



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN SISTEMA PARA LOGRAR EL  
SUBENFRIAMIENTO EN CIRCUITOS DE REFRIGERACIÓN DE MEDIANA  
Y BAJA CAPACIDAD**

Cañizales, Mercedes

Ruiz, María de los Angeles

Bárbula, Febrero de 2015



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN SISTEMA PARA LOGRAR EL  
SUBENFRIAMIENTO EN CIRCUITOS DE REFRIGERACIÓN DE MEDIANA  
Y BAJA CAPACIDAD**

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de Carabobo para  
optar al título de Ingeniero Mecánico*

**Tutor académico:**

Ing. Aquiles Vera

Cañizales, Mercedes

Ruiz, María de los Angeles

Bárbula, Febrero de 2015

# AGRADECIMIENTOS

---

A Dios en primer lugar por darnos salud, cuidarnos y ayudarnos en los momentos difíciles.

A nuestros padres por ser nuestros guías en todo momento.

A la Universidad de Carabobo por ser la prestigiosa casa de estudio en la que nos hemos formado.

A nuestro tutor académico, Aquiles Vera por la paciencia durante el desarrollo del trabajo de grado, por su ayuda y por exigir cada vez mas de nosotras.

A todas las personas que en algún momento contribuyeron directa o indirectamente, académicamente o no, pero que sin su ayuda no habría llegado este momento.

A todos por su apoyo, muchas gracias.

# DEDICATORIA

---

Quiero dedicar este logro a las personas que de alguna manera influyeron durante mi camino a alcanzarlo.

A mi familia, por su incondicional apoyo en cualquier meta que me he planteado, por siempre estar presente, y por su amor. No somos la familia perfecta, y hemos tenido nuestros altos y bajos; pero eso no significa que les quiera menos. Gracias mamá, por escucharme y darme los consejos que me ayudaron a ser la persona que soy; a ti papá, por enseñarme a ser constante y una persona “integral”; a ti hermana, por no dudar en ayudarme en todas esas ocasiones que me salí un poco de control, por esas conversaciones interminables que me encantan. Los amo.

A mi prima favorita, por ser mi compinche en todo momento, y ser como mi segunda hermana, mi morochita.

A mi gran amiga y compañera de tesis, ya que fuiste tú quien compartió conmigo los momentos de estrés más fuertes, y los más divertidos también. ¡Te deseo mucho éxito!

A mi mejor amiga, por mantenerte presente; y aunque desde el colegio ya habíamos decidido tomar caminos separados como profesionales, nuestra amistad no quiso tomar esa decisión.

A mi novio, por ser primero que nada mi amigo, y por darme esos buenos consejos que me han ayudado a madurar más como persona. Te deseo el mejor de los éxitos futuro colega. Te amo.

**María de los Angeles Ruiz**

Son muchas las personas especiales a las que me gustaría agradecer su amistad, apoyo, ánimo y compañía en las diferentes etapas de mi vida. Algunas están aquí, otras en mis recuerdos y en el corazón. Sin importar en donde estén o si alguna vez llegan a leer estas palabras quiero darles las gracias por formar parte de mí, por todo lo que me han brindado y por todas sus bendiciones.

A la más especial de todas, a ti abuelita que estás ahora como un angelito al lado de mi Dios porque me ayudaste a hacer realidad este sueño y por todo el amor con el que me rodeas, este es nuestro éxito. Te amo abuela.

**Mercedes Cañizales**

# ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1 .....	5
El problema .....	5
1.1 Planteamiento Del Problema.....	5
1.2 Objetivos De La Investigación.....	7
1.2.1 Objetivo General.....	7
1.2.2 Objetivos Específicos .....	7
1.3 Justificación De La Investigación.....	8
1.4 Delimitaciones De La Investigación.....	9
CAPÍTULO 2 .....	11
Marco Teórico .....	11
2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	11
2.2 Fundamentos Teóricos .....	15
2.2.1 Métodos de refrigeración.....	15
2.2.2 Refrigerantes.....	26
2.2.3 Subenfriamiento en los sistemas de refrigeración .....	29
2.2.4 Sobrecalentamiento en los Sistemas de refrigeración .....	33
2.2.5 Coeficiente de efecto frigorífico.....	34
2.2.6 Intercambiador de calor .....	35
2.2.7 Aislamiento térmico .....	49
2.2.8 Efecto de la Disminución del Consumo de Energía .....	50
CAPÍTULO 3 .....	53
Marco Metodológico .....	53
3.1 NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.....	53
3.2 Diseño de la Investigación.....	53
3.2.1 Etapa No. 1 .....	54
3.2.2 Etapa No. 2 .....	54
3.2.3 Etapa No. 3 .....	54

