se tiene.

$$U = \frac{0.95}{\frac{5.7805}{0.25337} \cdot \frac{1}{936.177} + \frac{5.7805}{0.25337} \cdot 1.4615 \times 10^{-5} + \frac{1}{118.27}}$$

$$U = 30.158 \text{ W}/m^2\text{K}$$

## **2.4.2 CONDENSADOR**

La cantidad de energía que disipa el condensador hacia el ambiente exterior es de 4.704 kW que es la suma de la energía extraída por el evaporador y la que aporta el compresor. La superficie total externa de intercambio de calor se determina sumando el área de las aletas más el área exterior de los tubos libre de aletas para el caso del equipo comercial de aire acondicionado de 12000 but/h este valor es de 10.145 m<sup>2</sup>.

La superficie interna de intercambio de calor se determina a partir de la longitud total de tubería que constituye el condensador, para el caso del equipo comercial de aire acondicionado de 12000 btu/h es de 0.4383 m<sup>2</sup>.

Los cálculos para el condensador se realizan en base a las condiciones de funcionamiento determinadas en las pruebas realizadas en Quito.

### **2.4.2.1 Coeficiente interno de transferencia de calor por convección**

El coeficiente de conductividad térmica del refrigerante en el interior del condensador debe considerar el cambio de fase que se produce desde su entrada como vapor sobrecalentado hasta su salida como líquido saturado, las condiciones dentro del tubo dependen de gran medida de la velocidad del vapor que fluye a través del tubo. Si esta velocidad es pequeña el flujo de condensado es de la parte superior del tubo a la parte inferior, de donde fluye en una dirección longitudinal con el vapor como se indica en la Figura No. 2. 4.

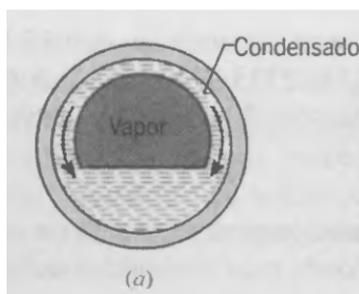


Figura No. 2. 4 Sección transversal del flujo de condensado para velocidades bajas del vapor<sup>1</sup>

Este tipo de flujo se da si se cumple que  $Re < 35000$ , el número de Reynolds se calcula con la expresión 2.33:

$$Re_l = \frac{GD}{\mu_l} \quad (2.33)$$

$$Re_l = \frac{89.648 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \cdot 0.00635m}{163.703 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re_l = 3477.42$$

Cuando el número de Reynolds es menor a 35000 se hace uso de la expresión 2.34:

$$h_{int} = 0.555 \left[ \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right] \quad (2.34)^1$$

Donde  $\rho_l$  y  $\rho_v$  son la densidad del líquido y vapor respectivamente,  $k_l$  la conductividad térmica del líquido,  $\mu_l$  la viscosidad dinámica del líquido,  $T_{sat}$  y  $T_s$  la temperatura del saturación y la de la superficie en contacto,  $D$  el diámetro de la tubería y  $h'_{fg}$  el calor latente modificado, este se determina a partir de la siguiente expresión.

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{sat} - T_s) \quad (2.35)$$

$$h'_{fg} = 200.71 + \frac{3}{8} \cdot 1.2615 (26.7 - 18)$$

<sup>1</sup> INCROPERA Frank; Fundamentos de Transferencia de Calor; Cuarta Edición; México; 1999; pag 568

$$h'_{fg} = 204.826 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{int} = 0.555 \left[ \frac{9.81 \frac{m}{s} \cdot 1186.268 \frac{kg}{m^3} (1186.268 \frac{kg}{m^3} - 41.7209 \frac{kg}{m^3}) (83.1508 \cdot 10^{-6} \frac{kW}{m^2C})^3 204.826 \frac{kJ}{kg}}{163.703 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s} (26.7^\circ C - 18^\circ C) 0.00635 m} \right]$$

$$h_{int} = 2.014 \frac{kW}{m^2C}$$

#### 2.4.2.2 Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor se hace uso de la expresión 2.36:

$$U = \frac{Q}{A \cdot D} \quad (2.36)$$

Donde Q es la energía disipada por el condensador, A el área total externa del y D la diferencia de temperaturas media logarítmica, en este caso la energía total disipada en el condensador es igual a la energía que gana el refrigerante en su paso por el evaporador y el compresor.

La diferencia media logarítmica se determina a partir de la expresión 2.37, sus valores se muestran en la Tabla No. 2. 6

$$D = \frac{(T_r - T_e) - (T_r - T_L)}{\ln \frac{(T_r - T_e)}{(T_r - T_L)}} \quad (2.37)$$

Tabla No. 2. 6 Definición de variables y cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica.

Nomenclatura	Definición	Valor	Unidad
$T_e$	Temperatura del aire que llega al condensador	18.5	$^{\circ}\text{C}$
$T_r$	Temperatura del refrigerante en los tubos	37.9	$^{\circ}\text{C}$
$T_L$	Temperatura del aire que sale del condensador	36.5	$^{\circ}\text{C}$
D	Diferencia de temperaturas media logarítmica	6.847	$^{\circ}\text{C}$

Conociendo el valor del área externa del condensador y de la diferencia de temperaturas media logarítmica se determina el valor del coeficiente global de transferencia de calor a partir de la expresión 2.36.

$$U = \frac{4704W}{10.1448m^2 \cdot 6.847^{\circ}\text{C}}$$

$$U = 67.721 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

#### 2.4.2.3 Coeficiente externo de transferencia de calor por convección

Para la determinación del coeficiente de conductividad térmica del aire se hace uso de la expresión 2.38:

$$U = \frac{\Psi}{\frac{A}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_{int}} + \frac{A}{A_{int}} \cdot R_T + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (2.38)$$

$$\frac{A}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_{int}} + \frac{A}{A_{int}} \cdot R_T + \frac{1}{h_{ext}} = \frac{\Psi}{U}$$

$$\frac{1}{h_{ext}} = \frac{\Psi}{U} - \frac{A}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_{int}} + \frac{A}{A_{int}} \cdot R_T$$

$$h_{ext} = \frac{1}{\frac{\Psi}{U} - \frac{A}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_{int}} + \frac{A}{A_{int}} \cdot R_T}$$

Es la misma expresión utilizada para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador, el coeficiente de eficiencia térmica  $\Psi$  es el mismo que para el evaporador (0.95), se requiere determinar primero la resistencia térmica de la pared del tubo, para lo cual se hace uso de la siguiente expresión:

$$R_t = \frac{e}{k_t} \quad (2.39)$$

$$R_t = \frac{0.0005m}{52 \frac{W}{m^{\circ}C}}$$

$$R_t = 9.615 \cdot 10^{-6} m^2^{\circ}C/W$$

Estos valores se reemplazan en la expresión 2.38 y determina el valor del coeficiente de convección externo:

$$h_{ext} = \frac{1}{\frac{0.95}{67.721 \cdot 10^{-3} \frac{kW}{m^2^{\circ}C}} - \frac{10.145m^2}{0.4383m^2} \cdot \frac{1}{2.014 \frac{kW}{m^2^{\circ}C}} + \frac{10.145m^2}{0.4383m^2} \cdot 9.615 \cdot 10^{-3} \frac{m^2^{\circ}C}{kW}}$$

$$h_{ext} = 0.3626 \frac{kW}{m^2^{\circ}C}$$

## CAPITULO 3

### FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN Y DIMENSIONES DE LAS PARTES DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA

En el presente capítulo se estudia la factibilidad de construcción de cada uno de los elementos principales que conforman el equipo de aire acondicionado tipo ventana, y se especifican sus características técnicas y dimensionales.

#### 3.1 DIMENSIONES GENERALES

El esquema de la distribución de los componentes de un equipo comercial de aire acondicionado tipo ventana de 12000 Btu/h se muestra en la Figura No. 3. 1

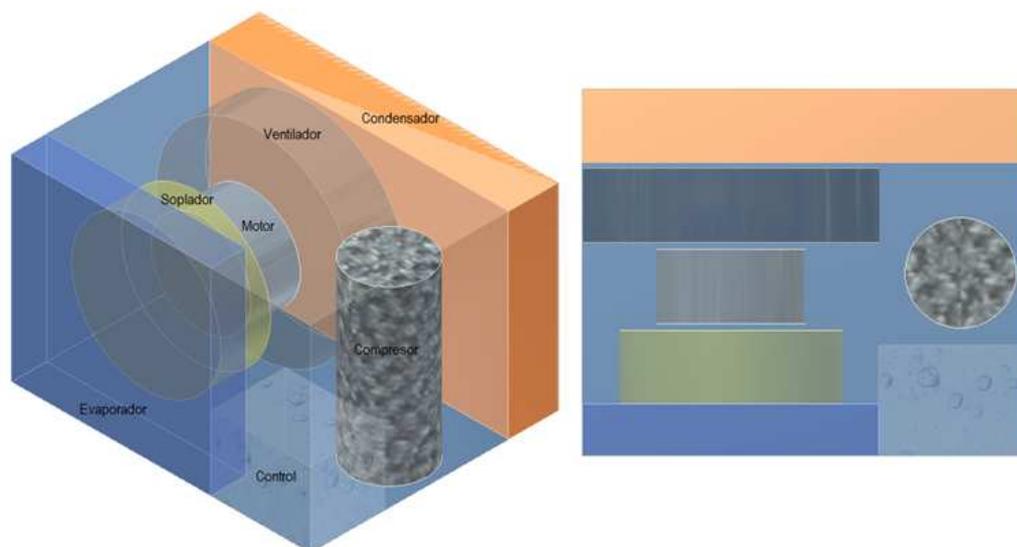


Figura No. 3. 1 Distribución de elementos principales en la carcasa

En la Tabla No. 3. 1 se indica la disponibilidad física para cada elemento especificado en la Figura No. 3. 1.

**Tabla No. 3. 1 Espacio y disponibilidad física para cada elemento.**

Dimensiones del equipo de aire acondicionado [m]				
Cara Frontal	0.56			
Alto	0.40			
Cara Lateral	0.52			
Tamaño máximo por elemento				
ELEMENTO	Ancho	Alto	Profundidad	Diámetro
Evaporador	0.37	0.38	0.07	-----
Condensador	0.55	0.38	0.1	-----
Compresor	-----	0.35	-----	0.15
Motor	-----	-----	0.1	0.15
Ventilador	-----	-----	0.1	0.4
Soplador	-----	-----	0.1	0.3
Control	0.23	0.15	0.15	-----

## 3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS

### 3.2.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS

Los intercambiadores de calor, evaporador y condensador, son serpentines de tubo descubierto sobre los cuales se colocan placas metálicas. Los serpentines aleteados tienen mayor área superficial por unidad de volumen y por lo mismo pueden construirse de forma compacta, por lo general, ocupan menor espacio que cualquier

otro tipo de intercambiador lo que hace que sean apropiados para usarse con ventiladores en unidades de convección forzada

Es evidente que para que las aletas sean efectivas deberían estar unidas a los tubos de tal manera de que se asegure un buen contacto térmico. En algunos casos las aletas están soldadas directamente a la tubería, en otros se hacen deslizar sobre la tubería la cual se expande por presión o por otro medio que permita a las aletas quedar bien sujetadas en la superficie del tubo estableciéndose un buen contacto. Una variación de este método consiste en darle una cierta conicidad al agujero de la aleta para que al ingresar en el tubo se deforme plásticamente ajustándose a la superficie del tubo.

El tamaño y espaciado de las aletas depende del tipo y la aplicación para la cual está diseñado el intercambiador. El tamaño del tubo determina el tamaño de la aleta. Tubos pequeños requieren aletas pequeñas. A medida que se aumenta el tamaño del tubo aumenta el tamaño de las aletas. La cantidad de aletas requeridas varía entre 1 y 14 por cada 25 mm, dependiendo principalmente de la temperatura de trabajo del serpentín.

En aplicaciones como el aire acondicionado con circulación de aire forzada el evaporador trabaja a temperaturas suficientemente altas sin llegar al escarchado, posibilitando usar mayor cantidad de aletas por pulgada.

### **3.2.1.1 Dimensiones del Evaporador**

Para el caso del evaporador debe ser menor a las dimensiones máximas dadas en la Tabla No. 3. 1 de tal forma que se posea sin dificultad y exista el espacio suficiente para las conexiones necesarias de entrada y salida del refrigerante.

Las características físicas y dimensionales de las partes constitutivas del evaporador se indican en la Tabla No. 3. 2.

**Tabla No. 3. 2 Características físicas y dimensionales del evaporador.**

<b>DETALLE</b>	<b>Características físicas y dimensionales</b>
Material de aletas	Aluminio
Espesor de lamina de la aleta	0.02 mm
Dimensiones de las aletas	350 x 45 mm
# de aletas	230
Espacio entre aletas	1.3 mm
Material de tubos y codos	Tubo de cobre tipo L
Diámetro del tubo	3/8 de pulgada
# tubos	28
Dimensiones del evaporador	360 x 350 x 45 mm

Para mayor detalle del evaporador referirse al plano 2646.102 del anexo 11.

### 3.2.1.2 Dimensiones del Condensador

Las características físicas y dimensionales de las partes constitutivas del condensador se indican en la Tabla No. 3. 3.

**Tabla No. 3. 3 Características físicas y dimensionales del condensador.**

<b>DETALLE</b>	<b>Características físicas y dimensionales</b>
Material de aletas	Aluminio
Espesor de lamina de la aleta	0.02 mm
Dimensiones de las aletas	35 x 13 mm
# de aletas	1270
Espacio entre aletas	1.3 mm
Material de tubos y codos	Tubo de cobre tipo L
Diámetro del tubo	1/4 de pulgada
# tubos	48

Para mayor detalle del condensador referirse al plano 2646.101, anexo 11

### **3.2.2 FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN**

#### **3.2.2.1 Materiales**

En la construcción de intercambiadores de calor compactos destinados para aplicaciones de aire acondicionado se emplean materiales con un alto factor de conductancia, además no deben reaccionar con el refrigerante, los que con más frecuencia se usan son: Hierro vaciado, acero, latón, cobre y aluminio.

El hierro vaciado y el acero no se ven afectados por ninguno de los refrigerantes comunes, pero se oxidan por la humedad del sistema; el latón y el cobre pueden usarse con cualquier refrigerante menos con el amoniaco. El aluminio puede usarse con cualquier refrigerante menos con el cloruro de metilo. El magnesio y aleaciones de magnesio no pueden usarse con hidrocarburos fluorinados o con cloruro de metilo.

El cobre se destaca por su ductilidad, maleabilidad, conductividad térmica, además de no sufrir alteraciones cuando está en contacto en el aire seco, lo cual lo hace ideal para el actual propósito.

Se elige como material de las aletas el aluminio por su ductilidad, lo que le permite conformarse en delgadas láminas, y su capacidad para transferir calor.

#### **3.2.2.2 Procesos de construcción**

Los procesos de construcción requeridos en la fabricación de los intercambiadores de calor compactos son los siguientes:

**Doblado:**

*De tubos.*- Este proceso se caracteriza por ser realizado mediante una dobladora manual o automática, los parámetros a tomar en cuenta en esta tarea son la formación de pliegues y la disminución del área transversal del tubo en los dobleces.

**Cortado:**

*De tubos.*- Para tubos de cobre de diámetro menor a una pulgada el corte es sencillo utilizando un cortador de tubos.

*De aletas.*- El corte de las aletas se puede realizar mediante una cortadora de cuchillas verticales, el espesor de la lámina de 0.2 mm de aluminio facilita el corte.

**Troquelado:**

*De agujeros en las aletas.*- El proceso de troquelado para láminas de aluminio de 0.2 mm de espesor no representa dificultad pues la fuerza a aplicarse es baja.

**Embutido:**

*Conicidad de los agujeros de aletas.*- La conicidad de los agujeros es un proceso de deformación plástica con el afán de darles cierta conicidad y facilitar la inserción de los tubos.

**Abocardado:**

*De los tubos.*- Este proceso requiere la sujeción del tubo y la expansión de los extremos del mismo mediante un punzón de diámetro mayor para dejar el alojamiento adecuado para la soldadura de los codos.

Soldadura:

*De tubos y codos.*- Para este proceso se utiliza soldadura blanda, se realiza con gas metano y electrodo de cobre con 2.5 a 15% de plata.

Inserción:

*De tubos en los agujeros de las aletas.*- Para este proceso se requiere aplicar fuerza a los tubos para que deformen plásticamente a las aletas y asegura el contacto.

En Tabla No. 3. 4 se hace un resumen de la conveniencia de fabricación de intercambiadores de calor.

**Tabla No. 3. 4 Análisis de posibilidad de fabricación local de los intercambiadores de calor.**

Proceso	Herramientas Involucradas	Materia prima	Conveniente
Doblado:	Dobladora Manual Dobladora Automática	Tubos de cobre tipo L	Si
Cortado:	Cortadora de tubo Cortadora de laminas de aluminio	Tubos de cobre tipo L Laminas de aluminio e=0.2 mm	Si
Troquelado:	Troqueladora	Laminas de aluminio e=0.2 mm	Si
Embutido:	Punzón cónico	Laminas de aluminio e=0.2 mm	Si
Abocardado:	Herramienta para abocardar tipo punzón o tipo tornillo	Tubos de cobre tipo L	Si
Soldadura:	Equipo de soldadura con gas metano.	Electrodo de cobre con 5% de plata. Tubos de cobre Tipo L Gas metano.	Si
Inserción:	Prensa y matriz de sujeción.	Tubos de cobre tipo L Aletas de aluminio	Si

### 3.2.2.3 CONCLUSIÓN

Todos los procesos involucrados en la fabricación de los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) son convenientes realizarlos localmente, se dispone de la materia prima en el mercado y es de fácil adquisición.

## 3.3 COMPRESOR

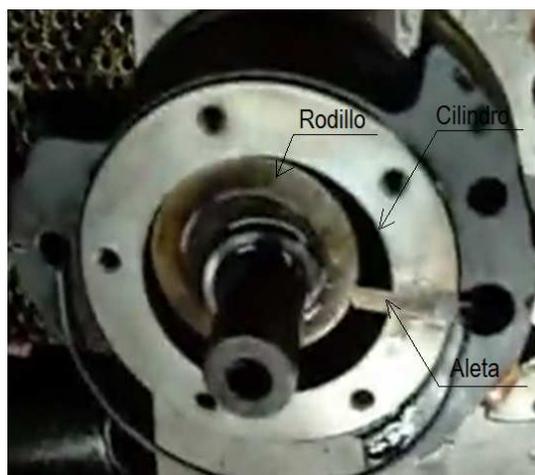
### 3.3.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS

Los compresores usados para ciclos de refrigeración son de tres tipos: recíprocos, rotatorios y centrífugos, para equipos de aire acondicionado tipo ventana de pequeña capacidad donde es necesario que los compresores sean silenciosos y compactos la mejor alternativa son los rotatorios de pistón rodante, este tipo de compresor emplea un rodillo de acero cilíndrico el cual gira sobre un eje excéntrico, estando este ultimo montado concéntricamente en un cilindro, un esquema de este tipo de compresores se indica en la Figura No. 3. 2.



Figura No. 3. 2 Compresor rotatorio tipo pistón rodante

El rodillo es excéntrico con respecto al cilindro. Se tiene una aleta colocada en una ranura en la pared del cilindro, la cual esta accionada por un resorte que permite el contacto con el rodillo, la aleta se desliza hacia dentro y hacia afuera de la ranura siguiendo al rodillo excéntrico mientras este gira en contacto con la pared del cilindro como se indica en la Fotografía No. 3. 1.



**Fotografía No. 3. 1 Cámara de compresión de un compresor rotatorio tipo pistón rodante**

El cilindro se sella con dos tapas en sus extremos que a su vez sirven de soporte al eje de la leva, tanto el rodillo como la aleta se extienden a todo el largo del cilindro, las lumbreras de la succión y de la descarga están localizadas en la pared del cilindro una a cada lado de la aleta.

El flujo del vapor a través de ambas ranuras es continuo excepto cuando el rodillo cubre a la una o la otra lumbrera. La aleta y el área de contacto con el cilindro separan los vapores de succión y de descarga.

La cámara de compresión está dentro de una carcasa sumergida en un baño de aceite, por lo cual el vapor de alta presión debe ser descargado por la parte superior de la carcasa evitando su contacto con el aceite.

Todas las superficies de contacto en el compresor están completamente pulidas y perfectamente ajustadas lo cual requiere procedimientos y maquinaria de alta precisión.

Las partes constitutivas de un compresor rotatorio de pistón rodante se indican en la Fotografía No. 3. 2.



Fotografía No. 3. 2 Partes de un compresor rotatorio de pistón rodantes

### 3.3.2 FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN

#### 3.3.2.1 Procesos Tecnológicos

Los procesos tecnológicos involucrados en la construcción de compresores rotatorios son los siguientes:

Fundición:

*De cilindro.*- Este proceso requiere fundición controlada de acero aleado.

*De tapas.*- Requiere del proceso de fundición de acero de características similares a las del cilindro

#### Embutido:

*De carcasa exterior:* Este proceso requiere la utilización de una prensa hidráulica de gran capacidad debido al espesor del material utilizado mayor a 3 mm, esta carcasa contiene tanto la cámara de compresión, aceite y bobinado eléctrico.

#### Maquinado:

*Torneado de desbaste y precisión:* Esta tarea requiere de un torno de precisión para alcanzar los ajustes adecuados en el montaje tanto para el eje del rotor, cilindro y rodillo.

*Fresado:* En el interior y en las tapas de la cámara de compresión.

*Rectificado:* Es un proceso que permite obtener tolerancias y terminados muy finos de tal manera que se asegure los ajustes necesarios, dicho proceso será aplicado a todas las superficies que intervienen en el proceso de compresión y están en movimiento.

*Taladrado:* Este proceso permite realizar los agujeros en las tapas y carcasa para el ensamble del compresor, se lo realiza con taladros de pedestal.

*Tratamiento térmico.-* Se realiza este proceso al cilindro, rodillo y aleta, para evitar el desgaste excesivo con la ayuda de hornos especiales para este fin.

*Bobinado.-* Mediante una bobinadora automática se forma la bobina del motor eléctrico, el mismo que hace girar el rotor y provoca la compresión del vapor.

*Ensamble.-* Este proceso se realiza una vez que todas las partes que constituyen el compresor estén disponibles.

*Soldadura.-* Mediante soldadura eléctrica u oxiacetilénica para sellar la carcasa exterior, unir conductos y conductores eléctricos.

*Pintura.*- Este proceso constituye la limpieza, aplicación del anticorrosivo y aplicación de la pintura a la carcasa.

En la Tabla No. 3. 5 se resumen los procesos de fabricación involucrados y se analiza la conveniencia de su realización.

**Tabla No. 3. 5 Análisis de conveniencia de fabricación de compresores rotatorios de pistón rodante**

<b>Proceso</b>	<b>Herramientas Involucradas</b>	<b>Materia prima</b>	<b>Conveniente</b>
Fundición:	Horno de inducción Modelos	Acero, elementos aleantes	No
Embutido:	Prensa hidráulica Matriz de embutido	Laminas de acero e>3 mm	No
Maquinado:	Fresadora <b>Torno de precisión</b> Rectificadora Taladro de pedestal Cortadora oxiacetilénica.	Elementos producidos por fundición y embutición.	No
Tratamiento térmico:	Horno mufla	Elementos propensos a alto desgaste y maquinados.	No
Bobinado:	Bobinadora automática	Alambre de bobina Núcleos para bobinado	No
Ensamble:	Banco de trabajo, equipo para ensamble.	Piezas listas para el ensamble.	Si
Soldadura:	Equipo de soldadura eléctrica (carcasa), y blanda (contactos eléctricos).	Electrodos de bajo contenido de carbono. Estaño para soldado de contactos eléctricos.	Si
Pintado:	Equipo de pintura.	Anticorrosivo, pintura	Si

### 3.3.2.2 Conclusión

De acuerdo a la Tabla No. 3. 5 no todos los procesos involucrados en la fabricación de compresores rotatorios de eje excéntrico son convenientes. Su fabricación incrementaría excesivamente los costos y tiempos de producción para un equipo de esta naturaleza; en este caso es mejor seleccionar un compresor que cumpla con los requerimientos necesarios para la posterior instalación.

### 3.3.3 SELECCIÓN DEL COMPRESOR

La capacidad refrigeración del compresor como los requerimientos de potencia varían con la condición del vapor refrigerante en la entrada y salida del compresor, por lo tanto, las capacidades refrigerantes del compresor y requerimientos de potencia se listan para diferentes temperaturas saturadas en la succión y en la descarga.

Aunque las especificaciones de los compresores están basadas en las temperaturas de succión y descarga saturadas, las pruebas estándar requieren de cierto sobrecalentamiento en la succión a la entrada del compresor; en las especificaciones del compresor se indica este sobrecalentamiento.

Es practica general seleccionar un compresor que tenga un capacidad igual o algo mayor para las condiciones operantes de diseño, raras veces es posible seleccionar a un compresor que tenga exactamente la capacidad requerida, otra razón es que la capacidad del compresor no es critica dentro de ciertos límites razonables porque las condiciones de operación del sistema no permanecen constantes, sino que varían en el tiempo con la carga del sistema, la temperatura del medio condensante, etc.

Para la selección de un compresor se necesitan los siguientes datos:

- La capacidad de refrigeración.

- Temperatura de succión.
- Temperatura de descarga.
- Tipo de refrigerante

Por lo tanto, en el caso específico se tiene los datos indicados en la Tabla No. 3. 6 como base para la selección:

Tabla No. 3. 6 Datos base para la selección del compresor.

<b>ITEM</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Capacidad	12000	BTU/hora
Temperatura de	11	°C
Temperatura de	53.3	°C
Refrigerante	R22	-----

Se selecciona primero en base al refrigerante a utilizar y la capacidad refrigerante requerida según el Gráfico No. 3. 1 dado por el fabricante.

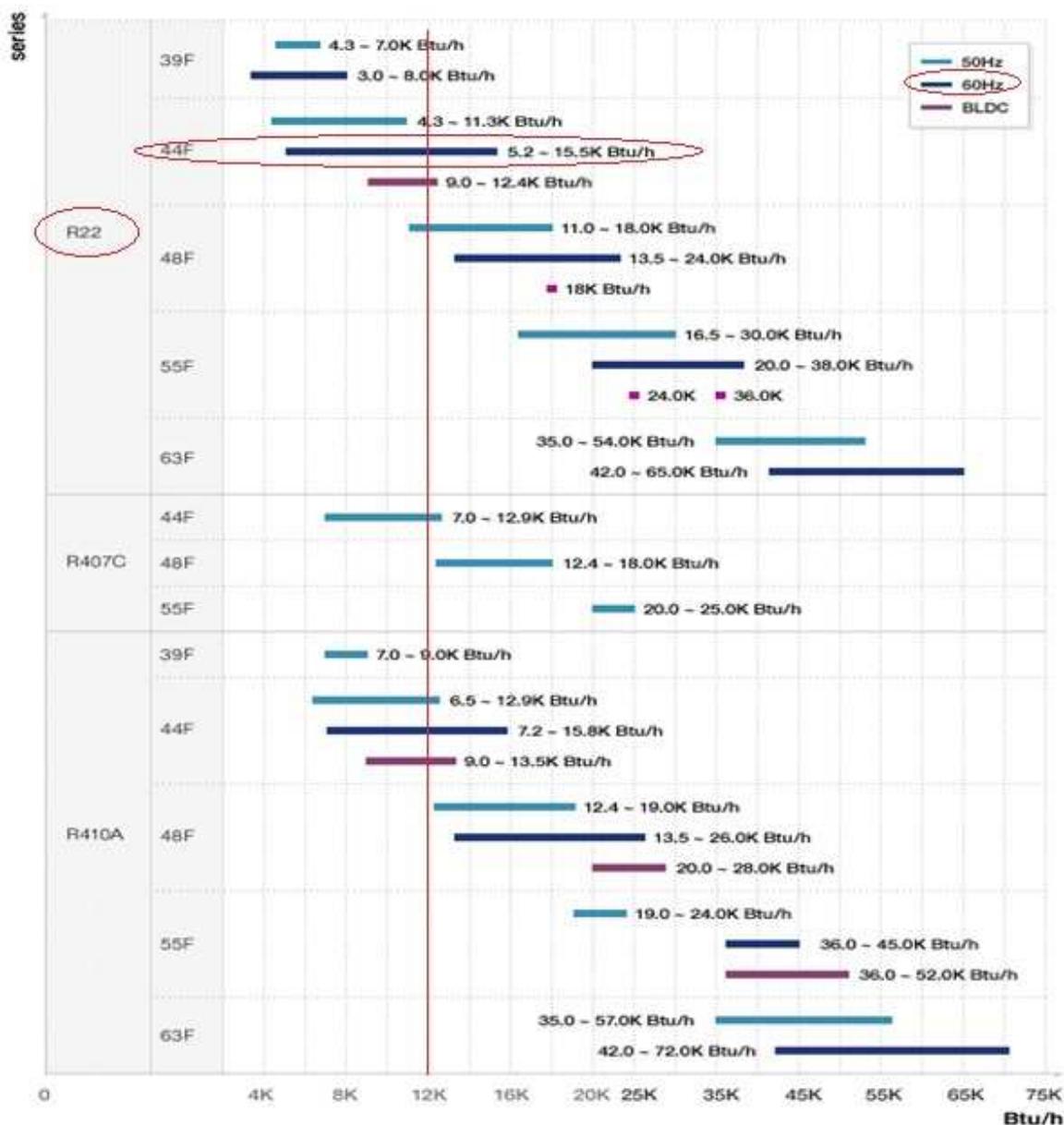


Gráfico No. 3.1 Rango de capacidad de refrigeración de compresores rotatorios SAMSUNG<sup>1</sup>

De acuerdo al Gráfico No. 3. 1 los compresores que están en el rango del requerimiento son los de la serie R22-44 Frame, además estos trabajan con una frecuencia de 60 Hz.

<sup>1</sup> FUENTE: <http://www.samsung.com/>

**Tabla No. 3. 7 Condiciones de prueba de compresores SAMSUNG modelo 44F<sup>1</sup>**

Test Condition		
<b>Refrigerant</b>	<b>R22 / R407C / R410A</b>	
Condensing temp.(°C)	54.4	
Evaporating temp.(°C)	7.2	
Ambient temp.(°C)	35.0	
Return gas temp.(°C)	35.0	
Liquid temp.(°C)	46.1	
Application Envelopes		
<b>Item</b>	<b>Normal</b>	<b>Tropical</b>
Condensing temp.(°C)	28.0~65.0	28.0~74.5
Evaporating temp.(°C)	-25.0~12.7	
Discharge temp.(°C)	Max. 115.0	

La Tabla No. 3. 7 dada por el fabricante establece que los rangos de trabajo tanto del evaporador como del condensador son adecuados, por lo tanto, se procede a seleccionar un modelo de compresor de entre los que ofrece el fabricante según la Tabla No. 3. 8.

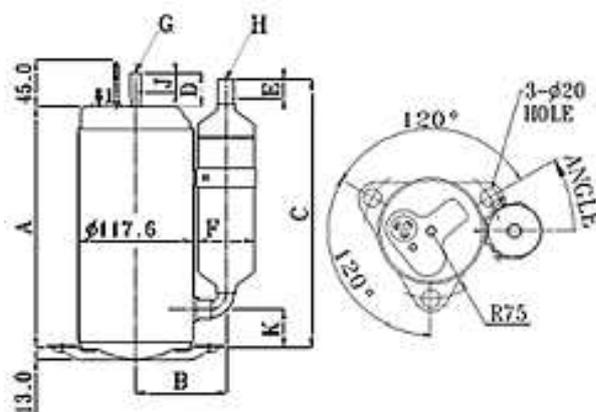
<sup>1</sup> FUENTE: <http://www.samsung.com/>

Tabla No. 3. 8 Especificaciones de compresores rotatorios marca SAMSUNG de la serie R22-44 Frame

ref.	power source	model	displacement	cooling capacity		EER	COP	input	oil charge	net weight	dimension	
			(cc/rev)	(Btu/h)	(W)	(Btu/Wh)	(w/w)	(W)	(cc)	(kg)		
R22	1φ 115V	44A076HU	10.9	7,650	2,242	10.8	3.17	708	280	10.3	3	
		44A080HU	11.5	8,000	2,345	10.8	3.16	743	280	10.3	3	
		44B092HX	13.2	9,350	2,740	10.5	3.08	890	360	11.2	7	
		44B098HX	14.1	9,950	2,916	10.7	3.14	930	360	11.2	9	
		44B102HX	15.0	10,650	3,121	10.7	3.14	995	360	11.6	9	
		44B117HXB	16.6	11,960	3,505	10.3	3.02	1,161	300	11.0	6	
		44B117HXD	16.6	11,900	3,488	10.8	3.16	1,102	360	12.2	11	
		44B124HXA	17.6	12,650	3,707	10.7	3.14	1,182	360	11.6	9	
		44B124HXB	17.6	12,580	3,687	10.3	3.02	1,221	300	11.0	6	
		44B135HXA	18.7	13,400	3,927	10.6	3.11	1,264	360	12.2	9	
	44B135HXB	18.7	13,360	3,915	9.9	2.90	1,350	300	11.0	6		
	60Hz	1φ 208-230V	44A068IU	9.7	6,800	1,993	10.8	3.16	630	280	10.1	2
	44A072IU		10.3	7,300	2,139	11.0	3.22	664	280	10.1	2	
	44A080IU		11.5	8,200	2,403	11.0	3.23	745	280	10.1	2	
	44A085IU		12.2	8,600	2,520	10.8	3.17	796	280	10.1	2	
	44B092IX		13.2	9,400	2,755	10.7	3.13	879	360	11.2	7	
	44B098IX		14.1	10,000	2,931	10.8	3.16	926	360	11.2	11	
	44B102IX		15.0	10,750	3,151	11.0	3.22	977	360	11.6	9	
	44B117IX		16.6	11,900	3,488	10.7	3.14	1,112	360	11.6	9	
	44B124IXA		17.6	12,650	3,707	10.6	3.11	1,193	360	11.6	9	
	44B124IXC		17.6	12,650	3,707	11.0	3.22	1,150	360	11.6	11	
	44B135IX		18.7	13,400	3,927	10.5	3.08	1,276	360	11.6	9	
	44D140IX		19.8	14,300	4,191	10.8	3.17	1,324	450	13.0	16	
	44D155IX	21.7	15,500	4,543	10.6	3.11	1,462	450	13.0	17		
	50Hz	1φ 200-220V	44A070MU	12.2	7,150	2,095	10.5	3.08	681	280	10.1	2
	44B080MX		14.1	8,190	2,400	10.5	3.08	780	360	11.2	7	
	44B085MX		15.0	8,650	2,535	10.4	3.05	831	360	11.2	7	
	44B092MX		16.1	9,480	2,778	10.5	3.08	903	360	11.6	9	
	44B098MX		16.6	9,800	2,872	10.6	3.10	925	360	11.6	9	
	44B102MX		17.6	10,300	3,019	10.4	3.05	990	360	11.6	9	
	44B110MX		18.7	10,950	3,209	10.2	2.99	1,073	360	12.2	11	
	44D129MX		21.7	12,730	3,731	10.5	3.08	1,212	450	13.0	16	
50Hz	1φ 220-240V	44A056JU	9.7	5,650	1,656	10.5	3.08	538	280	9.6	1	
44A070JU		12.2	7,100	2,081	10.6	3.11	670	280	10.1	2		

ref.	power source	model	displacement	cooling capacity		EER	COP	input	oil charge	net weight	dimension
			(cc/rev)	(Btu/h)	(W)	(Btu/Wh)	(w/w)	(W)	(cc)	(kg)	
	1φ 220V	44B080JX	14.1	8,190	2,400	10.4	3.05	787	360	11.2	7
		44B092JX	16.1	9,400	2,755	10.5	3.08	895	360	11.6	9
		44B102JX	17.6	10,350	3,033	10.3	3.02	1,005	360	11.6	9
		44D124JX	21.0	12,400	3,634	10.4	3.05	1,192	450	13.0	16
		44D129JX	21.7	12,800	3,751	10.4	3.05	1,230	450	13.0	16
		44B066DU	11.5	6,650	1,949	10.5	3.07	634	280	10.3	2
		44B080DX	14.1	8,190	2,400	10.8	3.17	758	360	11.6	9
		44B085DX	15.0	8,650	2,535	10.8	3.16	801	360	11.6	9
		44B092DX	16.1	9,380	2,749	10.8	3.17	868	360	12.2	11
		44B098DX	16.6	9,700	2,843	10.6	3.11	915	360	11.6	9
		44B102DX	17.6	10,300	3,019	10.8	3.16	954	360	11.6	11
		44D115DX	19.8	11,500	3,370	10.7	3.14	1,075	450	13.0	16
		44D124DX	21.0	12,400	3,634	10.7	3.14	1,159	450	13.0	16

Dimensiones (UNIT : mm)



Frame	Type	A	B	C	D	E	J	F	G	H	K
44A	1	209.1	92.0	220.0	35.0	15.0	15.0	31.8	8.15	9.64	29.7
	2	216.1	92.0	220.0	35.0	15.0	15.0	41.3	8.15	9.64	29.7
	3	220.1	92.0	220.0	35.0	15.0	15.0	41.3	8.15	9.64	29.7
	4	220.1	99.2	219.7	35.0	15.0	15.0	15.9	8.15	14.10	29.7
44B	5	229.7	93.5	276.0	35.0	15.0	15.0	58.4	8.15	12.85	39.0
	6	228.7	95.0	239.0	35.0	15.0	15.0	47.6	8.15	12.85	34.0
	7	233.7	93.5	276.0	35.0	15.0	15.0	58.4	8.15	12.85	39.0

Frame	Type	A	B	C	D	E	J	F	G	H	K
	8	233.7	99.2	264.0	35.0	15.0	15.0	15.9	8.15	14.10	39.0
	9	240.7	93.5	276.0	35.0	15.0	15.0	58.4	8.15	12.85	39.0
	10	240.7	99.2	264.0	35.0	15.0	15.0	15.9	8.15	14.10	39.0
	11	247.7	93.5	276.0	35.0	15.0	15.0	58.4	8.15	12.85	39.0
	12	247.7	99.2	264.0	35.0	15.0	15.0	15.9	8.15	14.10	39.0
44D	14	246.2	93.5	277.9	35.0	15.0	15.0	58.4	8.15	12.85	40.9
	15	253.2	93.5	277.9	35.0	15.0	15.0	58.4	8.15	12.85	40.9
	16	268.2	93.5	292.9	35.0	15.0	15.0	58.4	8.15	12.85	55.9
	17	268.2	110.6	315.9	35.0	15.0	15.0	77.4	9.70	12.85	55.9

De acuerdo a la disposición física para cada elemento, el compresor no deberá exceder una dimensión de 150 mm de diámetro y 350 mm de alto y el compresor 44B1171X es adecuado tanto en capacidad como en tamaño, por lo que es el equipo a utilizar dentro del prototipo.

### 3.4 TUBO CAPILAR

#### 3.4.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS

El tubo capilar es un sistema simple y económico para conseguir la variación de presión entre el condensador y el evaporador. Sin embargo, no se basa en fenómenos de capilaridad, se denomina capilar simplemente porque es de diámetro pequeño (entre 0.5 y 2.5 mm).

En el tubo capilar la caída de presión se produce por fricción y desaceleración del flujo. Debe seleccionarse para determinadas condiciones de funcionamiento ya que este se ve perturbado por las variaciones de carga, sin embargo al carecer de partes móviles y por su bajo costo es atractivo para equipos de baja potencia como es el caso de equipos de aire acondicionado tipo ventana. El único proceso para la obtención de este elemento para que pueda ser ensamblado en el equipo es el corte

a la dimensión adecuada, dicho corte se lo realiza mediante una herramienta manual que se detalla en el capítulo 4.

### 3.4.2 SELECCIÓN DEL TUBO CAPILAR

Para el cálculo de la longitud y el diámetro del capilar se utiliza el software libre “Danfoss Capillary Tube Selector<sup>1</sup>” mediante el cual se determina la longitud y diámetro adecuados del capilar en función de los parámetros mostrados en la Tabla No. 3. 9, el ingreso de datos se muestra en la Figura No. 3. 3.

Tabla No. 3. 9 Parámetros a considerar en selección del tubo capilar

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Origen</b>
Tipo de refrigerante	R22	
Capacidad del sistema	12000 BTU/hora	Requerimiento
Temperatura de evaporación	4 °C	Temperatura para evitar el escarchado.
Temperatura de condensación	38.8 °C	Según anexo 2 Se toma 5 °C mayor del fluido condensante.
Temperatura de entrada del vapor al compresor	11 °C	Tabla No. 3. 6

<sup>1</sup> FUENTE: <http://www.danfoss.com/>

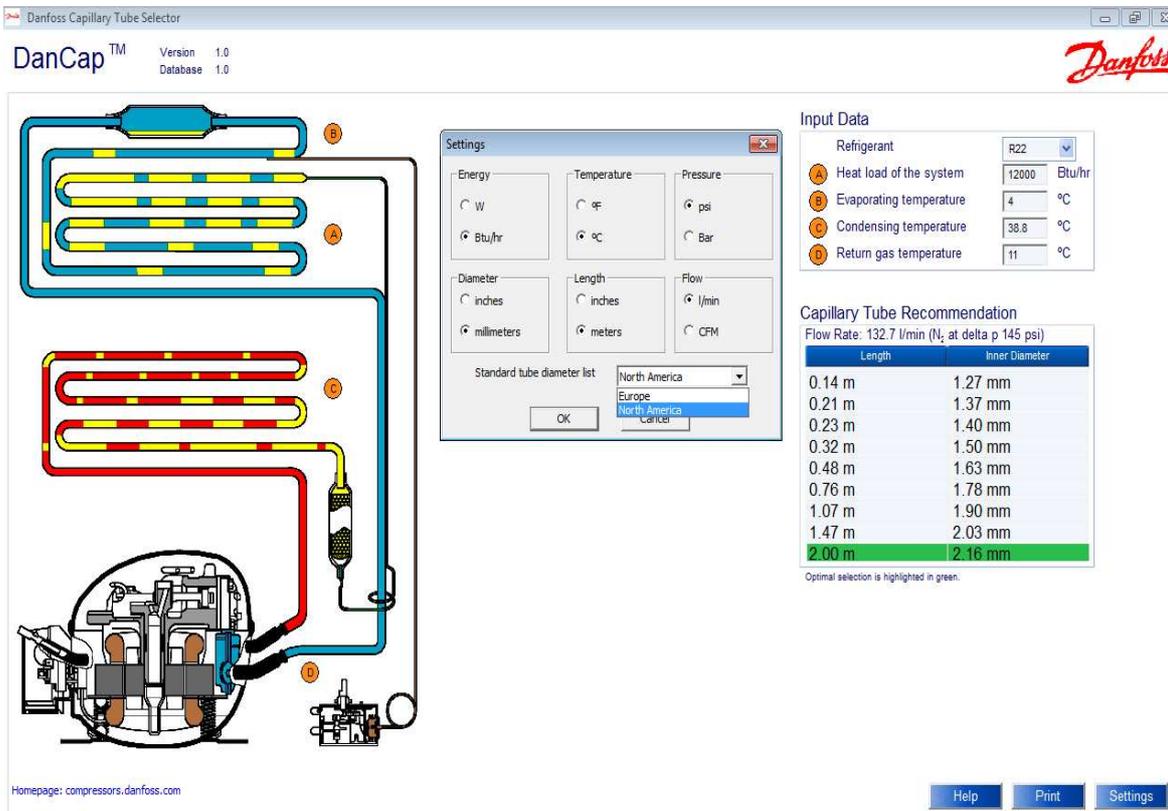


Figura No. 3. 3 Configuración e introducción de datos en el software “Danfoss Capillary Tube Selector”

En base a estos parámetros, los resultados obtenidos con el software “Danfoss Capillary Tube Selector” se indican en la Tabla No. 3. 10.

Tabla No. 3. 10 Resultados del cálculo de longitud del capilar

		Danfoss Capillary Tube Selector v1.0
Input Data:		
Refrigerant		R22
Heat load of the system		12000 Btu/hr
Evaporating temperature		4 °C
Condensing temperature		38.8 °C
Return gas temperature		11 °C
Capillary Tube Recommendation:		
Flow Rate		132.7 l/min (N2 at delta p 145 psi)
Length		Diameter
0.14 m		1.27 mm
0.21 m		1.37 mm
0.23 m		1.40 mm
0.32 m		1.50 mm
0.48 m		1.63 mm
0.76 m		1.78 mm
1.07 m		1.90 mm
1.47 m		2.03 mm
2.00 m		2.16 mm

Tabla No. 3. 11 Capilares disponibles en el mercado

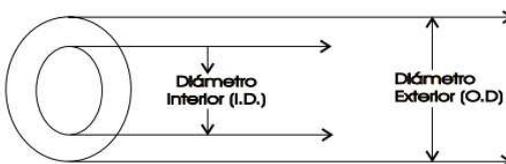
**Tubo Capilar**  
Deshidratado y sellado,  
especial para Refrigeración.



MODELO	DIÁMETRO [mm]		LARGO	CÓDIGO ANTARTIC
	EXTERIOR	INTERIOR		
TC-36	2,1	0,9	30 m	6700RF-010
TC-42	2,2	1,0	30 m	6700RF-020
TC-44	2,3	1,1	30 m	6700RF-030

Manuel A. Tocornal 454  
Santiago - Chile  
Tel: 635 17 06  
Fax: 635 10 72  
ventas@antartic.cl

**antartic**  
refrigeración  
www.antartic.cl



De acuerdo a los diámetros disponibles en el mercado presentados en la Tabla No. 3. 11, se selecciona el capilar TC- 36 Con una longitud de 1.47 m.

### 3.5 CARCASA

La carcasa del equipo de aire acondicionado tipo ventana está formada de dos partes principales, la base y la cubierta.

#### 3.5.1 BASE

##### 3.5.1.1 Características Físicas

La base requerida para la carcasa del equipo de aire acondicionado tipo ventana tiene la forma indicada en la Figura No. 3. 4, su funcionalidad es la de acumular el condensado y de brindar un soporte para el empotramiento del motor y el compresor:



**Figura No. 3. 4 Base de la carcasa del equipo de aire acondicionado tipo ventana**

Para mayor detalle de la base referirse al plano 2646.106 del anexo 11.

### **3.5.1.2 Procesos Tecnológicos**

La base de la carcasa para el equipo partiendo de la forma indicada en la Figura No. 3. 4 requiere tres procesos tecnológicos para su fabricación, embutición, cizallamiento y soldadura.

### **3.5.1.3 Conclusión**

Los procesos de fabricación inmersos en la elaboración, y además la forma de la base no presentan dificultad en su fabricación, por lo que se concluye que es factible su fabricación local.