3.2.4	Etapa No. 4 .....	55
3.2.5	Etapa No. 5 .....	59
CAPÍTULO 4 .....		61
Desarrollo de la Investigación .....		61
4.1	Selección de la mejor solución .....	61
4.1.1	Evaluación de las Posibles Soluciones .....	61
4.1.2	Lista de Restricciones .....	62
4.1.3	Lista de Criterios .....	63
4.1.4	Búsqueda de la Mejor Solución.....	63
4.2	Diseño del sistema seleccionado.....	67
4.2.1	Selección Del Refrigerante .....	67
4.2.2	Selección Del Tipo De Intercambiador .....	69
4.2.3	Selección Del Material Del Intercambiador .....	70
4.2.4	Cálculos para el diseño del intercambiador de calor .....	70
4.2.5	Cálculo del espesor de aislamiento.....	90
4.3	Estudio de Factibilidad Económica .....	93
CAPÍTULO 5 .....		101
Conclusiones y Recomendaciones .....		101
5.1	CONCLUSIONES .....	101
5.2	RECOMENDACIONES.....	102
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS .....		103
ANEXOS.....		105

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Procedimiento de producción de frío.....	16
Figura 2.2	Diagrama del Ciclo de Carnot en función de la Presión vs. Volumen.....	17
Figura 2.3	Diagrama del Ciclo de Carnot en función de la Temperatura vs. Entropía.....	17
Figura 2.4	Componentes básicos de la instalación frigorífica por compresión mecánica.....	17
Figura 2.5	Ciclo de refrigeración con intercambiador de calor auxiliar.....	19
Figura 2.6	Diagrama P vs. h de un sistema de refrigeración con intercambiador de calor auxiliar.....	21
Figura 2.7	Temperatura límite de subenfriamiento cuando se utiliza el agua de refrigeración del condensador.....	21
Figura 2.8	Ciclo de refrigeración con dos etapas de compresión con inyección de refrigerante líquido.....	22
Figura 2.9	Diagrama P vs. h con dos etapas de compresión con inyección total de refrigerante líquido.....	22
Figura 2.10	Diagrama P vs. h con dos etapas de compresión con inyección parcial de refrigerante líquido.....	23
Figura 2.11	Ciclo de inyección parcial, con enfriador intermedio tipo cerrado...	24
Figura 2.12	Ciclo de inyección total, con enfriador intermedio de tipo abierto.....	25
Figura 2.13	Prohibición del refrigerante R-22.....	27
Figura 2.14	Esquema de las dos configuraciones de intercambiador de doble tubo así como la evolución de la temperatura de los fluidos en cada una de	

ellas.....	37
Figura 2.15 Esquema de ambos tipos de flujo del intercambiador compacto..	38
Figura 2.16 Partes de un intercambiador de placas.....	39
Figura 2.17 Diámetros de la sección transversal de un intercambiador de calor de doble tubo.....	44
Figura 2.18 Red de resistencias térmicas asociada a la transferencia de calor en un Intercambiador de calor de doble tubo.....	46
Figura 4.1 Comportamiento del refrigerante R-22 comparado con sus sustitutos..	69
Figura 4.2 Área transversal de la zona interna.....	78
Figura 4.3 Área transversal de la zona anular.....	79
Figura 4.4 Conductividad térmica del Poliuretano vs. Temperatura.....	91
Figura 4.5 CAVEINEL. Consumo facturado año 2000.....	93
Figura 4.6 Consumo de energía por habitante KWH/año entre 1990-2009.....	93
Figura 4.7 Variación de la potencia consumida por el compresor según los grados de subenfriamiento.....	95
Figura 4.8 Porcentaje de aumento del COP.....	97



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1	Función y fenómeno que desarrolla cada componente de la refrigeración por compresión mecánica.....	18
Tabla 2.2	Exponentes $n$ para corrección de efectos viscosos en la sección.....	45
Tabla 2.3	Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento en el diseño de intercambiadores de calor.....	47
Tabla 4.1	Aplicación de restricciones a las posibles soluciones.....	64
Tabla 4.2	Demostración de la ponderación de criterios.....	64
Tabla 4.3	Demostración de la ponderación de soluciones respecto a criterio 1...	65
Tabla 4.4	Demostración de la ponderación de soluciones respecto a criterio 2...	66
Tabla 4.5	Demostración de la ponderación de soluciones respecto a criterio 3...	66
Tabla 4.6	Demostración de la ponderación de soluciones respecto a criterio 4...	66
Tabla 4.7	Demostración de la ponderación final.....	67
Tabla 4.8	Comparación del refrigerante R-22 con los refrigerantes sustitutos...	68
Tabla 4.9	Obtención de la temperatura de salida del fluido caliente.....	74
Tabla 4.10	Conexiones para intercambiadores de calor de doble tubo.....	77
Tabla 4.11	Especificaciones de tubería de cobre.....	78
Tabla 4.12	Propiedades termofísicas de los fluidos.....	80
Tabla 4.13	Comparación entre el valor estandarizado y el valor calculado del coeficiente global de transferencia de calor.....	86
Tabla 4.14	Espesor mínimo de tuberías y accesorios con fluido interior frío.....	92
Tabla 4.15	Cargo mensual dependiendo del consumo.....	95
Tabla 4.16	Precio en Bs.F de los elementos del sistema diseñado.....	98

## ÍNDICE DE ANEXOS

---

ANEXO A	
Tabla de las Propiedades Termofísicas del Refrigerante R-407C.....	107
ANEXO B	
Diagrama de Mollier del Refrigerante R-407C.....	111
ANEXO C	
Catálogo del Equipo de Aire Acondicionado Marca LG .....	115
ANEXO D	
Tabla de Dimensiones, Pesos, Tolerancias en Diámetros y Espesor de Pared para Diámetros Nominales de Tuberías de Cobre Tomada de la Norma ASTM B88.....	119
ANEXO E	
Tabla de las Propiedades los Metales Sólidos. <u>Transferencia de Calor y Masa. Yunus Cengel</u> .....	123
ANEXO F	
Dupont Refrigerantes. <u>Guía de Referencia para Bolsillo</u> .....	127
ANEXO G	
Presupuesto de Tuberías de Cobre. <u>Empresa: Solo Cobre C.A.</u> .....	131
ANEXO H	
Vistas del Sistema Diseñado .....	135

---

## NOMENCLATURA

---

Símbolos		Unidades
$A_e$	Área transversal externa	$m^2$
$A_i$	Área transversal interna	$m^2$
$A_t$ línea de succión	Área transversal de la línea de succión	$m^2$
$A_R$	Área requerida de transferencia de calor	$m^2$
COP	Coefficiente de efecto frigorífico	%
$COP_C$	Coefficiente de efecto frigorífico del ciclo de Carnot	%
$COP_R$	Coefficiente de efecto frigorífico real	%
$COP_T$	Coefficiente de efecto frigorífico teórico	%
$Cp_C$	Calor específico del fluido caliente	$kJ/kgK$
$Cp_F$	Calor específico del fluido frío	$kJ/kgK$
$D_i$	Diámetro interno del tubo externo	m
$d_i$	Diámetro interno del tubo interno	m
$D_e$	Diámetro externo del tubo externo	m
$d_e$	Diámetro externo del tubo interno	m
$D_h$	Diámetro hidráulico	m