### **3.5.2 CUBIERTA**

#### **3.5.2.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS**

La cubierta requerida del equipo de aire acondicionado tipo ventana tiene la forma indicada en la Fotografía No. 3. 3.



**Fotografía No. 3. 3 Cubierta de la carcasa del equipo de aire acondicionado tipo ventana**

La funcionalidad de la cubierta es proteger las partes del equipo y permitir el ingreso del aire del medio ambiente hacia el condensador.

#### **3.5.2.2 PROCESOS TECNOLÓGICOS**

La fabricación de la cubierta de la carcasa requiere de tres procesos tecnológicos, cizallado de las placas en las dimensiones indicadas, troquelado de las hendijas para el ingreso de aire al condensador y doblado en 90° en dos partes de la cubierta transversal a esta.

### **3.5.2.3 CONCLUSIÓN**

En base al proceso tecnológico requerido, se puede fabricar la cubierta de la carcasa para un equipo de aire acondicionado tipo ventana.

## **3.6 SEPARADORES DE AMBIENTES**

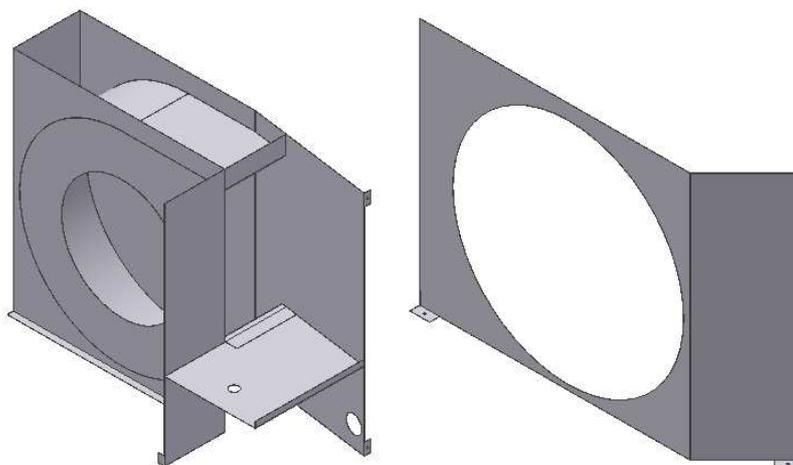
### **3.6.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS**

Se requiere de la construcción de dos separadores de ambientes los cuales cumplen la función de evitar que el aire movilizado por el soplador desde el evaporador y el ventilador hacia el condensador se mezclen, además de que ayudan a direccionar el aire hacia los intercambiadores de calor.

Para mayor detalle de la base referirse a los planos 2646.104 y 2646.105 el anexo 11.

### **3.6.2 PROCESOS TECNOLÓGICOS**

Para la elaboración de los separadores de ambiente se requiere realizar cuatro procesos tecnológicos, corte de las láminas, rolado, perforado, doblado, troquelado, y soldadura de los sujetadores y para el ensamble. Un esquema de los separadores se indica en la Figura No. 3. 5.



**Figura No. 3. 5 Separadores de ambiente; (a) Separador de ambiente para el evaporador; (b) Tapa del separador de ambiente del evaporador; (c) Separador de ambiente para el condensador**

### **3.6.3 CONCLUSIÓN**

Los procesos tecnológicos requeridos para la elaboración de los separadores de ambiente permiten su fabricación de forma local.

## **3.7 SISTEMA DE IMPULSIÓN DEL AIRE**

Debido a que el flujo de aire en los intercambiadores de calor es forzado se requiere de un ventilador para impulsar el aire de tal forma que se elimine el calor en el condensador, además se requiere un soplador para succionar el aire a través del evaporador desde el recinto a acondicionar para luego regresarlo con menor temperatura y humedad, al tratarse de un equipo compacto se debe utilizar un solo motor eléctrico para accionar los dos elementos.

### 3.7.1 MOTOR

Al usar el mismo motor para impulsar tanto el ventilador como el soplador, es necesario contar con un motor de eje pasante como muestra la Fotografía No. 3. 4.



Fotografía No. 3. 4 Motor utilizado en el equipo de aire acondicionado

No es conveniente la fabricación del motor eléctrico por cuanto los procesos involucrados encarecerían demasiado el proceso e incrementarían los tiempos de producción.

El motor usado en el equipo de aire acondicionado presenta las siguientes especificaciones.

Tabla No. 3. 12 Especificaciones técnicas del motor

<b>Modelo</b>	DB31-00288B(YGN56-6B-1)
<b>Voltaje</b>	220 [V]
<b>Frecuencia</b>	60 [Hz]
<b>Carga eléctrica total (Full Load Amps FLA)</b>	0.75 A
<b>Corriente de bloqueo de rotor (Locked Rotor Amperes LRA)</b>	1.1 A
<b>Diámetro</b>	123 mm
<b>Longitud</b>	100 mm
<b>Longitud del eje</b>	252 mm

El motor cuenta con un soporte metálico para ser anclado a la base como se muestra en la Fotografía No. 3. 5.



**Fotografía No. 3. 5 Soporte para anclaje del motor**

### **3.7.2 VENTILADOR**

El ventilador es usado para impulsar el aire hacia el condensador, distribuyendo el flujo de en toda su superficie, por la finalidad de este elemento es adecuado que sea de un material polimérico, como el indicado en la Fotografía No. 3. 6, debido a que puede estar en contacto con humedad ambiental y con condensado que cae en la base del equipo, lo cual puede oxidarlo.



**Fotografía No. 3. 6 Ventilador utilizado en el equipo de aire acondicionado**

Este elemento muestra que la fabricación se la realiza por medio de un proceso de inyección de polímero, sin embargo no resulta conveniente su fabricación por los altos costos de la matriz y el equipo de inyección de plástico.

El ventilador utilizado en el equipo de aire acondicionado presenta las características físicas indicadas en la Tabla No. 3. 13.

**Tabla No. 3. 13 Características físicas del ventilador**

Diámetro	350 mm
Altura	100 mm
Numero de palas	5
Sentido de giro	Anti horario

### **3.7.3 SOPLADOR**

Este elemento aspira el aire del recinto acondicionado haciéndolo pasar por el evaporador, el aire aspirado que ya ha sido enfriado es impulsado hacia la parte frontal del equipo regresándolo al recinto acondicionado, este tipo de soplador resulta ideal para esta aplicación por su capacidad de impulsar grandes volúmenes de aire a

baja velocidad además de ser silencioso. El soplador utilizado en el equipo de aire acondicionado comercial se muestra en la Fotografía No. 3. 7.



**Fotografía No. 3. 7 Soplador utilizado en el equipo de aire acondicionado**

Este elemento al igual que el ventilador se fabrica por medio de un proceso de inyección de polímero, los puntos de inyección se ubican cercanos a cada una de las aspas como se puede observar en la Fotografía No. 3. 7, para su fabricación es necesaria la utilización de una matriz y un equipo de inyección de plástico.

El soplador utilizado en el equipo de aire acondicionado presenta las características físicas indicadas en la Tabla No. 3. 14.

**Tabla No. 3. 14 Características del soplador**

Diámetro	185 mm
Altura	80 mm
Numero de aspas	59
Sentido de giro	horario

### **3.8 CONTROL**

La función del control es variar la velocidad del motor en base a los diferente niveles elegibles por el usuario, y controlar los intervalos de encendido y apagado del

compresor dependiendo de la temperatura censada por el termistor ubicado frente al evaporador.

La conexión con el compresor cuenta con un dispositivo de seguridad que lo protege contra sobrecargas que se puedan presentar en el sistema.

El control permite configurar la temperatura deseada para el aire que retorna al recinto acondicionado en un rango de 28 °C a 18 °C además posee un pequeño motor en la parte superior para mover una persiana que direcciona el aire para distribuirlo uniformemente en el recinto, El control usado en el equipo de aire comercial se muestra en la Fotografía No. 3. 8.



**Fotografía No. 3. 8 Control utilizado en el equipo de aire acondicionado**

El modelo del control utilizado en el equipo de aire acondicionado comercial es DB93-03174B marca Samsung.

En el anexo 3 se muestra el diagrama del sistema eléctrico del equipo comercial de aire acondicionado tipo ventana.

## **CAPÍTULO 4**

### **PROCESO DE FABRICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA**

El presente capítulo muestra el proceso de fabricación en serie para la obtención de equipos de aire acondicionado tipo ventana basándose en las experiencias adquiridas durante la construcción artesanal de un prototipo, mostrando paso a paso las técnicas utilizadas y en base a esto se analiza las dificultades que acarrearía la producción en serie.

#### **4.1 INTRODUCCIÓN**

Como se detallo en el capítulo 3 los elementos del equipo de aire acondicionado convenientes a ser construidos son: los intercambiadores de calor (evaporador y condensador), la carcasa, los separadores de ambiente, además del ensamble.

Los intercambiadores de calor son dos de los elementos más importantes en los equipos de aire acondicionado tipo ventana, y al ser estos compactos, presentan dificultades tecnológicas en su construcción por lo que es necesario centrarse en el análisis a detalle de las posibilidades de realización de cada uno de los procesos que intervienen mediante la construcción de un prototipo, con el objetivo de identificar las dificultades inmersas para su producción en serie.

La carcasa y separadores de ambiente son realizados mediante procesos tecnológicos tradicionales de corte, doblado, embutido y pintura los cuales no se

realizan para el prototipo por considerarlos de baja complejidad pero se detalla su proceso de fabricación en el presente capítulo.

## 4.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para la construcción de los intercambiadores de calor es necesario partir de la materia prima disponible (tubos de cobre de 1/4" y 3/8" y lámina de aluminio de 0.2 mm de espesor) y mediante procesos de corte y deformación plástica lograr la obtención de cada uno de los elementos que los constituyen para finalmente ensamblarlos, obteniendo intercambiadores como los indicados en la Figura No. 4. 1.

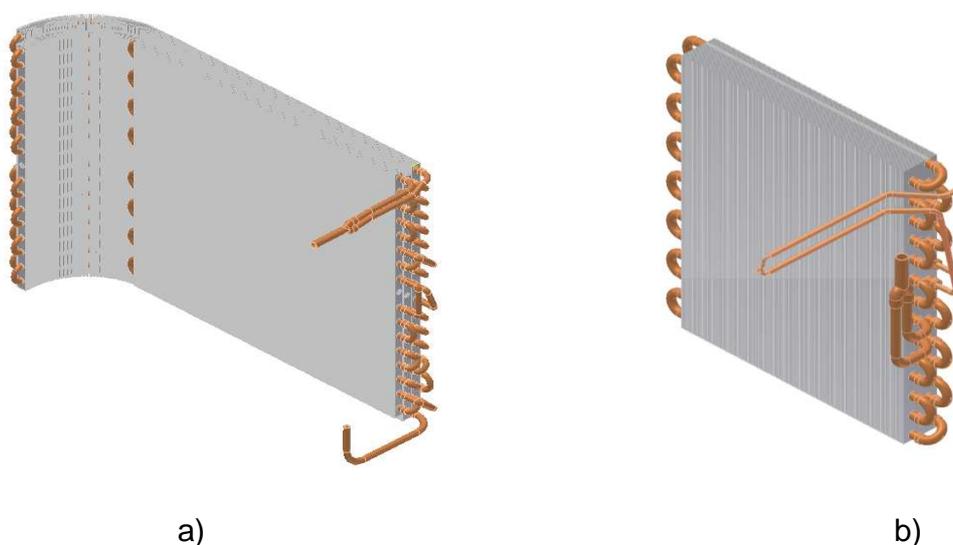
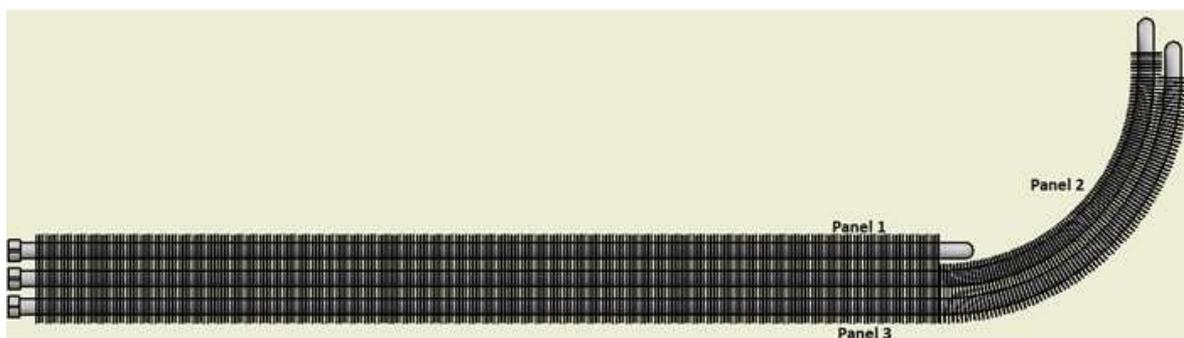


Figura No. 4. 1 Intercambiadores de calor a) Condensador, b) Evaporador<sup>1</sup>

El condensador está formado por tres paneles independientes cada uno con una sola fila de tubos que se interconectan a través de codos. Los dos paneles exteriores presentan una curvatura al final de su cuerpo, como se observa en la Figura No. 4. 2, con el fin de ajustarse al espacio físico del equipo además de rodear de mejor

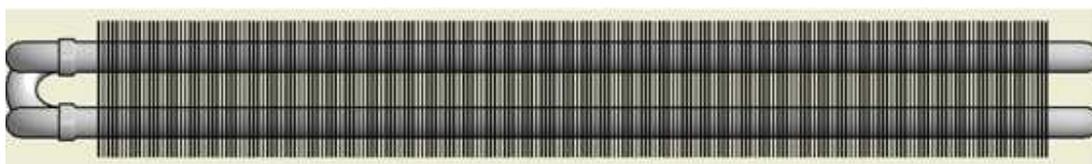
<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

manera el ventilador que fuerza la circulación de aire. Cada panel está constituido por 8 tubos doblados en U; el panel recto tiene 300 aletas y los paneles curvos 450 con una separación de 1.3 mm, los tres paneles se unen mediante los codos de conexión y sujetos por grapas metálicas.



**Figura No. 4. 2 Esquema del condensador (vista superior)**

El evaporador está formado por un solo panel de 2 filas con 14 tubos en U y 230 aletas separadas entre sí 1.3 mm como se muestra en la Figura No. 4. 3.



**Figura No. 4. 3 Esquema del evaporador (vista superior)**

Las dimensiones y detalles de intercambiadores se encuentran en los planos 2646.101 y 2646.102.

#### **4.2.1 MATERIA PRIMA**

La materia prima con que se trabaja para la construcción de los prototipos de intercambiadores de calor son: Rollos de tubo de cobre tipo L de diámetros de 3/8 y 1/4 de pulgada, lámina de aluminio de 0.3 mm (mínimo espesor disponible en el mercado local), y para las soldaduras se usa electrodo de cobre al 5% de plata.

## **4.2.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN**

Para la construcción de los intercambiadores se llevan a cabo los siguientes procesos:

- Desenrollado de tubos
- Corte de tubos
- Doblado de tubos
- Corte y perforación de aletas
- Aconado de agujeros de las aletas
- Ensamble de las aletas
- Abocardado de los tubos
- Soldadura de codos

### **4.2.2.1 Desenrollado de tubos**

Los tubos de cobre tipo L de 1/4 y 3/8 de pulgada de diámetro vienen en forma de rollos, y para la construcción de los intercambiadores es necesario tener tramos rectos.

Pruebas realizadas:

Mediante la utilización de un apoyo horizontal se desdobra la tubería poniéndola totalmente recta, presentando una recuperación elástica de 7.3% en el tubo de 1/4 y del 5.1% en el tubo de 3/8, este valor se determina de la siguiente manera:

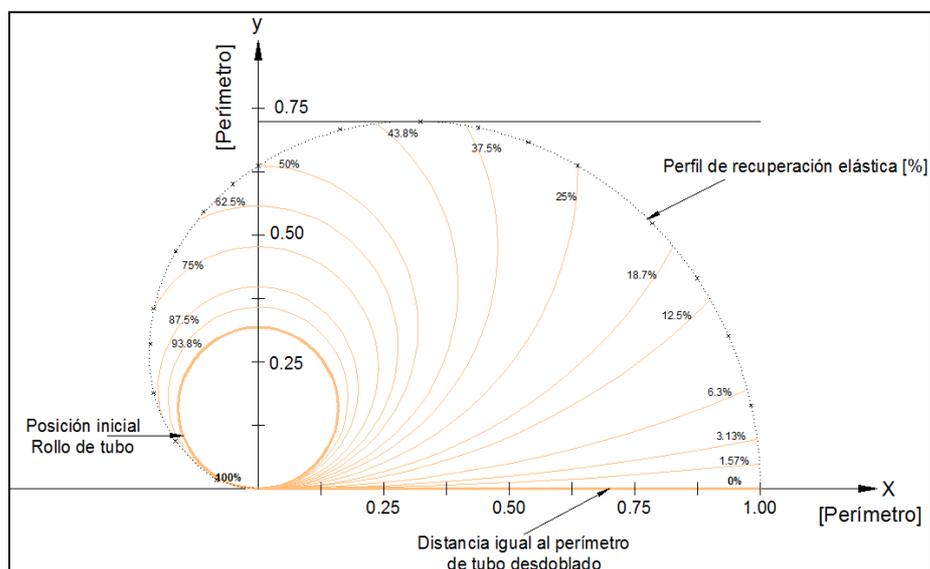
Se mide y señala el perímetro del rollo de tubo a desdoblar.

Se desdobra el tubo colocándolo en posición horizontal con ayuda del apoyo como se indica en la Fotografía No. 4. 1, esto se considera como deformación del 100%.



**Fotografía No. 4. 1 Pruebas para evaluación de recuperación elástica de tubos de cobre**

Se suelta el extremo que fue desdoblado y se mide los valores de x, y para determinar el porcentaje de recuperación elástica del material de acuerdo al Gráfico No. 4. 1



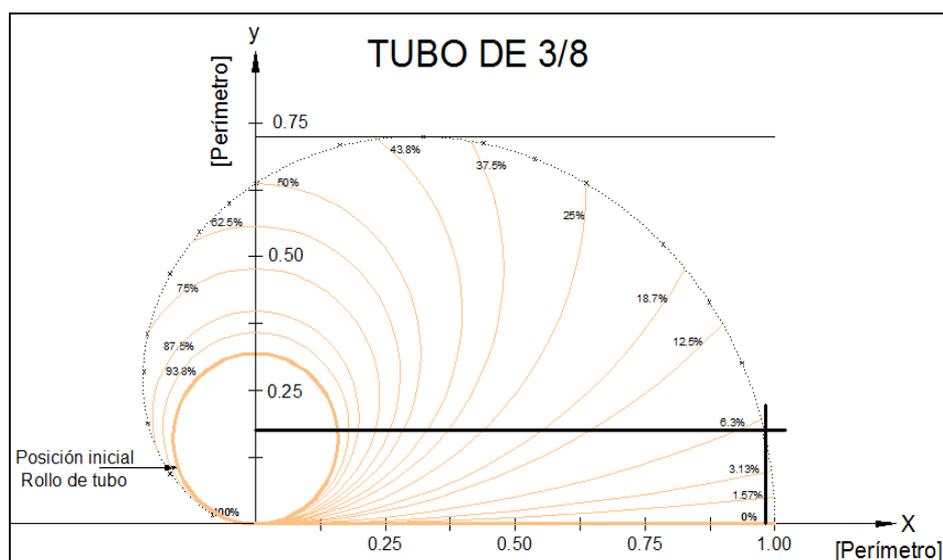
**Gráfico No. 4. 1 Método de determinación del porcentaje de recuperación elástica de un tubo enrollado<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Fuente propia

Para la determinación del porcentaje de recuperación se trabaja en base al perímetro el cual está representado en los ejes x y y, estos dos definen el porcentaje de recuperación elástica como se indica en el Gráfico No. 4. 2 y Gráfico No. 4. 3.

**Tabla No. 4. 1 Resultados de pruebas en tubos de 3/8''**

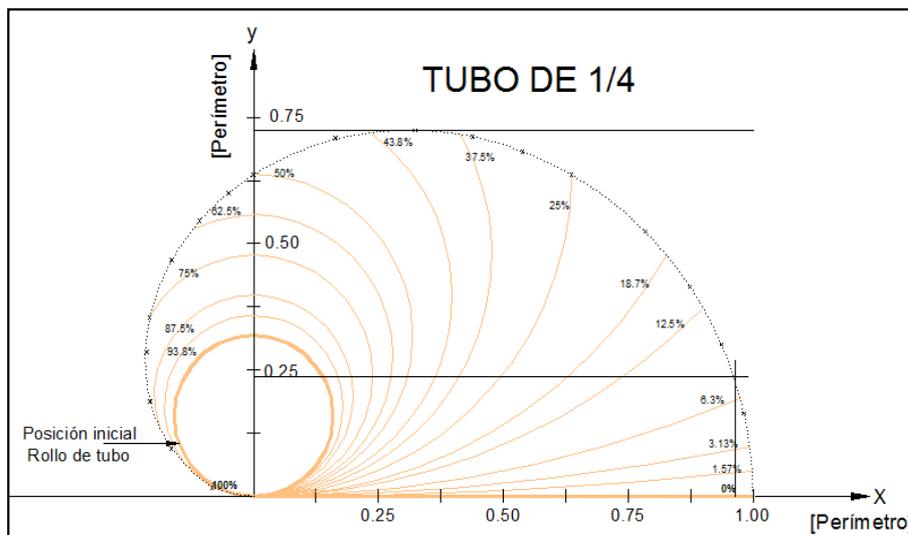
Diámetro del tubo	3/8 pulgada	
Perímetro del rollo	1080 mm	1P
Valor x	1060 mm	0.981 P
Valor y	190 mm	0.176 P
Porcentaje de recuperación elástica	5.1 %	
Ángulo de recuperación elástica	3°	



**Gráfico No. 4. 2 Determinación del porcentaje de recuperación en tubos de 3/8**

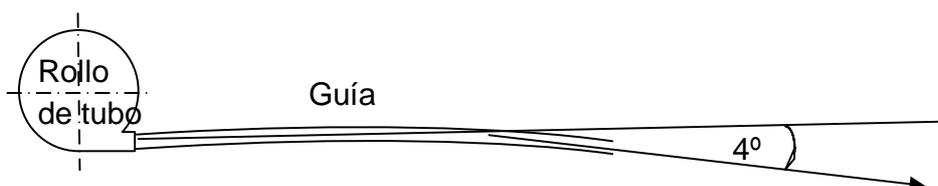
**Tabla No. 4. 2 Resultados de pruebas en tubos de 1/4''**

Diámetro del tubo	1/4 pulgada	
Perímetro del rollo	860 mm	1P
Valor x	830 mm	0.965 P
Valor y	205 mm	0.238 P
Porcentaje de recuperación elástica	7.3 %	
Ángulo de recuperación elástica	4°	



**Gráfico No. 4.3** Determinación del porcentaje de recuperación en tubos de 1/4

El objetivo de este proceso es obtener tubos rectos para lo cual hay que compensar la recuperación elástica del material sobrepasando el ángulo de  $180^\circ$  del apoyo horizontal, una vez determinado el porcentaje de deformación se hace variar el ángulo del apoyo y se sobrepasa una cantidad similar al porcentaje de recuperación elástica y se comprobó que aproximadamente a  $183^\circ$  y  $184^\circ$  para los tubos de 3/8 y 1/4 respectivamente se logra la rectitud del tubo contrarrestando la recuperación elástica como se indica en la Figura No. 4. 4.



**Figura No. 4.4** Esquema demostrativo del enderezado de los tubos

Para la realización de este proceso en producción en serie debe usarse una máquina de rodillos específica para cada diámetro de tubo, la disposición horizontal de los rodillos alinea al tubo para conseguir la rectitud buscada, el esquema de la máquina se muestra en la Figura No. 4. 5.

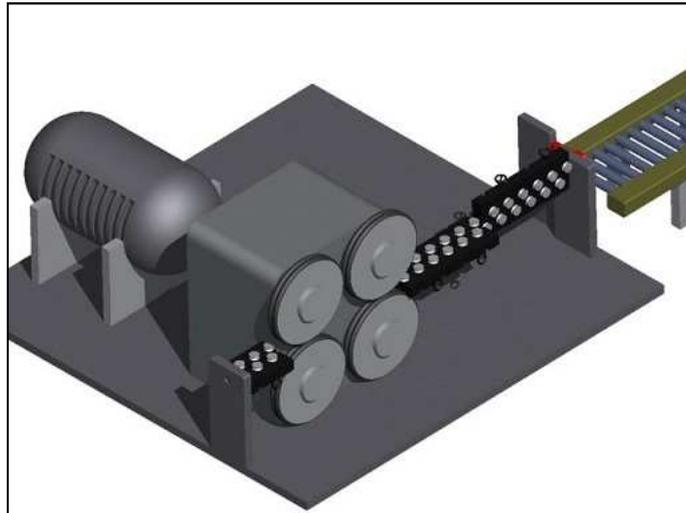


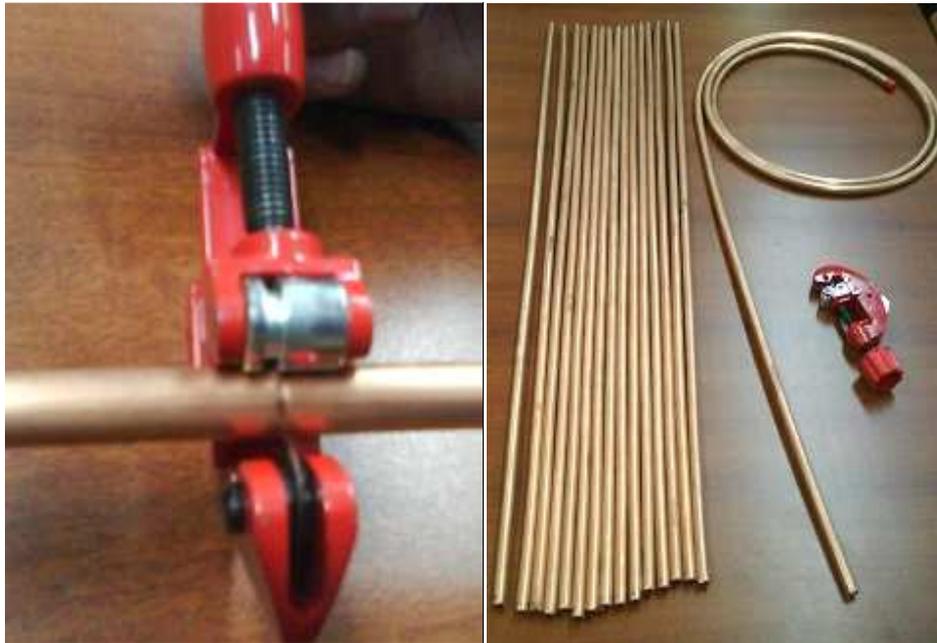
Figura No. 4. 5 Desenrolladora de tubos<sup>1</sup>

#### 4.2.2.2 Corte de tubos

Una vez que los tubos están rectos se requiere córtalos para dejarlos a la longitud adecuada, para la construcción del prototipo se utilizó una cortadora de tubos manual, con esta se logra un corte perpendicular y homogéneo sin la producción de rebabas como se indica en la Fotografía No. 4. 2.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño



**Fotografía No. 4. 2 Cortado de tubos para la construcción del prototipo**

El corte de los tubos con sierra presenta varios inconvenientes; el tubo requiere ser sujetado en una entenalla lo que causa una deformación plástica en su sección, además durante el corte se produce gran cantidad de rebabas y virutas la cuales se introducen en el interior del tubo.

La distribución de las fuerzas en la herramienta de corte manual es la que se indica en la Figura No. 4. 6.

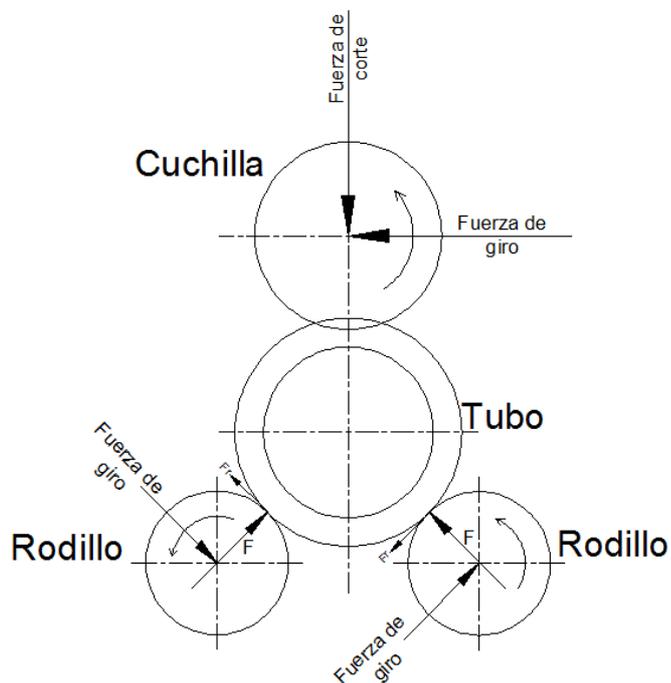


Figura No. 4. 6 Corte de tubos<sup>1</sup>

La distribución de fuerzas indicada en la Figura No. 4. 6 hace que el diámetro del tubo se reduzca durante el corte como muestra la Figura No. 4. 7.

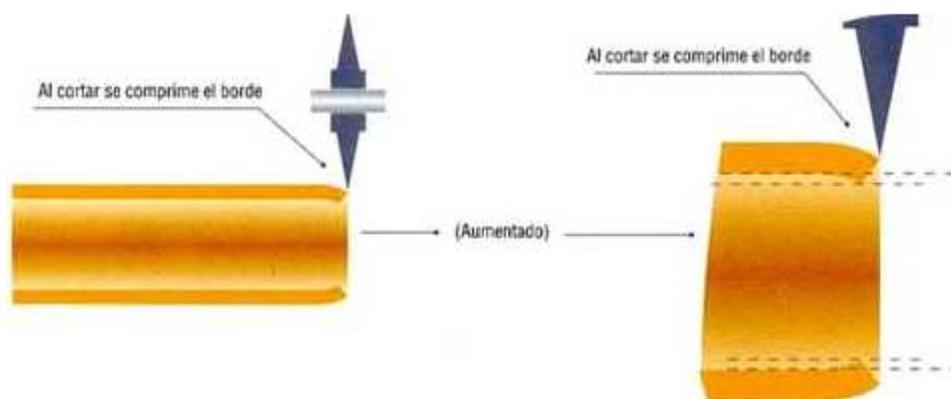
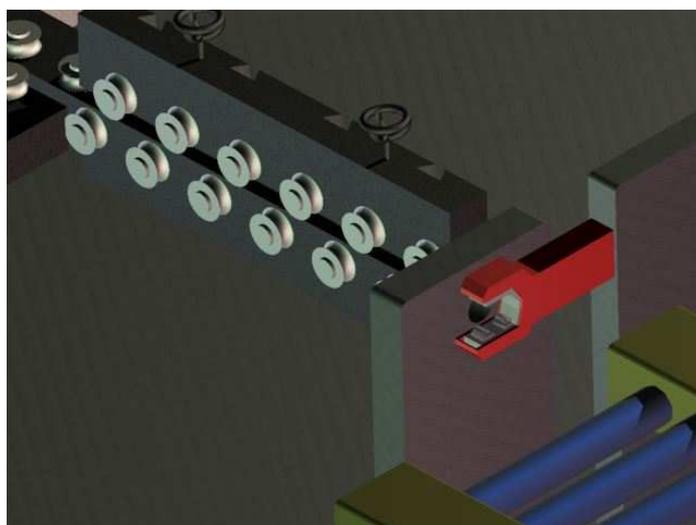


Figura No. 4. 7 Reducción de diámetro debido al corte

<sup>1</sup> Fuente propia

Esta reducción de diámetro no afecta el ensamble del intercambiador de calor debido a que estos deben ser abocardados y limpiados para su soldadura con uniones y codos.

Para la fabricación en serie se propone la utilización de la misma disposición de rodillos y disco de corte que en la herramienta manual la cual debe ser automatizada para que corte los tubos una vez que salgan de la desenrolladora como se muestra en la Figura No. 4. 8. La herramienta hace que el conjunto de rodillos y disco de corte giren alrededor del tubo.



**Figura No. 4. 8 Máquina cortadora de tubos<sup>1</sup>**

#### **4.2.2.3 Doblado de tubos**

La característica del doblado para los intercambiadores de calor es que los tubos deben doblarse a diámetros internos pequeños como se indica en la Fotografía No. 4. 3.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

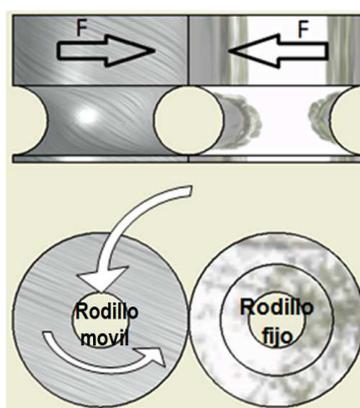


**Fotografía No. 4. 3 Diámetros pequeños de doblado a tubos y codos.**

Para la construcción del prototipo se requiere doblar tubos de cobre de 1/4 y 3/8 de pulgada con una curvatura de diámetro interno de 15 mm.

Ninguna herramienta para el doblado de tubos disponible en el mercado local alcanza el diámetro interno requerido por lo cual para la construcción del prototipo se requiere la elaboración de una herramienta exclusiva para este propósito.

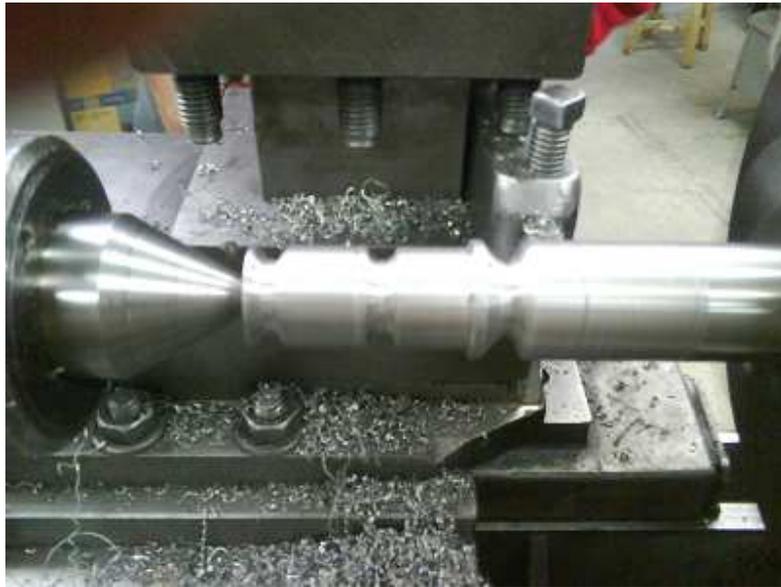
La construcción de la herramienta (Jig de doblado) se basa en planos indicados en el anexo 11 plano 2646.103 cuenta con dos rodillos, uno fijo y otro móvil como se indica en la Figura No. 4. 9 los dos guían la deformación del tubo y evitan la formación de pliegues.



**Figura No. 4. 9 Rodillo fijo y móvil.<sup>1</sup>**

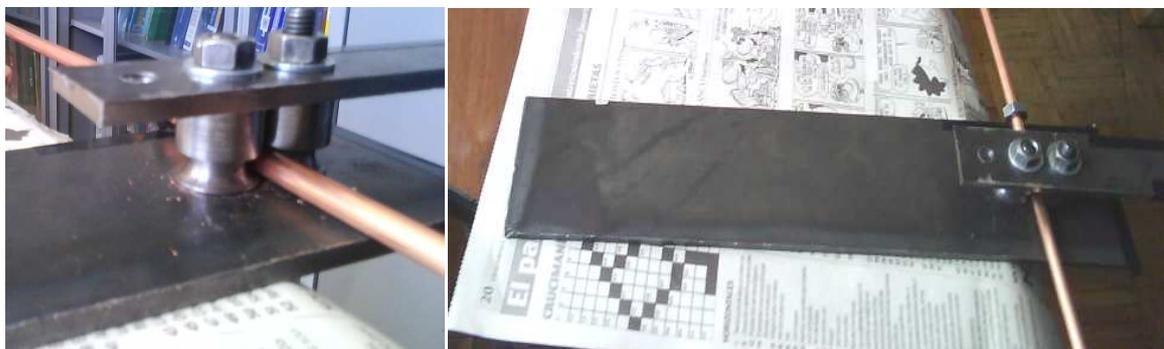
<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

Para la construcción de la herramienta se utiliza un eje de acero A-36 de 1 pulg de diámetro y una placa base de 5 mm de espesor, el eje se tornea con las dimensiones indicadas en el Anexo 11 planos 2646.103.001 y 2646.103.002 como se indica en la Fotografía No. 4. 4.



Fotografía No. 4. 4 Torneado de rodillos para dobladora de tubos.

La dobladora de tubos ensamblada se indica en la Fotografía No. 4. 5.



Fotografía No. 4. 5 Dobladora de tubos

Nótese que la separación de los rodillos debe ser mínima, la guía de doblado en los rodillos debe tener una tolerancia no mayor a 0.3 mm, esto permitirá que el tubo pueda ingresar a la cavidad circular formada por los rodillos y además ayuda a que el tubo se no se deforme fácilmente.

Para evitar el deslizamiento de tubo se utiliza una tuerca de igual diámetro, el roscado de esta se inserta ligeramente en la pared externa del tubo en el momento de la sujeción sin afectar su funcionalidad.

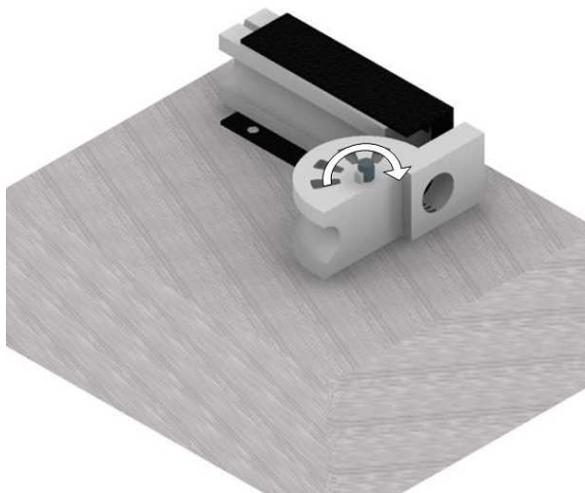
El proceso de doblado provoca que la pared externa se someta a tracción y la pared interna a compresión por lo que tiende a cambiar la sección circular uniéndose entre sí.

Los tubos de 1/4 de pulgada no presentaron excesivo cambio de sección al ser doblados, el doblado de estos se muestra en la Fotografía No. 4. 6.



**Fotografía No. 4. 6 Doblado de tubos de 1/4"**

Para el proceso de fabricación en serie se propone que después del corte cada tubo ingrese a la dobladora, un esquema de la dobladora se indica en la Figura No. 4. 10



**Figura No. 4. 10 Equipo para doblado de los tubos de 1/4''<sup>1</sup>**

El doblado de los tubos de 3/8'' presento inconvenientes ya que las paredes se deformaron a tal punto de casi llegar al contacto entre ellas como se indica en la Fotografía No. 4. 7.



**Fotografía No. 4. 7 Deformación plástica en tuberías de cobre de 3/8''**

La solución es llenar el espacio hueco para que la pared se pueda apoyar en el relleno de esta forma se opone una resistencia la fuerza interior y se limita el movimiento del material en dirección a la fibra neutra. Se realizó pruebas insertando

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

arena seca y húmeda compactada a golpe, al doblar los tubos persiste el problema, sumándose a este la dificultad de insertar, compactar, y evacuar la arena del interior del tubo debido a su longitud.

La siguiente prueba de doblado se realizó congelando agua en el interior de los tubos mediante el uso de una mezcla saturada de alcohol y sal en grano enfriada con hielo seco alcanzando una temperatura de  $-78.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , el tubo lleno de agua y con uno de sus extremos taponado se introduce en el alcohol por alrededor de 20 segundos, observando en el extremo destapado que el hielo presente un color blanquecino ya que este al estar apenas congelado no sirve para el fin deseado, en la Fotografía No. 4. 8 se muestra la prueba realizada para la construcción del prototipo.



**Fotografía No. 4. 8 Congelado de tubos de 3/8''**

Inmediatamente después que el agua está congelada en el interior de los tubos se realiza el doblado, luego se los somete a calor para que se descongele el hielo y drenar el agua procurando secar por completo los tubos; para la construcción del prototipo se los expuso al sol por un periodo de 30 min como se indica en la Fotografía No. 4. 9.



**Fotografía No. 4. 9 Descongelado de tubos**

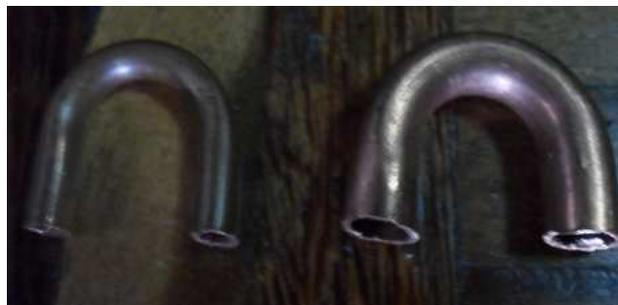
La pared externa del tubo en la zona del doblado presenta claras evidencias de fluencia del material además de un ligero aplanamiento. La pared interna no presenta pliegues debido a la compresión, esta mantiene su forma circular como se muestra en la Fotografía No. 4. 10. Esta deformación no afecta la funcionalidad de los tubos por lo que este proceso da los resultados esperados.



**Fotografía No. 4. 10 Resultado del doblado con hielo en tubos de 3/8''**

Para realizar el proceso de doblado en serie de tubos de 3/8'', antes de que salgan de la cortadora se taponan uno de los extremos del tubo, se corta y continuación se lo llena con agua y se lleva a la tina de congelamiento que contiene la mezcla de alcohol y sal, en la que el tubo es introducido por al menos 20 segundos para su posterior doblado, este procedimiento debe ser realizado manualmente por el operario para luego introducir los tubos en la dobladora.

Para la elaboración de los codos tanto de 1/4'' como de 3/8'' se sigue el mismo procedimiento pero se varía la distancia del punto de corte, los codos realizados para el prototipo se indican en la Fotografía No. 4. 11.



**Fotografía No. 4. 11 Codos utilizados en el prototipo.**

#### 4.2.2.4 Fabricación de las aletas

##### *Corte de las Aletas*

Se requieren de rectángulos de 350 x 13 mm para las aletas del condensador y de rectángulos de 350 x 45 mm para las aletas del evaporador como se detallan en la Tabla No. 3. 2 y Tabla No. 3. 3.

Para la construcción del prototipo se realizó un primer corte de la lamina de aluminio de en secciones de 350 X 2440 mm con una cuchilla, ya que al tratarse una de lamina de pequeño espesor (0.3 mm) basta con rayarla para poder separar las partes como se indica en la Fotografía No. 4. 12.



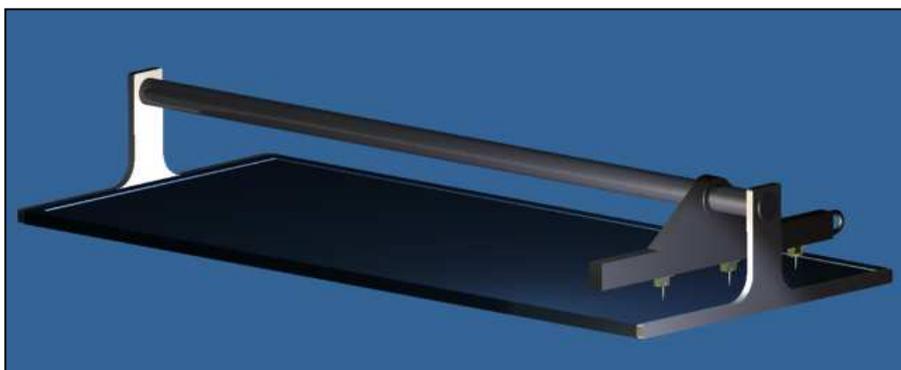
Fotografía No. 4. 12 Primer corte de la lámina de aluminio

Para la segunda etapa de corte se utilizó una guillotina de papel, el proceso no conlleva el arranque de viruta ni una disminución significativa de las dimensiones requeridas como se indica en la Fotografía No. 4. 13.



**Fotografía No. 4. 13 Segundo corte de la lámina de aluminio**

Para la producción en serie necesariamente se debe implementar una herramienta que facilite la labor de corte debido a que cada intercambiador requiere una gran cantidad de aletas, se deben tomar en cuenta dos cortes principales, uno longitudinal y uno transversal, por lo que se requieren dos herramientas independientes.

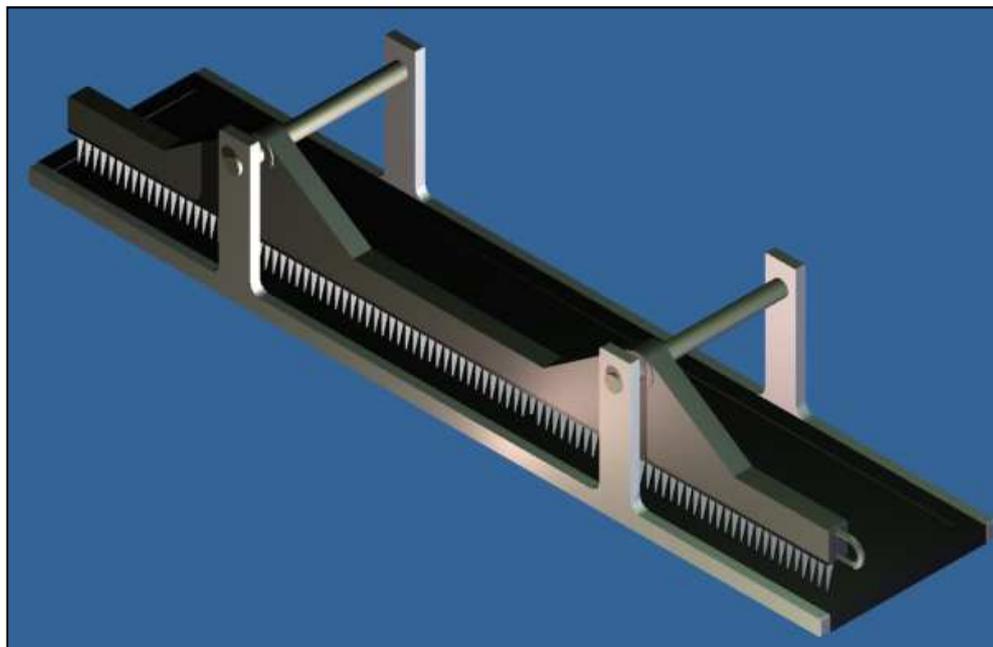


**Figura No. 4. 11 Cortador longitudinal<sup>1</sup>**

El cortador representado en la Figura No. 4. 11 corta la lámina estándar de aluminio de 1220x2440mm en tres láminas de 350x2440mm, al paso de las cuchillas con la aplicación de la fuerza necesaria produce el corte.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño



**Figura No. 4. 12 Cortador transversal<sup>1</sup>**

Para el corte transversal se requiere de un equipo más pequeño, pero con un mayor número de cuchillas, en esta se ingresa uno de los tres retazos obtenidos del corte anterior y se obtienen las aletas cortadas, se puede hacer una variación de las cuchillas utilizando discos que giren. Para la fabricación de las aletas del condensador (350x13mm) y del evaporador (350x45mm) se debe hacer una variación en el espaciamiento de las cuchillas por lo cual se debe contar con dos equipos independientes cada uno con la separación de las cuchillas requeridas.