---

$e$	Espesor	mm
$e_{ref}$	Espesor mínimo de aislamiento de referencia	mm
$f$	Factor de fricción de Fanning	Adimensional
$F_{ei}$	Factor de ensuciamiento interno	$m^2K/W$
$F_{ee}$	Factor de ensuciamiento externo	$m^2K/W$
$G$	Gravedad específica	$kg/m^2s$
$h_{total}$	Entalpía total	$W/m^2K$
$h_e$	Coefficiente convectivo externo de transferencia de calor	$W/m^2K$
$h_i$	Coefficiente convectivo interno de transferencia de calor	$W/m^2K$
$k$	Coefficiente de conductividad térmica del material	$W/mK$
$k_{TW}$	Coefficiente de conductividad a temperatura de película	$W/mK$
$L_{total}$	Longitud total del intercambiador	m
$L_{efec}$	Longitud efectiva del intercambiador	m
$\dot{m}_c$	Flujo másico del fluido caliente	$kg/s$
$\dot{m}_f$	Flujo másico del fluido frío	$kg/s$

$\dot{m}_{ref}$	Flujo másico del refrigerante	$kg/s$
$n$	Exponente para corrección del número de Nusselt	
$N_H$	Numero de horquillas	
$Nu$	Numero de Nusselt	Adimensional
$Nu_o$	Numero de Nusselt corregido	Adimensional
$Pr$	Numero de Prandtl	Adimensional
$\dot{Q}$	Flujo de calor	$W$
$P$	Presión estática	$MPa$
$R_e$	Resistencia térmica por convección en sección anular	$K/W$
$R_f$	Resistencia por incrustación	$K/W$
$R_i$	Resistencia térmica por convección en sección interna	
$R_k$	Resistencia térmica por conducción en pared de tubería interna	$K/W$
$R_T$	Resistencia térmica total	$K/W$
$Re$	Número de Reynolds	Adimensional
$Re_e$	Número de Reynolds externo	Adimensional
$Re_i$	Número de Reynolds interno	Adimensional

$s$	Entropía	$kJ/kgK$
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	$K$
$Tm_f$	Temperatura media del fluido	$K$
$Tc_1$	Temperatura de entrada del fluido caliente	$K$
$Tc_2$	Temperatura de salida del fluido caliente	$K$
$T_{f1}$	Temperatura de entrada del fluido frío	$K$
$T_{f2}$	Temperatura de salida del fluido frío	$K$
$T_W$	Temperatura de pared o de película	$K$
$Tm_c$	Temperatura promedio de bulbo del fluido caliente	$K$
$Tm_f$	Temperatura promedio de bulbo del fluido frío	$K$
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor	$[W/m^2K]^{-1}$
$u_s$	Velocidad media del flujo	$m/s$
$W$	Potencia consumida por el compresor	$kW$

Letras griegas		Unidades
$\Delta h_{compresor}$	Variación de entalpia del compresor	$kJ/kg$
$\Delta P_t$	Caída de presión por los tubos del intercambiador	$Pa$
$\Delta P_a$	Caída de presión por el anulo del intercambiador	$Pa$
$\Delta T$	Variación de temperatura	$K$
$\Delta T_f$	Diferencia de temperatura del fluido frio	$K$
$\Delta T_c$	Diferencia de temperatura del fluido caliente	$K$
$\Delta T_{ML}$	Promedio medio logarítmico de temperaturas	$K$
$\eta_c$	Eficiencia interna del compresor	%
$\lambda$	Conductividad térmica del material	$W/mK$
$\lambda_{ref}$	Conductividad térmica del material	$W/mK$
$\varepsilon$	Efectividad térmica del proceso	%
$\mu$	Viscosidad dinámica	$kg/ms$
$\mu_w$	Viscosidad dinámica corregida	$kg/ms$
$\mu_{sup}$	Viscosidad dinámica superficial	$kg/ms$
$\rho$	Densidad	$kg/m^3$



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



## EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN SISTEMA PARA LOGRAR EL SUBENFRIAMIENTO EN CIRCUITOS DE REFRIGERACIÓN DE MEDIANA Y BAJA CAPACIDAD