La mejor disposición de corte para reducir al máximo el desperdicio para la obtención de aletas es el mostrado en las Figura No. 4. 13 para el evaporador y la Figura No. 4. 14 para el condensador.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

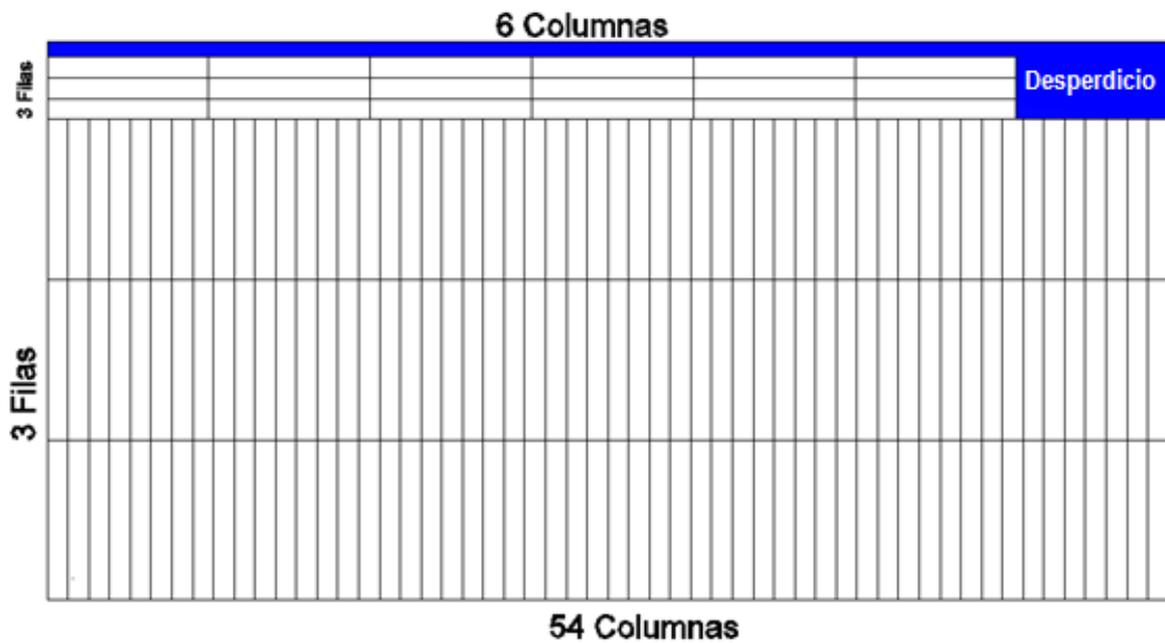


Figura No. 4. 13 Esquema para el corte de las aletas del evaporador desde una lámina de aluminio estándar

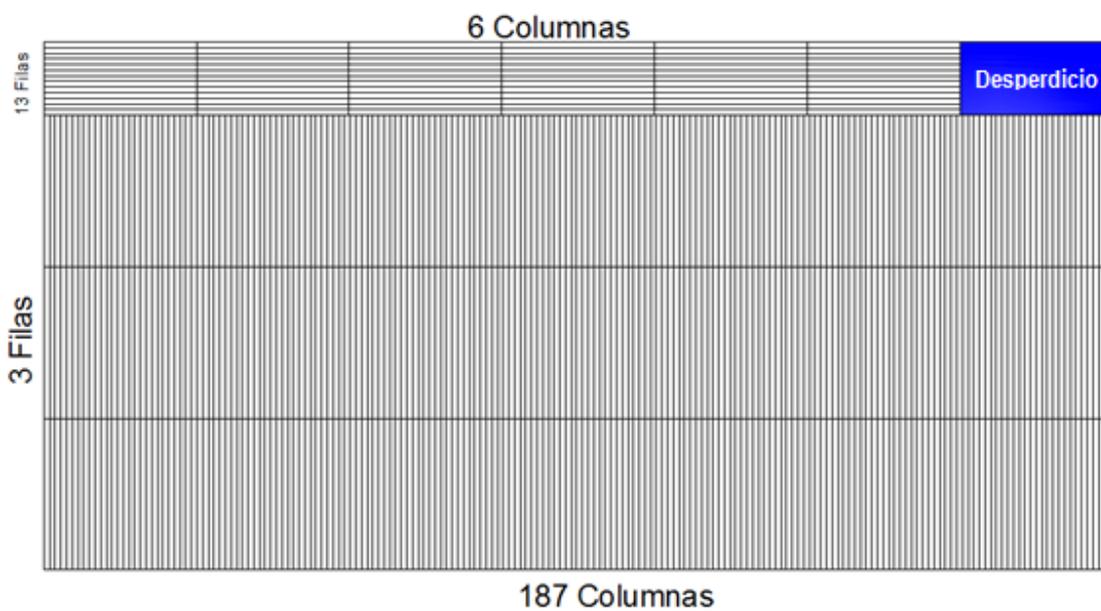


Figura No. 4. 14 Esquema para el corte de las aletas del condensador desde una lámina de aluminio estándar

### *Perforación de las Aletas*

Para la construcción del prototipo se perforó las aletas utilizando una troqueladora manual, haciendo grupos de 15 láminas y para la ubicación de los centros se utilizaron plantillas de papel adheridas a cada grupo como se indica en la Fotografía No. 4. 14.



**Fotografía No. 4. 14 Perforación de aletas**

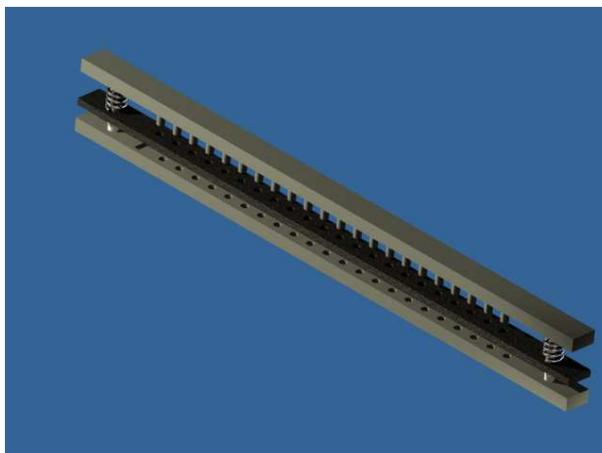
Una vez realizado el troquelado de los grupos de aletas se observa que se produce un pequeño embutido y empastado de material hacia el interior de las perforaciones como se indica en la Fotografía No. 4. 15 dificultando su separación.



**Fotografía No. 4. 15 Defectos en la perforación en grupos de aletas**

Para el proceso de fabricación en serie el diámetro de la perforación debe ser menor al diámetro del tubo ya que se debe asegurar el ajuste y además producir cierto embutido en las aletas con el fin de que exista material que cubra por completo el tubo y que sirva como espaciador entre aleta y aleta. La cantidad de reducción en el radio depende del espaciamiento entre aletas, al tratarse de un espesor pequeño y de una longitud de embutido corta, el material que recubre el tubo es igual a la diferencia entre el radio de perforación y el radio del tubo.

Para la perforación de las aletas se propone la construcción de una herramienta como la indicada en la Figura No. 4. 15, al tratarse de un espesor tan delgado se recomienda perforar en un solo golpe de troquel grupos de 5 aletas, se debe contar con dos equipos independientes uno para aletas del condensador y otro para las del evaporador, cada cual con una matriz de troquelado diferente. Una vez perforadas las aletas deben ser separadas.



**Figura No. 4. 15 Troquel perforador de aletas del condensador.<sup>1</sup>**

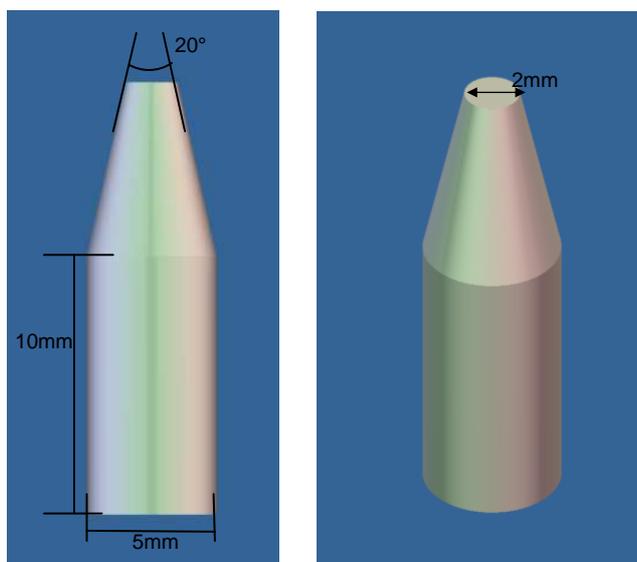
---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

### *Aconado de las Aletas*

Para facilitar la inserción de los tubos se debe dar cierta conicidad a las aletas, esta conicidad facilita el embutido y hace que el orificio de la aleta sea autocentrante, para esto se debe utilizar un cono de 20° a 25° de ángul o interno como punzón y una matriz para evitar la deformación de las aletas, por la simplicidad del proceso se puede automatizar, para la producción en serie se puede utilizar una herramienta muy similar a la indicada en la Figura No. 4. 15 cambiando la forma del punzón y de la base.

La punta de la herramienta a utilizar debe tener las características indicadas en la Figura No. 4. 16.

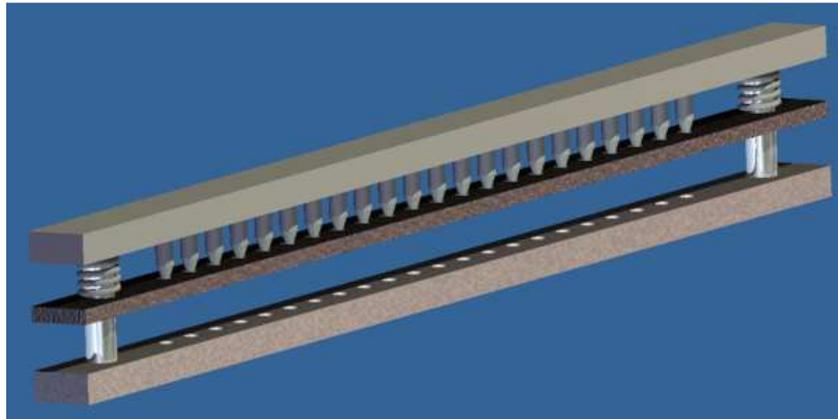


**Figura No. 4. 16 Punzón de aconado<sup>1</sup>**

La herramienta requerida para al aconado de las aletas es la indicada en la Figura No. 4. 17.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño



**Figura No. 4. 17 Aconador de aletas<sup>1</sup>**

Para la fabricación del prototipo no se contó con el equipo necesario para embutir las aletas para insertarlas por lo que fueron perforadas al mismo diámetro de los tubos.

#### **4.2.2.5 Ensamble de las Aletas**

Para la determinación de las dificultades inmersas en el proceso de fabricación se construyó artesanalmente el panel recto del condensador y a partir de este se determinan los procedimientos para todos los paneles.

Para la construcción del panel se inicio insertando un grupo de aletas hasta el final de los tubos en U para que sirvan como guía para la inserción de las demás, luego de que se logró el posicionamiento adecuado de los tubos, se colocó una prensa para sujetarlos y se insertó una por una las aletas de forma manual como se muestra en la Fotografía No. 4. 16.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño



**Fotografía No. 4. 16 Construcción artesanal del panel recto del condensador**

Para la separación de las aletas no se contaba con el aconado en las perforaciones por lo cual se utilizo pequeñas grapas de alambre de 1.2 mm de diámetro cortadas en una cizalla y dobladas manualmente como se indica en la Fotografía No. 4. 17.



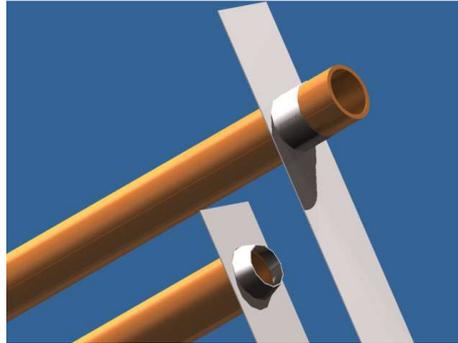
**Fotografía No. 4. 17 Grapas separadoras**

Las grapas se colocan en cada uno de los tubos y se empuja la aleta hasta que las presionen contra la aleta anterior lográndose así la separación deseada como se indica en la Fotografía No. 4. 18.



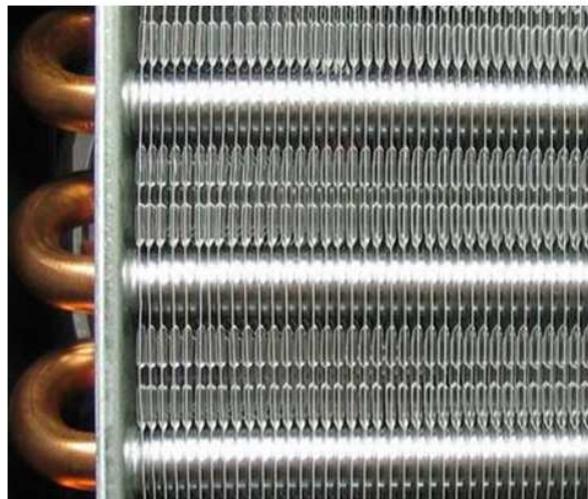
**Fotografía No. 4. 18 Inserción de aletas con separadores**

Para el proceso de producción en serie la separación de las aletas como se especifico anteriormente se logra utilizando el mismo material de la aleta que es embutido alrededor del tubo, además de brindar protección evitando la corrosión por par galvánico, ya que este recubrimiento completo impide el paso del electrolito como se indica en la Figura No. 4. 18.



**Figura No. 4. 18 Inserción de las aletas en los tubos aconados<sup>1</sup>**

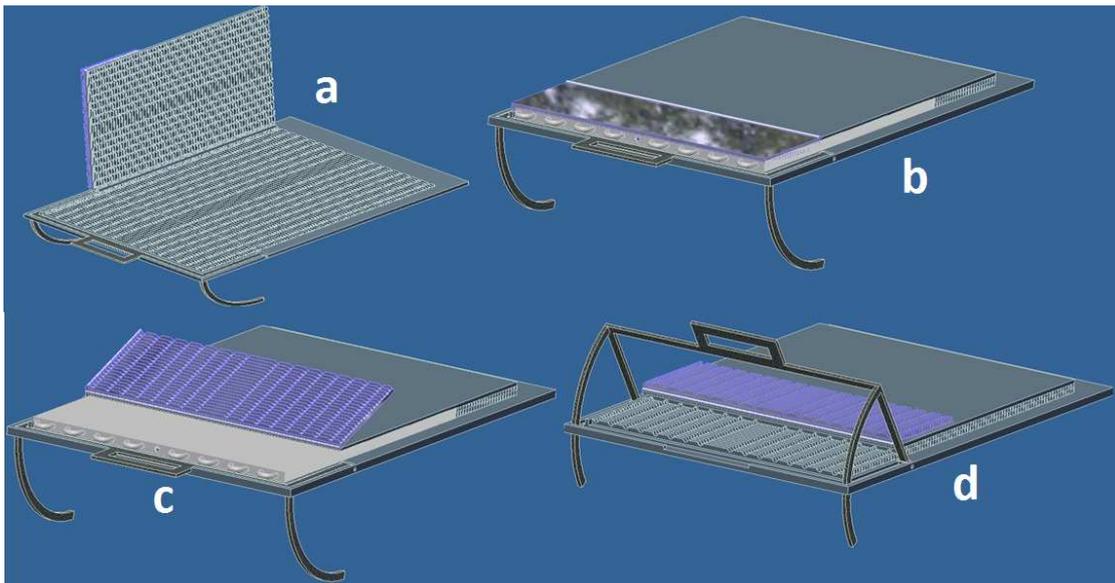
El objetivo es que en la parte visible del intercambiador se note solo aluminio (material de las aletas) y que sea este el único expuesto directamente al medio ambiente como se muestra en la Fotografía No. 4. 19, se debe tener especial precaución de limpiar completamente la superficie de los tubos con el fin de reducir al máximo la resistencia térmica que se presenta entre la pared externa del tubo y la superficie de la aleta.



**Fotografía No. 4. 19 Recubrimiento total del aluminio a los tubos de cobre  
en un intercambiador comercial**

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

Se debe asegurar la inserción del total de aletas en el intercambiador y este proceso no se puede realizar de aleta en aleta como para el prototipo porque alargaría demasiado el tiempo de fabricación, además se debe dar la curvatura requerida a los dos paneles del condensador, para lo cual se debe elaborar la herramienta indicada en la Figura No. 4. 19.



**Figura No. 4. 19 Matriz de ensamblaje de aletas; (a) Completamente abierta; (b) completamente cerrada; (c) con apertura para doblar; (d) con palanca de doblado accionada<sup>1</sup>**

En la Figura No. 4. 19 se observa la secuencia de funcionamiento de la herramienta para el ensamblaje de aletas, la misma que consta de cuatro partes principales: dos tapas móviles claramente identificadas (a y c), la base principal y la palanca de doblado.

Para el proceso de inserción de las aletas se deben seguir los siguientes pasos:

- Se deben ubicar las aletas a lo largo de las guías de la herramienta de inserción, se debe tener precaución de que todas las aletas mantengan la

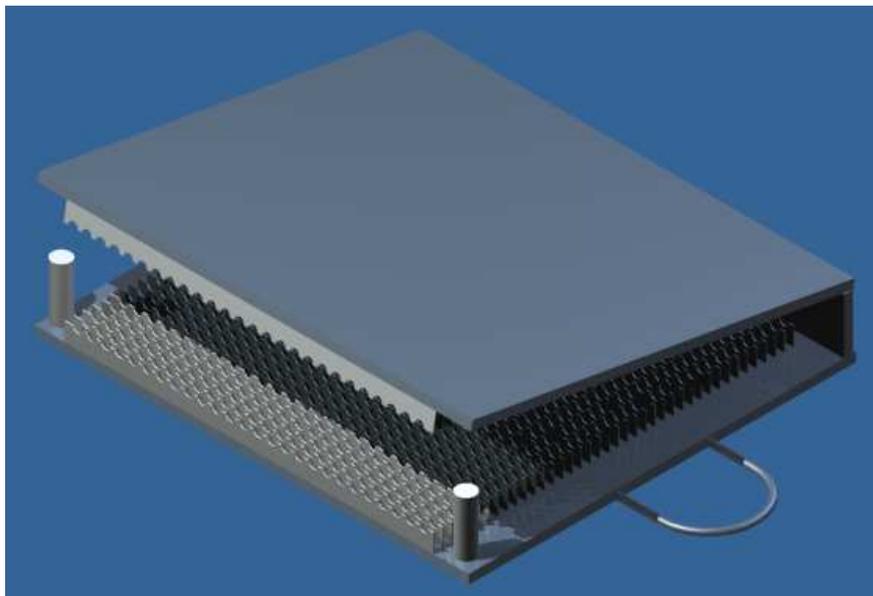
<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

misma dirección, esto con respecto a la conicidad que se da a cada perforación.

- Cerrar las dos etapas de la herramienta de inserción e introducir los tubos, por el apoyo que brinda la herramienta posibilita la aplicación de fuerza en estos, las guía de la herramienta aseguran el embutido del material de las aletas para cubrir los tubos.
- Abrir la primera etapa de la herramienta para permitir que la aplicación de la fuerza a través de la palanca proporcione la curvatura requerida a los paneles.

La versatilidad de la herramienta permite la elaboración de paneles con las mismas características pero diferentes dimensiones, con o sin doblado, lo que soluciona en su totalidad la construcción del intercambiador para el condensador.

Para el ensamble de las aletas del evaporador se debe construir una herramienta con las mismas características que la del condensador, la diferencia fundamental es su tamaño ya que el evaporador está constituido por una sola aleta con dos filas de tubos, un esquema se muestra en la Figura No. 4. 20.



**Figura No. 4. 20 Matriz de ensamble de aletas para el evaporador<sup>1</sup>**

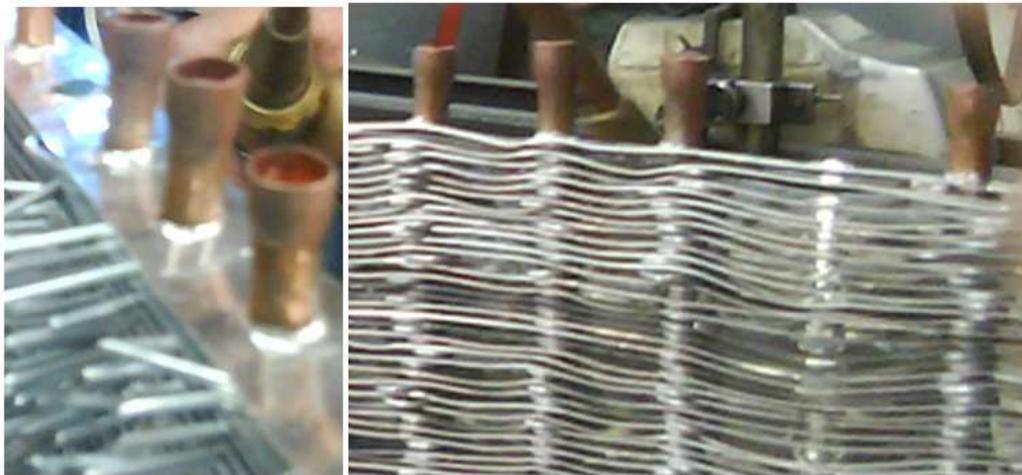
---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

Una vez terminado el ensamble de las aletas se realiza el abocardado de los tubos, después de esto será imposible la adición de más aletas al intercambiador.

#### 4.2.2.6 Abocardado de Tubos

Para el abocardado de los tubos del prototipo se utilizó un abocardador de golpe con el cual se expandió cada uno de los tubos como se indica en la Fotografía No. 4. 20.



**Fotografía No. 4. 20 Tubos abocardados**

Este proceso retrasa la producción en serie ya que debe ser realizado de tubo en tubo por lo que se sugiere construir la máquina indicada en la Figura No. 4. 21 para abocardar de forma simultánea todos los tubos del intercambiador ya sea el evaporador o el condensador.