**Tutor académico:**

Ing. Aquiles Vera

**Autores:**

Cañizales, Mercedes

Ruiz, María de los Angeles

**Bárbula, Febrero 2015**

### RESUMEN

El presente trabajo especial de grado tiene como objetivo establecer una propuesta para obtener una mejora del efecto frigorífico en circuitos de mediana y baja capacidad, al modificar dicho sistema y obtener subenfriamiento en la línea de líquido. El sistema para realizar la modificación fue un intercambiador de calor de doble tubo debido a que proporciona superficies de transferencia de calor a bajo costo. Para su diseño se tomó en cuenta que el fluido frío solo podía sobrecalentarse hasta 3 grados centígrados, debido a que si se sobrecalienta más, el compresor tendría que trabajar más, y por lo tanto saldría más costoso. El fluido frío, que es el mismo refrigerante pero en estado gaseoso, se ubicó por la zona anular del intercambiador de calor, ya que es por esa zona donde hay menores caídas de presión. Debido a que en el país no se venden tuberías de cobre, el material seleccionado para el diseño, de los diámetros estandarizados para intercambiadores de calor de doble tubo, se seleccionaron los que si son comerciales, pero tomando en cuenta que el área de la zona anular debía ser mayor que el área por el que provenía el fluido frío, especificado en el catálogo del equipo seleccionado, para de esta manera prevenir nuevamente las caídas de presión. Para evitar intercambio térmico con el ambiente, se utilizó un aislante en la parte externa del intercambiador de calor, poliuretano expandible, que es muy recomendado por su estructura sólida, uniforme y resistente. Finalmente se realiza un estudio económico, basado en la disminución de energía consumida, expresada en porcentaje, mostrando una gráfica con su variación, respecto a los distintos grados de subenfriamiento.

**Palabras claves:** Circuitos de refrigeración, subenfriamiento, intercambiador de calor de doble tubo.



# INTRODUCCIÓN

---

La refrigeración es una técnica que se ha desarrollado con el transcurso del tiempo y el avance de la civilización; como resultado de las necesidades que la misma sociedad presenta a medida que avanza la tecnología y la invención en diferentes campos, contribuyendo a elevar el nivel de vida de las personas. La base sobre la que se fabrican nuevas sustancias y materiales la suministra la ciencia, siendo un tema muy interesante la selección de los circuitos de refrigeración, por dos razones principales: en primer lugar, los parámetros de operación que alcanza cada uno de ellos, esto es: presión y temperatura de evaporación y condensación y en segundo lugar la contribución a la destrucción de la capa de ozono logrando aumentar el calentamiento global.

La diversidad de equipos empleados para refrigeración y acondicionamiento de aire es muy grande, y su funcionamiento se ajusta, en términos generales, a ciertos procesos termodinámicos tales como: evaporación, compresión, condensación y expansión. Cada sistema tiene sus características particulares. Así pues, la selección de circuitos de refrigeración, dependen en gran medida de cuanta carga térmica se desea extraer, del tipo de instalación que se requiere y del costo tanto inicial como de mantenimiento.

El termino circuitos de refrigeración se aplica a los sistemas que eliminan el exceso de calor de cualquier medio a través de un intercambio térmico con agua o aire, a fin de reducir la temperatura de dicho medio a niveles próximos de ambiente. A pesar de ello, se considera que las mejoras técnicas disponibles para un determinado circuito de refrigeración es la que satisface las necesidades del proceso al que se aplica en este caso, baja y mediana capacidad. Se busca el equilibrio entre las necesidades del proceso, las

circunstancias locales concretas y los requisitos medioambientales, con el fin de que pueda aplicarse en condiciones de viabilidad técnica y económica.

El presente trabajo de grado se focaliza en la caracterización de diversos prototipos de circuitos de refrigeración de baja y mediana capacidad, así como el rediseño del circuito original, adaptándole un intercambiador de calor que permita mejorar la eficiencia del compresor y a su vez disminuir la energía del circuito, a fin de modelar su comportamiento ante las diversas condiciones de funcionamiento esperables.

En los momentos actuales con un aumento constante del precio de la energía, con problemas medioambientales (calentamiento global) causados por el efecto invernadero en el cual el CO<sub>2</sub> tiene una elevada responsabilidad, y con legislaciones cada vez más restrictivas en cuanto a utilización no correcta de un bien escaso como es la energía; el uso eficiente de esta es necesario. Todo esto provoca que cada día se dedique más esfuerzos para reducir el consumo de energía en todos los aspectos de la vida llegando a potenciar de forma económica mediante subvenciones por ciertos gobiernos o penalizaciones con sanciones ciertos sistemas de consumo de energía.

La justificación del estudio de este tipo de sistemas de bajo consumo energético, se basa en el pre acondicionamiento del aire de ventilación impulsado a los locales para cumplir los requisitos establecidos, dentro del contexto de conciencia global sobre eficiencia energética orientada a combatir la extinción de recursos y el impacto medioambiental, manteniendo las prestaciones exigidas a las instalaciones de acondicionamiento de aire. Por este motivo, se introducen los conceptos más relevantes sobre confort térmico y calidad del aire, a fin de definir con claridad los objetivos últimos de la operación de los sistemas.

Para concluir con lo expuesto, se presenta el siguiente estudio en V capítulos:

**Capítulo I.** El problema: Se presenta en forma concisa el panorama de la situación problemática, objetivo tanto general como específico, justificación y delimitaciones.

**Capítulo II.** Marco Teórico: Se señalan y explican las bases teóricas necesarias para el desarrollo del trabajo.

**Capítulo III.** Marco Metodológico: Es especificado el nivel de la investigación, el diseño de la investigación, los recursos necesarios para la realización del trabajo de grado y las fases necesarias para lograrlo.

**Capítulo IV.** Desarrollo de la investigación: Se hace referencia a la metodología establecida en el capítulo anterior, las cuales abarcan desde la selección de la mejor solución, el diseño del mismo hasta la comparación respectiva de la factibilidad económica.

**Capítulo V.** Conclusiones y recomendaciones: Contempla las conclusiones, que arroja el diseño e igualmente incluyen las recomendaciones postuladas en lo referente a este trabajo de grado.

Por último se presentan las referencias bibliográficas y anexos.

# CAPÍTULO 1

## El problema

---

En este capítulo se describe la investigación a desarrollar, de forma de enmarcar el objeto de estudio.

### 1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la última década, se ha presentado en el mundo una creciente demanda a nivel energético, recurso básico para sustentar el desarrollo económico del ser humano y de nuestro país, pero lamentablemente la energía se ha visto afectado por racionamientos sea por fenómenos ambientales e incluso por acciones políticas y económicas. Partiendo de esa necesidad; es imprescindible buscar diferentes formas de obtener eficiencia en el consumo eléctrico; que no es más que la reducción del consumo energético sin afectar con la comodidad y la calidad de vida de los usuarios. El ahorro de energía representa menos contaminación ambiental y tiene recursos para las futuras generaciones que permita no solo reducir costos sino también cumplir con las diferentes normas y lineamientos establecidos mundialmente para la preservación de los recursos.

Todos los sectores de la vida cotidiana que necesitan disminuir la temperatura, para refrigeración de un ambiente (aire acondicionado) o de un producto alimenticio (refrigeración), pueden beneficiarse de algún concepto de ahorro que a lo largo de estas líneas se expone. La gran variedad de instalaciones hace que los conceptos generales y/o específicos en cada forma de ahorro de energía puedan aplicarse de forma distinta. A veces en ciertas aplicaciones resulta identificar las formas de ahorro.

Usuarios, fabricantes, propietarios, ingenierías, instaladores, mantenedores, así como las administraciones públicas, personas físicas o jurídicas involucradas en el ahorro tienen su responsabilidad en el proceso.

En grandes usuarios como fabricantes de refrescos, helados, etc., con muchos equipos iguales repartidos en grandes áreas geográficas, el ahorro energético, solo se tiene en cuenta dependiendo de quien pague la factura eléctrica asociada al equipo. En la actualidad la imagen verde que atrae a un gran sector de la población está potenciando acciones medioambientales positivas.

Debe intentarse una optimización continua de la instalación para que el gasto económico o energético sea mínimo. Para poder realizar esta optimización, se requiere la utilización de las tecnologías como la electrónica y la informática, combinadas con los conocimientos de especialistas en refrigeración para reducir el gasto económico y energético de forma considerable.