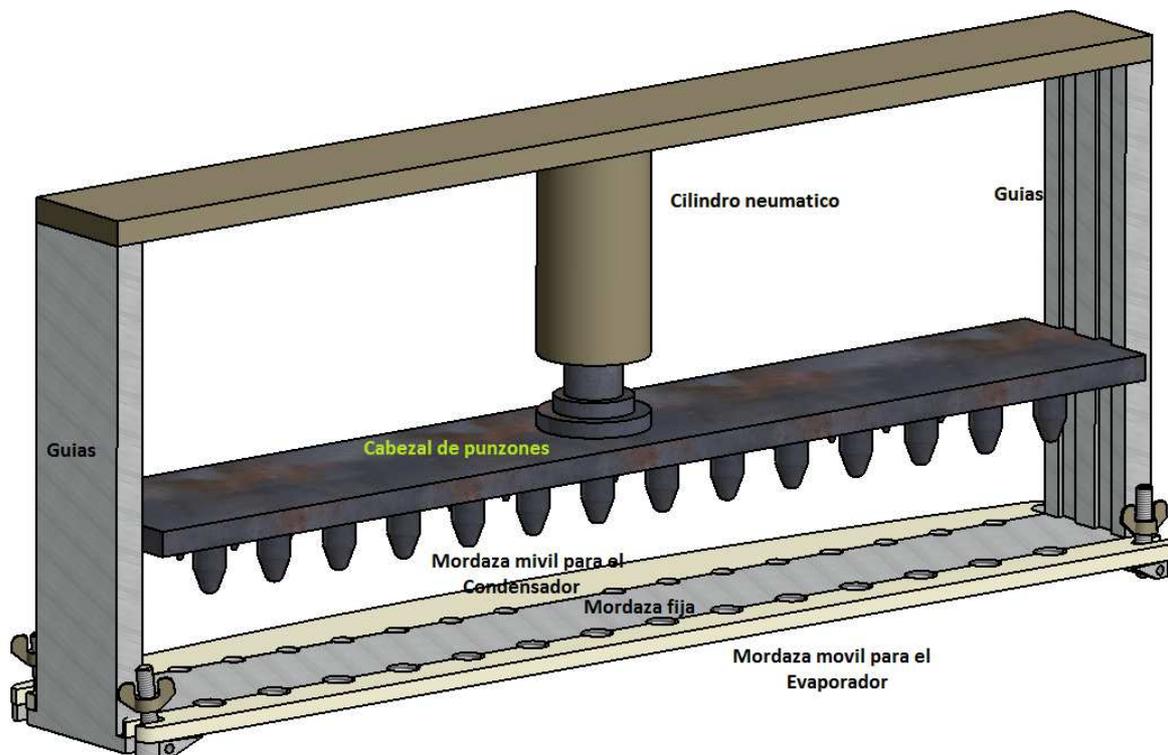


Figura No. 4. 21 Equipo para abocardar de forma simultánea los tubos del intercambiador<sup>1</sup>

En el caso del evaporador luego de empaquetar las aletas y abocardar los tubos este se encuentra listo para soldar los codos, sin embargo en el caso del condensador primero deben juntarse los paneles mediante ganchos.

#### 4.2.2.7 Soldadura de Codos

Para la construcción del prototipo se utilizó soldadura con electrodo de cobre compuesto de 5% de Ag 6% de P y 89% de cobre, este tipo de aleación esta especialmente desarrollada para unir cobre con cobre, cobre con latón, cobre con bronce y latón con latón, se aporta Fósforo porque facilita la fusión de la varilla, la cantidad aplicada como material de aporte es 1,5 veces el diámetro del tubo a soldar.

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

Con el fin de asegurar una buena unión primero se limpió la superficie de grasa y de óxido, además se utilizó fundente el cual ayuda a disolver los óxidos que se forman durante el calentamiento, a proteger la aleación y la junta de la oxidación, y principalmente facilita el flujo de material de aporte por acción capilar.

Para este proceso se utilizó suelda oxiacetilénica la cual funde instantáneamente el material de aporte haciendo que este ingrese por capilaridad a la junta como se indica en la Fotografía No. 4. 21.



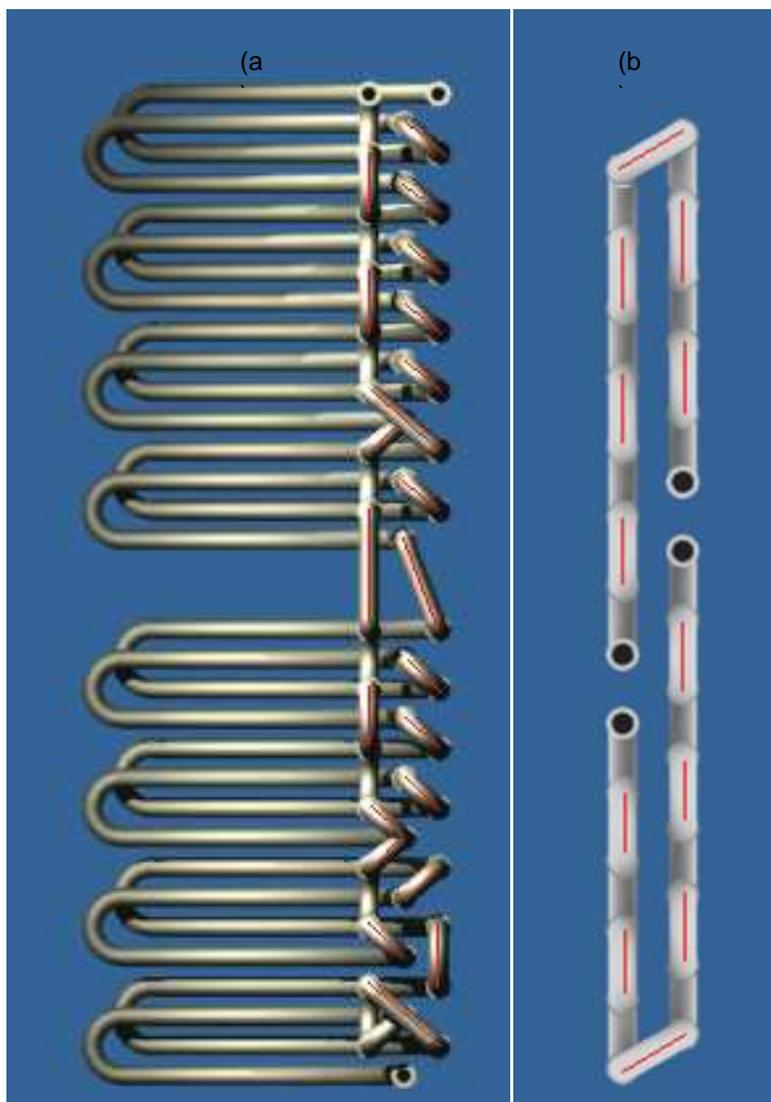
**Fotografía No. 4. 21 Soldadura de codos**

Después de soldados los codos se retiran los separadores de entre las aletas, se mantuvo los separadores hasta este punto con el fin de evitar que la manipulación altere el espaciamiento entre las aletas como se indica en la Fotografía No. 4. 22.



**Fotografía No. 4. 22 Extracción de los separadores**

Se deben soldar los codos en los tubos del condensador y del evaporador de tal manera que conecten los paneles internos y externos, el entramado cumple la función de aproximar refrigerante a diferentes temperaturas y en diferentes estados, en especial en el condensador, con el fin acelerar el intercambio de calor y asegurar que a la salida del condensador se tenga en su mayoría líquido subenfriado, además que la disposición de los tubos (en forma entrecruzada) aumenta la turbulencia del aire, aumentando la transferencia de calor; la soldadura de los codos en los paneles se debe realizar siguiendo el patrón que se muestra en la Figura No. 4. 22.



**Figura No. 4. 22 Patrón de colocación de los codos: (a) Condensador; (b) Evaporador<sup>1</sup>**

Para la producción en serie se recurre al uso del mismo procedimiento ya que es rápido y de fácil realización, no se requiere la fabricación de ninguna herramienta exclusiva, solo el uso de un banco de trabajo adecuado para sostener verticalmente los paneles. Para acelerar este proceso se debe ubicar previamente todos los codos para soldarlos de forma continua.

Al culminar este proceso se tienen listos los intercambiadores de calor.

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

## 4.3 CARCASA

La carcasa se la considera constituida por: la base, los separadores de ambiente y la cubierta.

### 4.3.1 FABRICACIÓN DE LA BASE

Por facilidad de construcción se divide la base en dos partes, la primera producida por embutición y la segunda por cizallamiento, las cuales se unen mediante soldadura, los detalles se especifican en el plano 2646.106.

#### 4.3.1.1 Embutición

Se requiere fabricar mediante embutición el elemento mostrado en la Figura No. 4. 23.

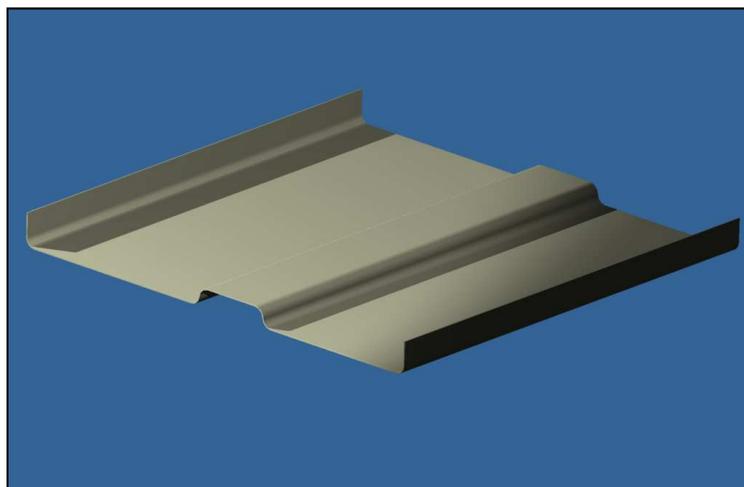
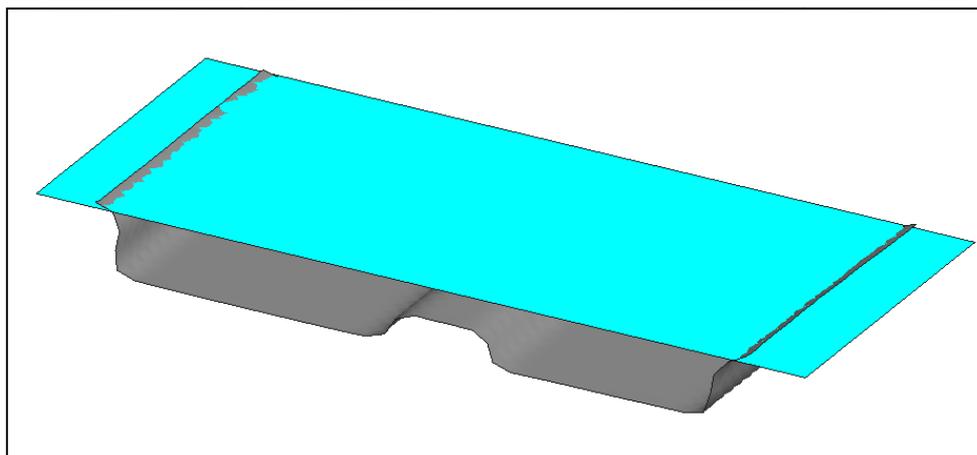


Figura No. 4. 23 Base de la carcasa, parte I<sup>1</sup>

---

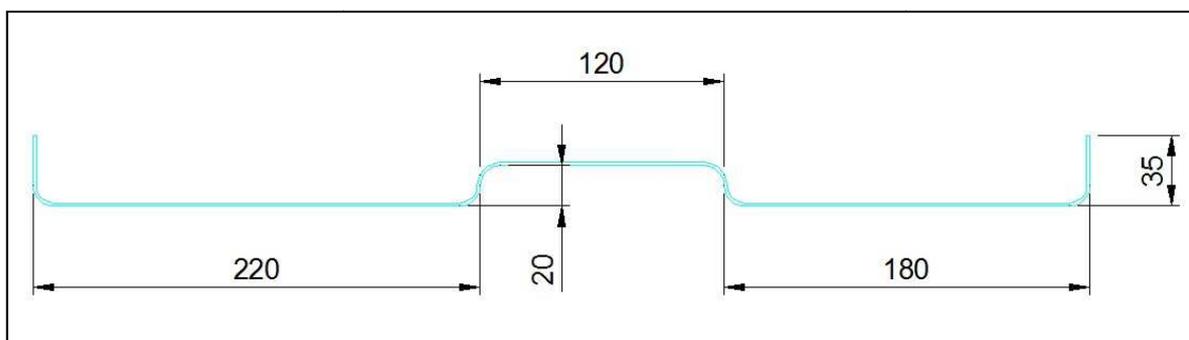
<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

Para lo cual se procede a hacer una simulación en el software Stampack, específico para procesos de embutición.



**Figura No. 4. 24 Forma inicial y final de la placa**

La longitud inicial de la placa debe ser tal que permita el flujo de material durante el proceso de embutición y debe dejar un espacio suficiente para que puedan ejercer presión los pisadores, la Figura No. 4. 24 muestra la placa inicial (celeste) y la forma final embutida (gris), para determinar la dimensión de la placa inicial se suman las longitudes internas que conforman la forma final y se adiciona a este valor el correspondiente a la superficie que debe sostener el pisador.



**Figura No. 4. 25 Dimensiones de forma final a embutir**

Considerando las dimensiones requeridas de la pieza embutida indicadas en la Figura No. 4. 25 la placa inicial es de  $(35 + 220 + 20 + 120 + 20 + 180 + 35)mm = 630mm$ , además se debe dejar una longitud prudente para que el pisador pueda sostener el material y no se produzcan pliegues en la pieza final, por recomendación se deja 15mm a cada lado, entonces la longitud de la placa inicial sería de 660mm.

Para empezar la simulación se especifican las propiedades del material a embutir, en este caso se utilizará una lámina de acero A36 con las características indicadas en la Tabla No. 4. 3.

Tabla No. 4. 3 Propiedades del acero A36<sup>1</sup>

%C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %
0,25	0,80	0,04	0,05	0,4	0,20	250 min	400	20 min
0,29	1,2	max	max	max	max		550	

Una vez especificadas las propiedades del material se escoge el espesor de la placa, en este caso por su funcionalidad se elige un espesor de 1,5 mm.

A continuación se debe especificar un ángulo de inclinación de las paredes de la matriz y el punzón con el fin de facilitar el flujo del material, en este caso se recomienda un ángulo de 0,5 grados, con el fin de no afectar la forma de la pieza final embutida como se indica en la Figura No. 4. 26.

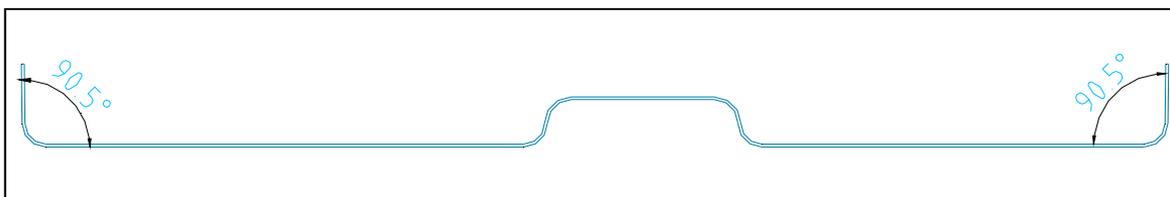
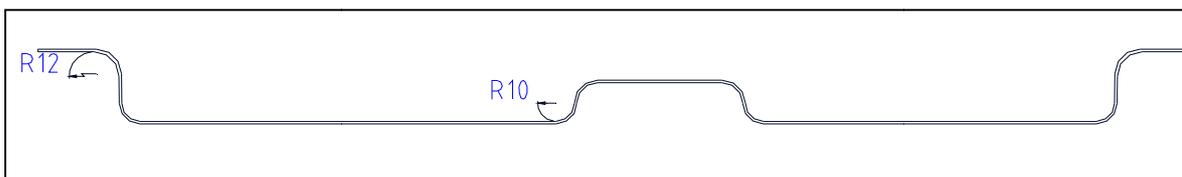


Figura No. 4. 26 Ángulo de inclinación

<sup>1</sup> Catálogo de planchas laminadas al caliente; DIPAC Productos de Acero

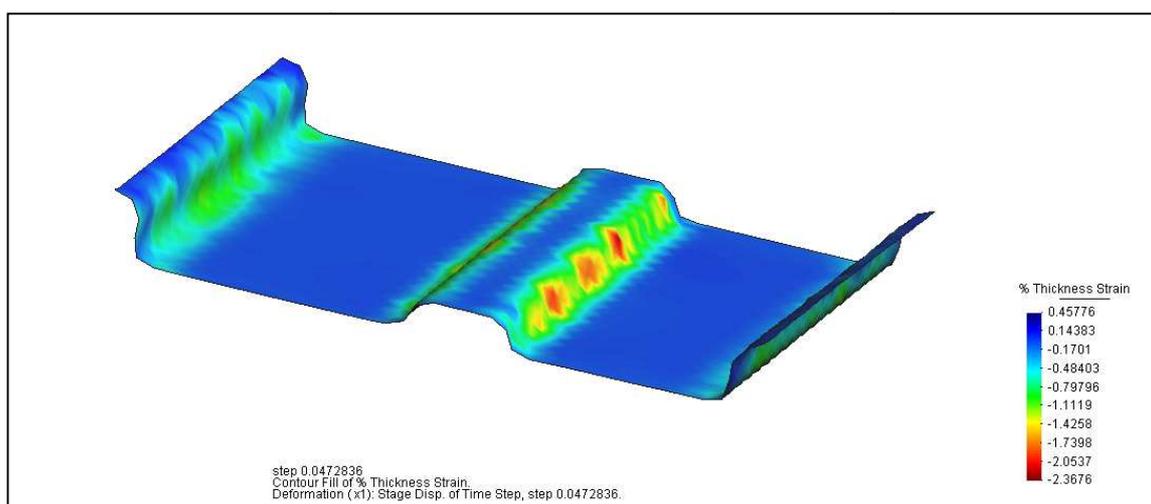
Además para realizar la embutición se deben fijar radios de aristas que faciliten el flujo del material, se recomienda cuando se tiene gran cantidad de material fluyendo radios de hasta 14 mm y para pequeños flujos radios de hasta 12 mm, en este caso se utilizará un radio de 12 mm justo al final de los pisadores, que es donde fluye la mayor cantidad de material, y en las demás aristas radios de 10 mm como se indica en la Figura No. 4. 27.



**Figura No. 4. 27 Radios de aristas**

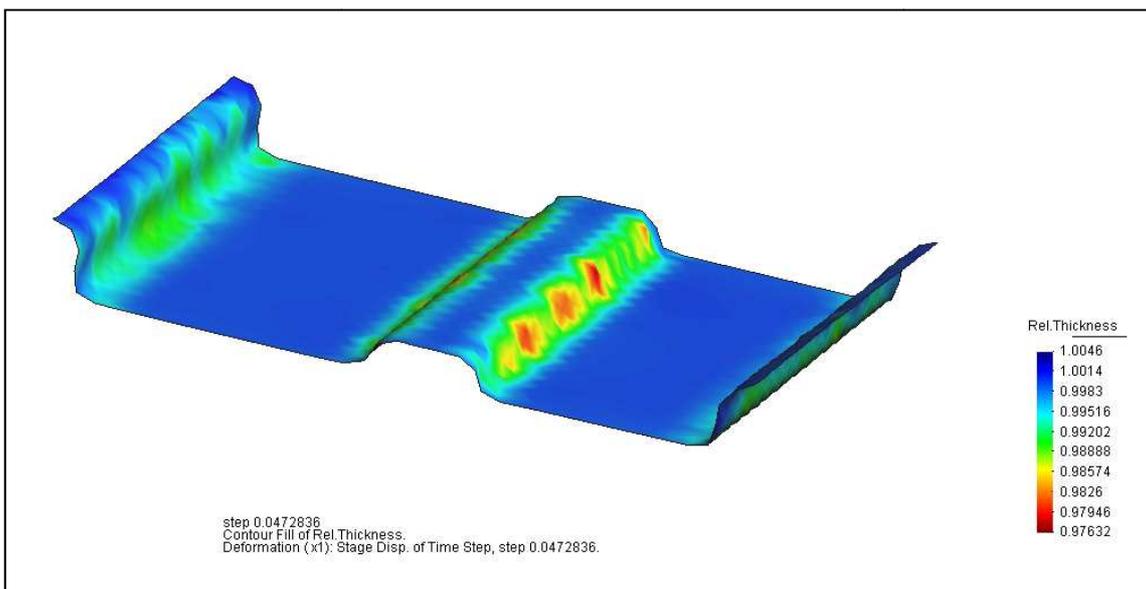
Finalmente se especifica la holgura entre el punzón y la matriz, se recomienda alrededor de 1.2 y 1.4 veces el espesor de la placa original, tomando 1.2 veces el espesor del material se debe dejar una holgura de 1.8 mm.

Una vez especificadas las condiciones de embutición se procede a realizar la simulación obteniendo los resultados indicados en la Figura No. 4. 28.



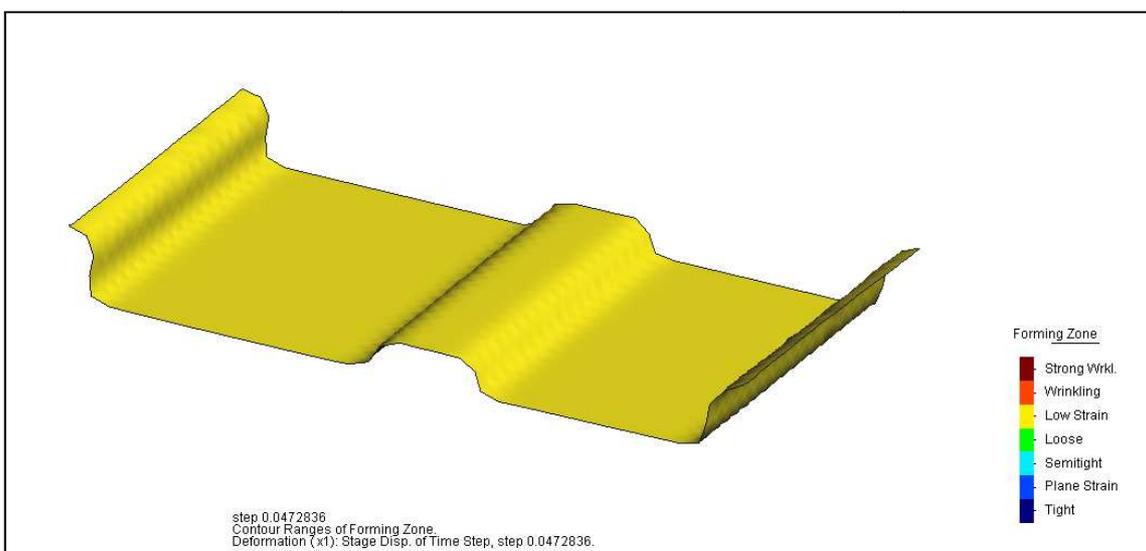
**Figura No. 4. 28 Porcentaje de estiramiento**

El máximo porcentaje de estiramiento llega al 2,37% como se indica en la Figura No. 4. 28 y el mínimo especificado en el rango soportado por el material es del 20% como se indica en la Tabla No. 4. 3.



**Figura No. 4. 29 Relación de reducción de espesor**

La reducción máxima de espesor es de \_\_\_\_\_ como muestra la Figura No. 4. 29, valor ideal en el proceso de embutición.

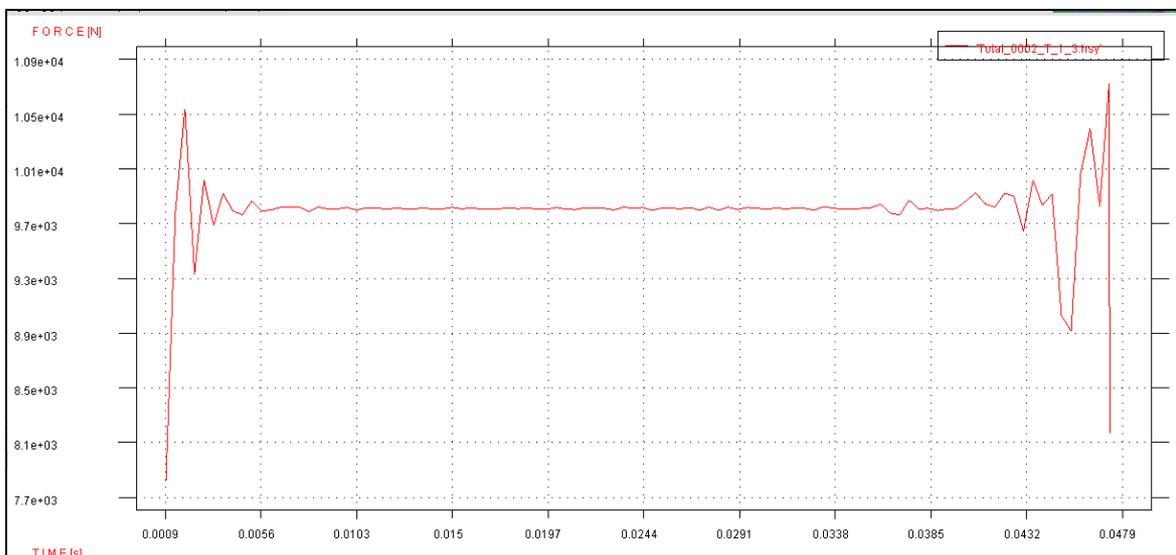


**Figura No. 4. 30 Acabado final**

Se puede observar en la Figura No. 4. 30 que la coloración de la placa final corresponde a un área de bajo esfuerzo, asegurando un mínimo impacto en el material.

La velocidad de embutición se obtiene también como resultado de la simulación y es de 1.5 m/s, así como también la fuerza del pisador la cual es de 1/3 ton.

La fuerza aplicada que optimiza el proceso de embutición por los resultados obtenidos como se muestra en el Gráfico No. 4. 4 tiene un pico de 1 ton, siendo esta la fuerza que debe aplicarse en el proceso.



**Gráfico No. 4. 4 Fuerza aplicada por el punzón Vs. Tiempo**

Para el proceso de fabricación en serie se requiere de una embutidora como la que se indica en la Figura No. 4. 31.

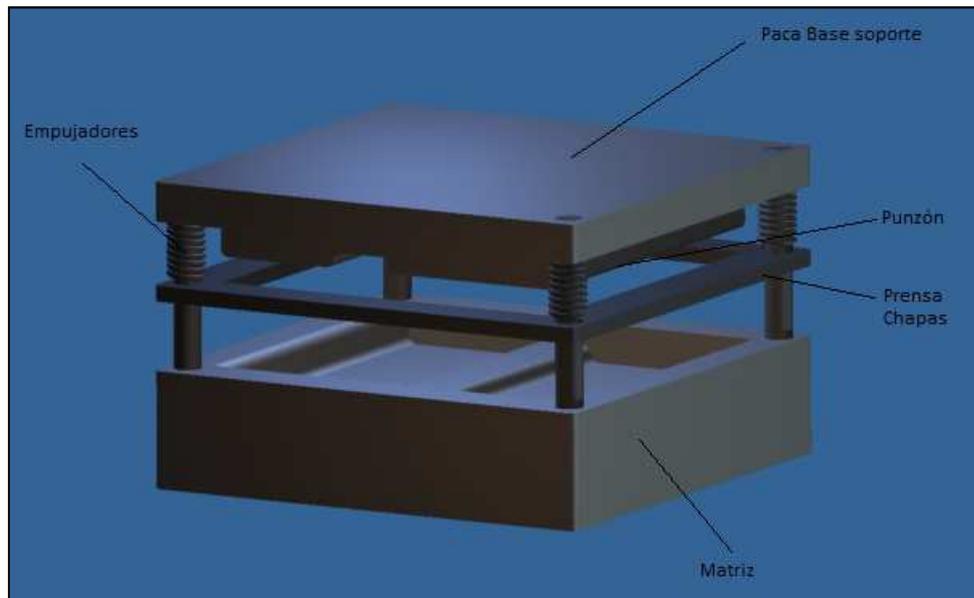


Figura No. 4. 31 Equipo de embutición básico<sup>1</sup>

#### 4.3.1.2 Troquelado

Para la construcción de la base se requiere troquelar dos placas de acero con la forma indicada en la Figura No. 4. 32:

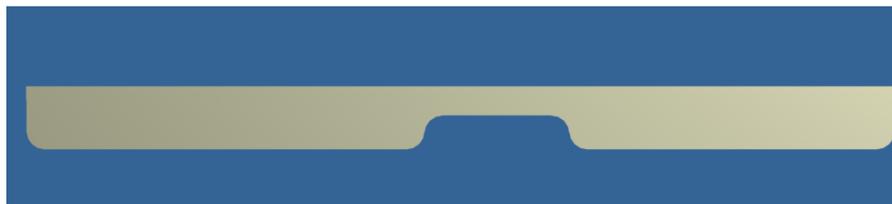


Figura No. 4. 32 Base de la carcasa, parte II

Para empezar se define la cantidad mínima de material sobrante necesario para el corte, este es el material que va a quedar fuera del punzón, este depende del espesor de la placa para lo cual se debe definir primero el calibre la misma en base a la Tabla No. 4. 4.

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

Tabla No. 4. 4 Calibre para cada espesor de lámina

No. Calibre	Espesor de lámina en pulg.	Espesor de lámina en mm.
3	0.2391	6.07
4	0.2242	5.69
5	0.2092	5.29
6	0.1943	4.93
7	0.1793	4.55
8	0.1644	4.17
9	0.1495	3.79
10	0.1345	3.41
11	0.1196	3.03
12	0.1046	2.65
13	0.0897	2.27
14	0.0747	1.89
15	0.0673	1.71
16	0.0598	1.51
17	0.0538	1.36
18	0.0478	1.21
19	0.0418	1.06

Para el presente proyecto se utiliza un espesor de placa de 1,5 mm siendo considerado un calibre 16, contando con el calibre se puede determinar la cantidad mínima de material alrededor del área de corte en la Tabla No. 4. 5.

Tabla No. 4. 5 Sobredimensionamiento para cada calibre

No. Calibre	Valor mínimo (mm)
30	1.2
28	1.1
26	1
24	1
22	1.2
20	1.3
18	1.6
16	1.8
14	2.3
12	2.8

El sobredimensionamiento requerido para el espesor de la lámina es de 1,8 mm, se debe asegurar que alrededor del perfil a troquelar se tenga como mínimo esa dimensión.

Se especifica la holgura entre el punzón y la matriz, este debe asegurar el cizallamiento del material, una holgura demasiado grande puede causar fluencia haciendo que el corte no sea lo suficientemente limpio, se recomienda que esta holgura sea alrededor del 5 y 13% del espesor de la placa, otro criterio utilizado ampliamente se indica en la Tabla No. 4. 6:

**Tabla No. 4. 6 Holgura común entre punzón y matriz para diferentes materiales**

Materiales de la Lámina	Holgura entre punzón y matriz
Latón	0,05e
Hierro dulce	0,07e
Acero dúctil	0,10e

Se toma la holgura correspondiente al acero dúctil, por lo que la holgura entre el punzón y la matriz sería:

$$1,5mm \times 0,10 = 0,15mm$$

A continuación se debe determinar el ángulo de salida de la matriz, este debe ser tal que facilite la salida de la parte cortada después de su recuperación elástica, se pueden emplear tres tipos de de ángulos los que se indican en la Figura No. 4. 33.

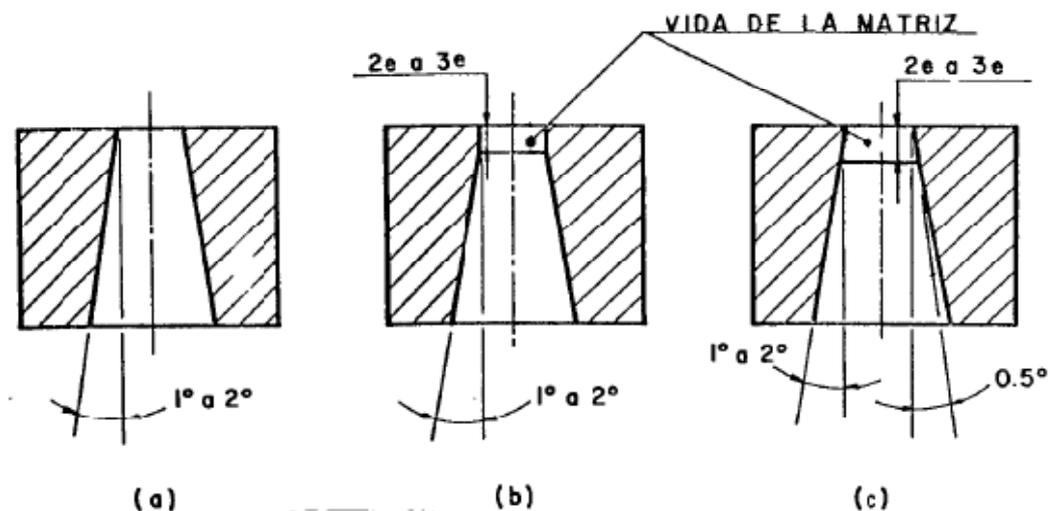


Figura No. 4.33 Ángulos de escape en la matriz

El tipo de ángulo que comienza en la arista de corte (a) se usa para metales blandos, el ángulo que comienza después de una parte recta igual a 2 o 3 veces el espesor de la placa que se requiere cortar (b) se utiliza para metales duros, finalmente si a partir de la arista de corte de la matriz y hasta una profundidad de 2 o 3 veces el espesor del material a cortar existe una ligera conicidad y de ahí en adelante la conicidad aumenta (c) se utiliza para materiales muy duros, con contornos poco precisos, para la forma requerida y usando acero A36 se toma la segunda opción, con un ángulo de 1 a 2° como se indica en la Figura No. 4.33(b).

*Fuerza.*- Para determinar la fuerza que se debe imponer en el punzón se hace uso de la expresión 4.1.

$$Q = p \times s \times \sigma_T \quad (4.1)$$

Donde

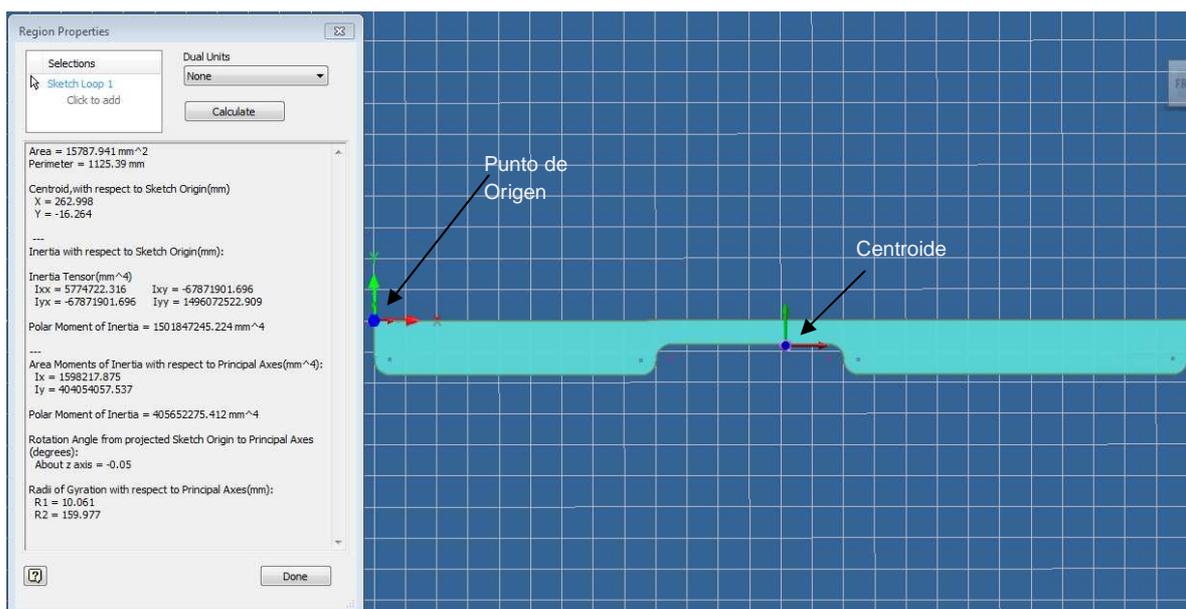
Q = Fuerza de corte [N]

p = Perímetro de la figura [mm] = 1126s = Espesor de la lámina [mm] = 1,5mm

$$\sigma_T = \text{Esfuerzo de rotura del material por corte [N/mm}^2] = 550\text{N/mm}^2$$

Considerando el rozamiento:

Una vez obtenida la fuerza necesaria para el corte del material se especifica su punto de aplicación, para esto se determina el centroide de la geometría requerida, su determinación se hace a través de un software de diseño en tres dimensiones, el resultado se muestra en la Figura No. 4. 34.



**Figura No. 4. 34** Coordenadas del centroide de la base de la carcasa II

Las coordenadas del centroide con respecto al punto de origen son: X= 263 mm y Y=-16mm. En esta posición se debe aplicar la fuerza para conseguir una apropiada distribución.

*Porcentaje de Desperdicio.*- Las láminas estándar se encuentran en el mercado con las siguientes dimensiones: 1220 x 2440mm, el sobreespesor mínimo se determinó en 1,8mm, por fines prácticos se dejó en 2,5mm.

El área final de una pieza de la carcasa troquelada es de 15787.94 mm<sup>2</sup>, de una plancha estándar se pueden obtener 150 piezas, por lo que el área total utilizada es de:

$$150 \times 15787.94 = 2368191 \text{ mm}^2$$

El desperdicio de material sería de:

$$\text{Área de la plancha} = 1220 \times 2440 = 2976800 \text{ mm}^2$$

$$\text{desperdicio} = 2976800 - 2368191 = 608609 \text{ mm}^2 = 0,61 \text{ m}^2$$

Para el proceso de producción en serie se hace uso de un troquel con las especificaciones indicadas en esta sección.

#### **4.3.1.3 Soldadura de la base**

Se requiere unir las partes de la base, para esto se procede a soldarlas, se podría juntar una placa en forma de ángulo y remacharla pero se requiere hermeticidad en la base para evitar la salida del agua que se acumula por la condensación que se presenta en el evaporador.

Considerando el espesor de la placa (1,5 mm) se procede a soldar mediante el sistema MIG, este facilita la producción en serie debido a sus cualidades, entre estas su arco es siempre visible, la pistola y los cables son ligeros, su rapidez de deposición, su alto rendimiento y sobre todo su posibilidad de automatización.

Se debe mantener una distancia entre la pistola y la paca de alrededor de 10mm, existen tres tipos de transferencia metálica, spray, globular y corto circuito, para el presente caso se puede aplicar ya sea una transferencia en spray o por corto circuito, la transferencia globular es especialmente empleada para grandes espesores. El proceso de transferencia que más se ajusta es el de corto circuito, indicado en la Figura No. 4. 35, debido a que este aporta la menor cantidad de calor, ideal para evitar la distorsión y perforación de las placas debido a su bajo espesor.

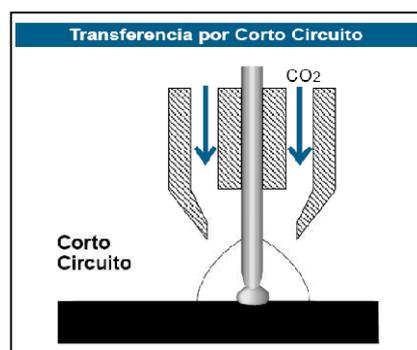


Figura No. 4. 35 Transferencia por corto circuito

Para lograr este tipo de transferencia se debe utilizar CO<sub>2</sub> como gas protector, la elección se hace de acuerdo a la tabla en el anexo 4.

Se utilizará un electrodo de 0,9 mm de diámetro con 90 amperios y 18 voltios en corriente continua, una velocidad de avance de 0,7 m/min y un flujo de CO<sub>2</sub> de 9 *litros/min* los rangos no tienen que ser exactos, y son tomados de acuerdo a las recomendaciones del anexo 5.

Se debe utilizar un electrodo ER-70S-6, de acero al carbono que también contiene elementos desoxidantes, se usa principalmente con CO<sub>2</sub>, ofrece un depósito prácticamente sin escoria, las propiedades del electrodo se indican en el anexo 6.

## 4.3.2 CUBIERTA

La elaboración de la cubierta de la carcasa requiere tres procesos tecnológicos, cizallado, troquelado y doblado en un ángulo de 90°, los detalles y características dimensionales se especifican en el plano 2646.107, un esquema de la cubierta se muestra en la Figura No. 4. 36.

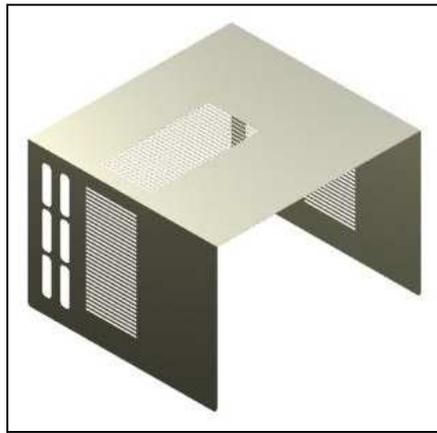


Figura No. 4. 36 Esquema de la cubierta<sup>1</sup>

### 4.3.2.1 Troquelado de la Cubierta

La cubierta debe tener hendijas por las cuales ingresa el aire del medio ambiente al condensador, para la elaboración de este detalle se hace uso de una misma troqueladora, ya que las hendijas vienen en grupos que tienen las mismas características dimensionales, no se requiere exactitud ni una herramienta especializada ya que su funcionalidad es permitir el flujo de aire.

### 4.3.2.2 Doblado de la Cubierta

Se debe tener en cuenta que debe existir un radio mínimo de doblez, este evita la aparición de grietas en la placa, depende del material a doblarse, en el presente caso se recomienda un radio de doblez de 0,25mm (0,5T) según la Tabla No. 4. 7.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

Tabla No. 4. 7 Radio mínimo de doblado a temperatura ambiente<sup>1</sup>

Material	Estado	
	Suave	Duro
Aleaciones de aluminio	0	6T
Cobre al berilio	0	4T
Latón, bajo plomo	0	2T
Magnesio	5T	13T
Aceros		
Inoxidable austenítico	0.5T	6T
Bajo carbono, baja aleación y alta resistencia-baja aleación (HSLA)	0.5T	4T
Titanio	0.7T	3T
Aleaciones de titanio	2.6T	4T

Este proceso se lleva a cabo con dobladoras como la que se indica en la Figura No. 4. 37.



Figura No. 4. 37 Dobladora de láminas

No se requiere el diseño de la herramienta ya que se la puede adquirir comercialmente.

<sup>1</sup> Schmid Steven, Sánchez Gabriel ; Manufactura, Ingeniería Y Tecnología; PrenticeHall; México, <sup>2002</sup>; pag 408-409

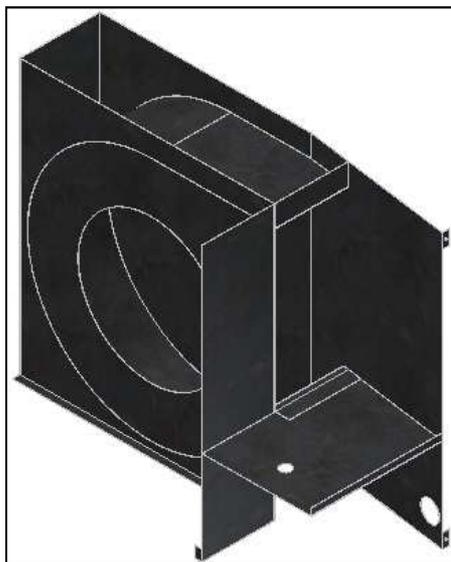
### **4.3.3 SEPARADORES DE AMBIENTE**

Para la fabricación de los separadores de ambiente se utilizara una lámina de acero A36 de 0,5mm de espesor, ya que la funcionalidad de estos es direccionar el flujo de aire y maximizar la eficiencia del equipo al forzar el aire a través de los intercambiadores de calor.

#### **4.3.3.1 Separador de ambiente para el evaporador**

El separador de ambiente ubicado tras el evaporador cumple tres funciones, evita el paso del aire acondicionado hacia el condensador, lo direcciona hacia al recinto a acondicionar distribuyéndolo uniformemente mediante una persiana operada por un motor eléctrico ubicada en la salida y cubre el control electrónico para separarlo del flujo de aire.

El separador de ambiente para el evaporador está constituido por cuatro piezas metálicas unidas con puntos de suelda, la soldadura es la misma utilizada para la unión de las partes de la base, el separador de ambiente totalmente armado se muestra en la Figura No. 4. 38, las dimensiones y especificaciones se muestran en el plano 2646.104.



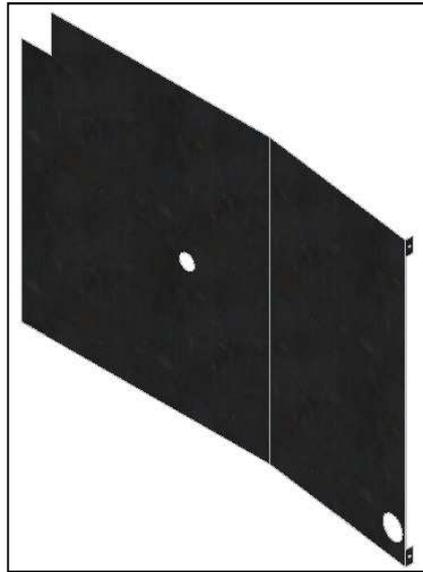
**Figura No. 4. 38 Separador de ambiente del evaporador totalmente armado<sup>1</sup>**

*Placa No. 1*

La placa No. 1 se indica en la Figura No. 4. 39, cumple la función de evitar que el aire extraído del recinto acondicionado que pasa a través del evaporador sea llevado por el ventilador, a esto se debe su forma plana con dos perforaciones una para permitir el paso del eje del motor eléctrico para que se pueda conectar con el soplador y otra para que atraviesen los conectores del control hacia el compresor y el motor eléctrico.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño



**Figura No. 4. 39 Placa No. 1<sup>1</sup>**

Presenta un pequeño dobléz, su funcionalidad es acoplarse al espaciamiento interno, ya que detrás de este se ubica el compresor.

Para la fabricación de la placa No. 1 se deben llevar a cabo tres procesos, cizallado, perforado y doblado, las dimensiones y especificaciones se muestran en el plano 2646.104.001, no se requiere el uso de maquinaria especial ni de alta precisión, se debe contar con un taladro manual, una cizalla y una dobladora.