Las ingenierías seleccionan y realizan un diseño de la instalación. Una buena concepción de la instalación frigorífica considerando el aporte mínimo de calor exterior, como lo son los materiales empleados en la construcción, color en las paredes y techos, situación, orientación (norte), cerramientos y falsos techos; la reducción de pérdidas por transporte frigorífico, la situación de la sala de máquinas, agrupaciones de cámaras y servicios; agrupaciones por temperaturas de servicios, utilizando el calor residual de condensadores para fines positivos, como pueden ser la recuperación de calor, agua caliente sanitaria, calefacción de suelos, desescarche de gas caliente; la selección y diseño de la instalación para ahorrar energía: sistemas de refrigeración, refrigerante utilizado, refrigeración directa, evaporadores secos e inundados, refrigeración indirecta, agua / glicoles / hielo fluido, compresores para el circuito frigorífico, circuitos independientes, multicircuitos, centrales de compresores-Booster, economizadores, evaporadores, intercambiadores de placas, sistemas de condensación, aire, agua, torre, evaporativo, gestión y control, desescarche, entre otros.

Aunque esta relación parece larga, bien de forma explícita o implícita siempre se tienen en cuenta dichos conceptos. Las ingenierías establecen los criterios para que la instalación funcione con unos buenos índices de consumo energético, si esta fase del

proceso de definición de la instalación fuese deficiente, después, el funcionamiento también lo sería.

Desde el punto de vista de consumo de energía lo que realmente interesa es aumentar el COP de la instalación, aumentando la cantidad de calor retirada en el evaporador y reduciendo el consumo de energía del compresor.

Para aumentar la cantidad de calor retirada del evaporador, se debe disminuir la entalpía del líquido que se evapora, mientras que para disminuir el consumo del compresor se debe reducir la relación de compresión, mejorar los rendimientos de los motores eléctricos, modificar el proceso de compresión para que se consuma menos energía, o utilizar compresores con menos pérdidas mecánicas.

A lo que se llega a la interrogante **¿DE QUÉ MANERA SE PUEDE LOGRAR AUMENTAR LA CANTIDAD DE CALOR RETIRADA DEL EVAPORADOR?**

## **1.2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN**

### **1.2.1 OBJETIVO GENERAL**

Evaluar y diseñar un sistema para lograr el subenfriamiento en circuitos de refrigeración de mediana y baja capacidad.

### **1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- 1) Definir estrategias que incidan en la disminución de la energía consumida en los circuitos de refrigeración.
- 2) Evaluar alternativas que permitan la disminución de la energía consumida en los circuitos de refrigeración.

- 3) Seleccionar la mejor alternativa para disminuir el consumo de energía.
- 4) Diseñar el sistema para hacer la modificación a fin de disminuir el consumo de energía del circuito.
- 5) Verificar si dicha modificación es viable económicamente.

### **1.3 JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN**

Actualmente existen tres razones importantes que justifican la reducción del consumo de energía. La primera es el elevado coste económico. La segunda son las perspectivas de escasez energética para las próximas décadas, lo que provoca el atribuir un coste social al consumo de energía. La tercera y última es el elevado impacto medioambiental que el consumo energético origina en nuestro planeta debido al efecto invernadero, y que actualmente viene regulado mediante leyes y decretos que se deben cumplir.

Como cualquier proyecto exitoso de ahorro y uso eficiente de la energía, el diagnóstico energético es tan solo una parte de una serie muy importante acciones sistemáticas que buscan establecer la cultura de ahorro en todos los ámbitos de la empresa.

En el caso de las mejoras sobre energía se debe acotar que en primera instancia al ahorrar energía se está contribuyendo al cuidado y protección del medio ambiente pues para producir esta energía se utilizan combustibles como el petróleo el cual vierte hacia la atmósfera en su combustión en gran cantidad de azufre y otros productos extremadamente contaminantes. Dentro de estas mejoras también se habla en cierto momento del derroche de agua, lo que trae consigo que se desperdicie en cantidades de aproximadamente 20000 litros diarios de este valioso recurso, vital para la subsistencia del planeta.

Un desarrollo sostenible debe buscar soluciones a estos problemas. Con objeto de potenciar y fomentar el uso más racional de la energía en los circuitos de refrigeración, incorporando nuevos avances técnicos compatibles con las exigencias energéticas y medioambientales actuales, mejorando el rendimiento de los equipos y sistemas.

#### **1.4 DELIMITACIONES DE LA INVESTIGACIÓN**

El estudio se fundamentará en lograr líquido subenfriado a la salida del condensador.