#### *Placa No. 2*

La placa No. 2 se indica en la Figura No. 4. 40, la funcionalidad de esta es direccionar el aire que viene del evaporador hacia el ducto de salida ya que aquí es donde se distribuye el aire uniformemente hacia el recinto acondicionado, debe rodear al soplador guardando la distancia suficiente para evitar interferir con su movimiento.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño



**Figura No. 4. 40 Placa No. 2<sup>1</sup>**

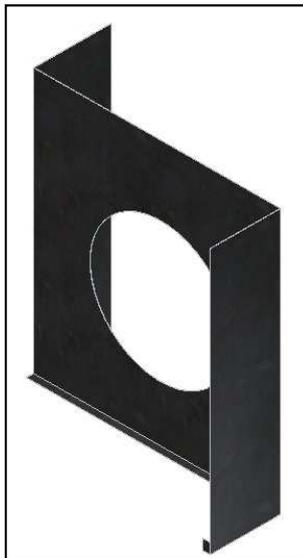
El procedimiento para la elaboración de la placa No. 2 empieza cizallando la lámina de acero a las dimensiones requeridas, después se rola y se doblan los dos extremos con el fin de facilitar el ensamble y de direccionar el aire evitando que este escape, las dimensiones y especificaciones se muestran en el plano 2646.104.002, para el proceso de fabricación en serie se requiere el uso de una cizalla, una roladora manual y una dobladora.

#### *Placa No. 3*

La placa No. 3 se indica en la Figura No. 4. 41, su función es servir como soporte estructural sosteniendo las placas No. 2 y 4 rigidizando el sistema, y posee la abertura para la entrada del aire durante la succión del soplador evitando su regreso hacia el evaporador

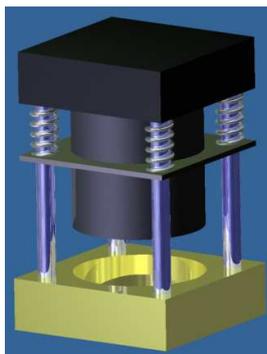
---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño



**Figura No. 4. 41 Placa No. 3<sup>1</sup>**

Para su fabricación se debe cizallar la lámina en la dimensión correspondiente, después se debe troquelar la circunferencia central, para esto se debe usar una troqueladora común, generalmente para estas dimensiones el punzón es hueco, un tipo general de troquel se muestra en la Figura No. 4. 42. Finalmente se doblan los extremos en un ángulo de 90°, las dimensiones y especificaciones se muestran en el plano 2646.104.003



**Figura No. 4. 42 Troqueladora de los separadores de ambientes<sup>1</sup>**

El proceso de troquelado requiere que se determine el la holgura entre el punzón y la matriz, tomando el criterio utilizado en la Tabla No. 4. 6 se tiene:

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

$$0,05 \times 0,5mm = 0,025mm$$

La pequeña holgura entre el punzón y la matriz obliga exactitud en la elaboración de la troqueladora y especial atención a que los elementos estén correctamente centrados.

Una vez determinada la holgura se debe determinar el ángulo de salida de la matriz, para esto se recurre a la Figura No. 4. 33 ya que el espesor de la lámina es de 0,5 mm y por ser un material blando se utiliza un ángulo de salida de 1 a 2° que empieza en la arista de corte.

La fuerza del punzón se determina con la expresión 4.1:

$$Q = p \times s \times \sigma_T$$

$$Q = 0.62831m \times 0,0005m \times 550 \times 10^6$$

$$Q = 172.79KN$$

Considerando el rozamiento:

$$Q = 1,2 \times 172.79 = 207.34N \approx 21 Ton$$

Para la producción en serie se debe construir una troqueladora con las especificaciones indicadas en esta sección.

#### *Placa No. 4*

La placa No. 4 se muestra en la Figura No. 4. 43, sirve como punto de unión entre las otras tres placas, protege al control electrónico para que no tenga contacto con el flujo de aire y lo posiciona en la parte frontal del equipo para el acceso del usuario, además posee una perforación que permite el paso del eje del motor eléctrico contenido en el control que acciona la persiana que distribuye el aire.



**Figura No. 4. 43 Placa No. 4<sup>1</sup>**

Para su fabricación se requiere únicamente de cizallar la lámina en las dimensiones requeridas, realizar un doblado en uno de sus extremos con el fin de sostenerlo a la carcasa y realizar una perforación para el paso del eje del motor. Las dimensiones y especificaciones se muestran en el plano 2646.104.004

Una vez armado el separador de ambiente está listo para ser ensamblado a la carcasa con tornillos.

#### **4.3.3.2 SEPARADOR DE AMBIENTE PARA EL CONDENSADOR**

El separador de ambiente ubicado tras el condensador cumple con la función de separa el sector de succión y el de descarga del ventilador con el fin de que el aire impulsado se dirija netamente hacia el condensador y se descargue al medio ambiente. Este elemento se muestra en la Figura No. 4. 44.

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño



**Figura No. 4. 44 Separador de ambiente del condensador<sup>1</sup>**

Para su fabricación se debe cizallar la lámina en la dimensión correspondiente, y troquelar la circunferencia, se puede utilizar una troqueladora con las mismas características que la indicada para la placa No. 3 del separador de ambiente del evaporador cambiando el diámetro del punzón y la fuerza aplicada, para su cálculo se utiliza la ecuación 4.1 y se tiene:

$$Q = p \times s \times \sigma_T$$

$$Q = 1099.56mm \times 0,5mm \times 550$$

$$Q = 302.38KN$$

Considerando el rozamiento:

$$Q = 1,2 \times 302. = 302.38N \approx 37 Ton$$

Por último se debe doblar la placa con el fin de que facilite la ubicación de los componentes internos del equipo, las dimensiones y especificaciones para su construcción se muestran en el plano 2646.105

---

<sup>1</sup> Figura esquemática realizada mediante software computacional de diseño

#### **4.3.4 TUBO CAPILAR**

Debido al diámetro del tubo capilar se debe tener precaución en su manipulación al cortarlo y soldarlo, para el corte existen herramientas comerciales como la indicada en la Figura No. 4. 45 aplicables a todos los tamaños de capilar que no lo marcan ni lo rayan.



**Figura No. 4. 45 Cortador de capilar**

Para la soldadura se procede de la misma manera que para el demás de la tubería. La longitud de capilar requerida es la especificada en el capítulo 3, si esta sobrepasa la limitación física del equipo es costumbre enrollarla. Los detalles y especificaciones se encuentran en el plano 2646.100.

#### **4.4 DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ENSAMBLE**

El diagrama de Flujo para el ensamble en la fabricación en serie de equipos de aire acondicionado tipo ventana se detalla en el Anexo 7, basado en los procesos desarrollados en el presente capítulo.

#### **4.5 TIEMPOS DE PRODUCCIÓN**

Los tiempos estimados de producción se encuentran especificados en el diagrama de Gantt del Anexo 8.

El anexo 9 presenta el diagrama de red para el proceso, en este se puede observar la ruta crítica de la producción, el proceso al cual se debe prestar especial atención es el de la fabricación de los intercambiadores de calor, una demora en esta etapa produce demoras en todos los demás procesos.

#### **4.6 ESQUEMA DE PLANTA**

Con el fin de optimizar el espacio y facilitar la línea de producción se debe procurar la distribución esquemática de planta indicada en el Anexo 10, en este se busca acercar todos los procesos relacionados para facilitar la producción continua.

#### **4.7 PROTOCOLO DE PRUEBAS**

Con la finalidad de verificar el correcto funcionamiento del equipo de aire acondicionado tipo ventana se plantean algunas pruebas a las que se debe someter luego de terminada su construcción y montaje.

En el protocolo de pruebas se verifican los siguientes aspectos fundamentales:

- Control de dimensiones
- Control de fugas
- Pruebas a mínima potencia
- Pruebas a máxima potencia

#### **4.7.1 CONTROL DE DIMENSIONES**

Para el control de las dimensiones del equipo de aire acondicionado tipo ventana se deben comprobar los siguientes valores una vez terminada la construcción:

Altura: 400mm

Longitud de la cara frontal: 560mm

Longitud de la cara lateral: 520mm

Esta prueba se realiza con la ayuda de un flexómetro, se acepta una desviación de las longitudes indicadas de  $\pm 3$ mm.

#### **4.7.2 CONTROL DE FUGAS**

Se debe poner especial atención a las posibles fugas de refrigerante a través de las tuberías y conexiones, especialmente en esta últimas, para esto se debe esparcir agua jabonosa utilizando un atomizador sobre la superficie de los tubos y verificar la formación de burbujas, además se debe prestar atención al ruido que produce el escape del refrigerante debido a su presión.

Para esta prueba se requiere un atomizador de agua y la percepción visual y auditiva del inspector encargado.

#### **4.7.3 PRUEBAS A MÍNIMA POTENCIA**

Una vez construido el equipo de aire acondicionado tipo ventana se pone en funcionamiento configurando en el control la máxima temperatura (28°C) y la mínima velocidad del ventilador, le somete a las siguientes pruebas:

- *Vibración:* Se debe verificar que la vibración del equipo cuando el ventilador esta en movimiento sea mínima. Para esto basta con percibir la vibración del equipo con las manos.
- *Alineamiento:* Se debe verificar que el movimiento del ventilador y del soplador no se vea obstruido por la carcasa o por el separador de ambiente, para esto se debe prestar atención al sonido del equipo al funcionar, y verificar el flujo de aire de entrada hacia el evaporador y de salida del condensador
- *Funcionamiento del compresor:* En condiciones climáticas máximas en la región Costa, con un valor promedio de temperatura de 33,8°C, se debe verificar el encendido del compresor y la disminución de la temperatura del aire, mientras el compresor está apagado se mantiene en funcionamiento el ventilador y soplador.

#### 4.7.4 PRUEBAS A MÁXIMA POTENCIA

Una vez construido el equipo de aire acondicionado tipo ventana se pone en funcionamiento configurando en el control la mínima temperatura (18°C) y la máxima velocidad del ventilador, se lo somete a las siguientes pruebas:

- *Vibración:* Se repite el procedimiento utilizado para la prueba de mínima potencia.
- *Alineamiento:* Se repite el procedimiento utilizado para la prueba de mínima potencia.

*Funcionamiento del compresor:* Se repite el procedimiento utilizado para la prueba de mínima potencia.

- *Temperatura:* Se debe medir la temperatura de salida del aire a través del evaporador y del condensador, en el lado del evaporador este debe ser  $\pm 3^{\circ}\text{C}$  la indicada en la pantalla del dispositivo de control, y a la salida del condensador debe ser de máximo 45°C.

- *Ruido*: El equipo está diseñado para funcionamiento en espacios domésticos cerrados, debe presentar un ruido ligeramente perceptible trabajando a máxima capacidad, entre 35 y 45 dB, se debe realizar la medición con un sonómetro.

#### **4.8 ANÁLISIS DE RESULTADOS**

Para la construcción de equipos de Aire Acondicionado tipo ventana se presentan dificultades en los procesos, entre las más significativas están el doblado de tubos con diámetros mayores a 1/4" y el ensamble de las aletas en los tubos para la formación de los intercambiadores compactos.

Los componentes principales de un aire acondicionado y de los cuales depende el funcionamiento óptimo del equipo son el compresor, el evaporador, el condensador, y el capilar. El correcto dimensionamiento de estos elementos asegurará el cumplimiento del ciclo termodinámico del refrigerante y el adecuado funcionamiento del equipo.

Se hace una comparación del funcionamiento de un equipo de aire acondicionado comercial con el prototipo construido, presentando los resultados indicados en la Tabla No. 4. 8.

**Tabla No. 4. 8 Temperatura del condensador en condiciones máximas de operación del equipo de aire acondicionado tipo ventana de 12000 btu**

Punto	T comercial (°C)	T prototipo (°C)	Punto	T comercial (°C)	T prototipo (°C)
1	62	60	32	41	39
2	60	63	33	36	36
3	50	40	34	37	35
4	44	37	35	30	35
5	43	39	36	31	31
6	41	37	37	37	38
7	45	53	38	37	38
8	44	52	39	38	38
9	45	49	40	38	38
10	44	45	41	38	38
11	41	47	42	38	39
12	43	47	43	38	39
13	31	33	44	38	40
14	45	45	45	36	39
15	42	50	46	36	39
16	41	40	47	35	38
17	40	40	48	37	38
18	43	40	49	32	36
19	39	40	50	31	35
20	40	40	51	32	35
21	39	39	52	33	36
22	43	39	53	31	33
23	39	40	54	33	35
24	40	39	55	29	32
25	40	39	56	8	7
26	39	39	57	6	0
27	43	39	58	4	4
28	38	40	59	-3	-3
29	38	39	60	65	64
30	40	39	61	31	31
31	37	38	62	1	1

La ubicación de cada punto en el condensador se encuentra en el plano 2646.100.001. Comparando las temperaturas se puede notar que con el ingreso del nuevo panel aleteado en el punto 2 se eleva la temperatura, esto se debe al cambio en el tipo de soldadura, presenta mayor transferencia de calor, en los puntos del 3 al

6 que se encuentran en la parte superior del panel aleteado prototipo las temperaturas disminuyen, esto se presenta debido a varias causas, la falta de contacto entre las aletas y los tubos, el espesor de las aletas que no es exactamente el utilizado en el equipo comercial y la falta de exactitud en la separación entre aletas, esto ocasiona que se reduzca la eficiencia del panel aleteado con su consiguiente disminución en la cantidad de calor disipada.

Los puntos ubicados en el panel externo del condensador presentan una elevación en su temperatura, esto se debe a que por la disminución en la transferencia de calor en el panel interno (panel prototipo) hace que el refrigerante llegue a este panel con mayor temperatura, haciendo que aumente la transferencia de calor, este panel es el que recibe el refrigerante que sale del panel interior, para luego llevarlo al panel intermedio, la variación de temperatura es mínima, lo que indica la eficacia del panel prototipo a pesar de las imperfecciones constructivas que presenta por su fabricación artesanal.

Las temperaturas ambientales y de salida del aire del condensador en el momento de las pruebas, se presentan en la **Tabla No. 4.9**.

**Tabla No. 4.9 Temperaturas ambientales y de salida del aire en el condensador**

	Equipo comercial				Prototipo			
	T ambiente (°C)		T salida aire (°C)		T ambiente (°C)		T salida aire (°C)	
	Tbs	Tbh	Tbs	Tbh	Tbs	Tbh	Tbs	Tbh
	18,5	14,5	36,5	22,5	21,5	15,5	32,5	21
h (kJ/kg)	14,13		21,2		22,14		19,78	
$\Delta h$ (kJ/kg)	7,067				4,71			

La variación total de entalpía en el aire demuestra la incidencia del cambio del panel aleteado, pero la reducción de energía disipada es mínima considerando las fallas constructivas del panel prototipo, esto confirma la factibilidad de la fabricación local en serie.

## **CAPITULO 5**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **5.1 CONCLUSIONES**

- Se alcanza la consecución de los objetivos planteados, logrando construir la parte fundamental del equipo de Aire Acondicionado tipo ventana de forma local, y definiendo los parámetros fundamentales de funcionamiento y diseño.
- Se desarrolla un procedimiento adecuado para la caracterización física y termodinámica de equipos de aire acondicionado.
- Se desarrolla el proceso de fabricación demostrando que es factible la construcción local de equipos de aire acondicionado tipo ventana.
- Las pruebas realizadas demuestran que el equipo construido localmente emula los estándares de funcionamiento de un equipo importado de una marca reconocida a nivel mundial, y además por tratarse de un proceso de producción local permite la mejora continua.
- Una vez desarrollada la tecnología de fabricación se demuestra la plena factibilidad de elaborar localmente intercambiadores de calor compactos y se comprueba a través del proyecto de titulación que existe el conocimiento y recursos para este fin.
- El mercado ecuatoriano presenta plena disponibilidad de la materia prima requerida para la construcción de equipos de aire acondicionado tipo ventana.

## 5.2 RECOMENDACIONES

- Incentivar la realización de este tipo de proyectos de titulación ya que permiten a los nuevos ingenieros desarrollar y familiarizarse con procesos de producción específicos e incentivan la creación de industrias
- Continuar con el desarrollo de proyectos que lleven al diseño y construcción de equipos especializados para la fabricación y montaje en serie de cada uno de los elementos que componen los equipos de aire acondicionado tipo ventana.
- Se recomienda la instalación local de una planta de producción en serie de equipos de aire acondicionado.
- Se estudie a profundidad los materiales utilizados normalmente en la construcción de equipos de aire acondicionado para hacerlo aun más competitivo.
- Realizar un estudio técnico económico para la implementación de la planta de producción en serie.
- Mantenerse actualizado respecto a las normativas vigentes relacionadas con el uso de refrigerantes, estándares de funcionamiento y materiales permitidos para la construcción de equipos de aire acondicionado.
- Prever un método para la eliminación o reciclaje de bajo impacto ambiental para equipos de aire acondicionado que hayan cumplido su vida útil.

## BIBLIOGRAFÍA

PYSMENYY Y., POLUPAN G., CARVAJAL I., SANCHEZ F.; Manual para el Cálculo de Intercambiadores de Calor y Bancos de Tubos Aleteados; Editorial Reverté; Barcelona; 2007.

INCROPERA F., DeWITT D.; Fundamentos de Transferencia de Calor; Cuarta edición; Pearson Educación; México; 1999.

CENGEL YUNUS A.; Transferencia de Calor y Masa; Tercera edición; McGrawHill; México; 2007

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY; Manual de Aire Acondicionado; Quinta edición; Marcombo; Barcelona; 1980

<http://refrigeracion.mforos.com/102485/6292810-la-soldadura-del-tubo-de-cobre>

FALK, GOCKEL, LERNET, SCHLOSSORSCH; Metalotecnia Fundamental, Editorial Reverte, España; 1986.

LEVENLSPIEL O.; Flujo de Fluidos e Intercambio de Calor; Editorial Reverte; Barcelona; 1993

CABEZAS D., RODRÍGUEZ N., Diseño de un Sistema de Refrigeración en Cascada Usando Ciclos de Refrigeración por Compresión de Vapor; EPN; Quito; 1998.

<http://materias.fcyt.umss.edu.bo/tecno-II/PDF/cap-332.pdf>

ING. ADRIÁN PEÑA, ING MIGUEL ORTEGA; Cartas Psicrométricas; Quito.

ASHRAE; ASHRAE FUNDAMENTALS (SI edition); 2005

ASHRAES; HVAC Systems and equipment (SI edition); 2008

REX MILLER, MARK MILLER; Air Conditioning and Refrigeration; Mc Graw Hill; Estados Unidos; 2006.

J.E. HESSELGREAVES; Compact Heat Exchangers; Elsevier Science & Technology Books; 2001.

[www.repsol.com/es\\_es/productos\\_y\\_servicios/productos/glp\\_butano\\_y\\_propano/paises/espana/gas\\_propano\\_canalizado/informacion\\_comercial/como\\_ser\\_cliente/precios](http://www.repsol.com/es_es/productos_y_servicios/productos/glp_butano_y_propano/paises/espana/gas_propano_canalizado/informacion_comercial/como_ser_cliente/precios)

SCHMID STEVEN, SÁNCHEZ GABRIEL ; Manufactura, Ingeniería Y Tecnología; PrenticeHall; México; 2002.

DOSSAT Roy; Principios de Refrigeración, Continental S.A.; México

# **ANEXOS**

**ANEXO 1**

**Thermodynamic Properties of DuPont™ Freon® 22  
(R-22) Refrigerant**

## **ANEXO 2**

### **Historia Climatológica para Guayaquil, Ecuador**

## **Anexo 3**

### **Sistema eléctrico del equipo de Aire acondicionado**

## ANEXO 4

### GAS UTILIZADO PARA LOS DIFERENTES TIPOS DE TRANSFERENCIA

<b>Metal Base</b>	<b>Transferencia Spray</b>	<b>Transferencia Corto-Circuito</b>
Acero Inoxidable	Argón + 2% CO <sub>2</sub> Argón + 1% O <sub>2</sub> Argón + 2% O <sub>2</sub>	90% Helio + 7,5% Argón + 2,5% CO <sub>2</sub>
Aceros al Carbono y Baja Aleación	Argón + 2% O <sub>2</sub> Argón + 20% CO <sub>2</sub> Argón + 5% CO <sub>2</sub> Argón + 8% CO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub> Argón + 20% CO <sub>2</sub> Argón + 8% CO <sub>2</sub> Argón + 5% CO <sub>2</sub>
Aluminio y Magnesio	Argón Helio Argón + 25% He Argón + 75% He	
Cobre	Helio Argón + 25% He Argón + 50% He Argón + 75% He	

## ANEXO 5

### PARÁMETROS DE USO PARA DIFERENTES DIÁMETROS DE ELECTRODO

Espesor en Gauge	Espesor en pulg.	Espesor en mm.	Ø Electrodo en mm.	Amperajes en C.C.	Voltaje en C.C.	Velocidad avance m/min.	Gas en PCH.	Litros por min.
22		0,77	0,8	35 - 60	16 - 17,5	0,50	15 - 20	7 - 9
20		0,92	0,8	40 - 70	17 - 18	0,70	15 - 20	8 - 9
8		1,25	0,9	70 - 90	18 - 19	0,50 - 0,70	15 - 20	8 - 9
14	5/64	2,1	0,9	120 - 130	20 - 21	40 - 0,50	20 - 25	9 - 12
11	1/8	3,17	1,2	120 - 180	20 - 23	0,37 - 0,50	20 - 25	9 - 13
7	3/16	4,76	1,2	190 - 200	21 - 22	0,60 - 0,70	25 - 30	12 - 14
	1/4	6,25	1,2	160 - 180	22,5 - 23	0,35 - 0,45	25 - 30	12 - 14
	5/16	7,93	1,2	200 - 210	23 - 23,5	0,30 - 0,50	25 - 30	12 - 14
	3/8	9,5	1,2	220 - 250	24 - 25	0,30 - 0,40	25 - 30	12 - 14
	1/2	12,5	1,2	280	28 - 29	0,35	25 - 30	12 - 14
	3/4	19	1,6	300	32	0,25	30 - 35	14 - 16

## ANEXO 6

## CARACTERÍSTICAS DEL ELECTRODO ER-70S-6

- Recuperación de ejes

<b>Composición química (típica) del alambre-electrodo:</b>			
C 0,10%; Mn 1,55%; P 0,02%; S 0,02%; Si 0,95%			
<b>Características típicas del metal depositado:</b>			
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte (según norma AWS: A5.18-93):		Requerimientos según norma AWS: A5.18-93:	
Resistencia a la tracción : 76.800 lb/pulg <sup>2</sup> (529 MPa)		70.000 lb/pulg <sup>2</sup> (480 MPa)	
Límite de fluencia : 62.100 lb/pulg <sup>2</sup> (429 MPa)		58.000 lb/pulg <sup>2</sup> (413 MPa)	
Alargamiento en 50 mm. : 26%		22%	
<b>Amperajes recomendados:</b>			
Díámetro (mm)	Amperes	Volts.	Flujo CO <sub>2</sub> (lt/min)
0,8	50 - 110	15 - 21	7 - 12
0,9	60 - 120	16 - 22	8 - 12
1,2	120 - 250	22 - 28	12 - 14
1,6	200 - 300	25 - 32	14 - 16



## **ANEXO 7**

### **DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE ENSAMBLE DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA**

## **ANEXO 8**

**DIAGRAMA DE GANT DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DE  
EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA**

## **ANEXO 9**

### **DIAGRAMA DE RED DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA**

**ANEXO 10**

**DIAGRAMA DE PLANTA PARA LA FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DE  
EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA**

## **ANEXO 11**

### **PLANOS**