## CAPÍTULO 2

### Marco Teórico

---

En este capítulo son detalladas y definidas bajo un enfoque específico de las bases teóricas, conceptos y proposiciones, necesarias para el desarrollo del siguiente Trabajo Especial de Grado.

#### 2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

Ortiz (1993), desarrolló un proyecto para implementarlo en la torre Pequiven ubicada en Caracas el cual se denomina Diseño, operación, mantenimiento y uso tendente a disminuir los costos totales del consumo eléctrico, tomando en cuenta factores ambientales, operacionales y ergonómicos. El proyecto planteaba reducir los índices de iluminación en oficinas y pasillos, los cuales indicaban una cantidad de 1200 Lux, lo que la norma recomendaba 150 Lux; se decidió apagar los equipos de aire acondicionado durante los fines de semanas y días feriados; los tubos que utilizaban eran de 40 W y existen otros más eficientes de 32 W. Normalmente la lámpara tiene un balasto de 16 W, pero hay balastos electrónicos que consumen uno o dos vatios, así que se decidió colocar tubos de 32 W y balastos electrónicos; también se colocaron sensores de ocupación, los cuales disponen de un detector infrarrojo para captar el movimiento del calor, es decir que si en el período determinado el sensor de ocupación no detecta el calor de un cuerpo en movimiento, interpreta que en esa área no hay gente y automáticamente apaga la luz. En 1993 cuando se comenzó el proyecto la torre consumía 1.200.000 KWH con un costo de 10.500.000 Bs., después de unos meses el consumo bajó a 950.000 KWH y las facturas se mantienen, para la fecha, en el orden de los 11 millones de bolívares al mes.

Bidiskan (1994), emprendió un proyecto para Optimización de la Utilización de la Energía Eléctrica en el Centro Comercial de Sabana Grande. En una auditoria energética se demostró que el 55% del consumo del centro comercial era debido al aire acondicionado, razón que determinó el área de servicios que debería ser atacado en

primer orden y como solución se planteó “Automatizar los equipos de climatización del centro comercial”.

Santana (1995), líder del proyecto de Ahorro de Energía en la Empresa CORPOVEN, filial de Petróleos de Venezuela, emprendió a través de su Gerencia de Mantenimiento y con la finalidad de minimizar costos de operación de un proyecto para ahorro de energía, el cual se centró en la optimización de la iluminación de edificio sede en Caracas.

Alzolar (2003), elaboró un Estudio de la Factibilidad Técnico-Económico Para la Incorporación de un Ahorro de Energía en Climatización, la cual consistió en la implantación de equipos mecánicos y electrónicos que reduzcan el consumo eléctrico, obteniéndose como resultado una reducción de un 3% el consumo y una mejora de la eficiencia de los equipos.

Medina R., Pedro J., y Postal I., Ivan A. (2007), presentaron en la Universidad Central de Venezuela, el trabajo de grado Diseño de un Banco de Prueba Para la Simulación Física de Procesos de Acondicionamiento de Aire. En este Trabajo Especial de Grado se diseñó un banco de prueba, con tecnología actualizada, que simula procesos de acondicionamiento de aire, el cual permite la realización de investigaciones o ensayos en el área de Termodinámica, especialmente con las aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado. Las limitaciones y especificaciones de diseño se basaron en un estudio de tecnologías existentes, requerimientos físicos y monetarios y similitud con los procesos y arreglos que comúnmente se efectúan en los equipos de aire acondicionado. A través de una metodología de diseño, donde a partir del establecimiento de un problema y una respectiva generación de soluciones, se seleccionó un concepto solución que cumple con las especificaciones de diseño y limitantes. Este banco de prueba se caracteriza por su versatilidad en cuanto a su automatización mediante un controlador lógico programable (PLC) que permite la lectura en pantalla en tiempo real de propiedades psicrométricas y control de variables básicas de operación. El amplio cálculo del sistema de refrigeración incluye el desarrollo detallado de ambos serpentines, el distribuidor del evaporador, el

compresor y la válvula de expansión. Entre las secciones escogidas, se diseñó un humidificador por vapor y se seleccionaron resistencias eléctricas (calentamiento sensible), a fin de permitir un alto rango de condiciones del aire de salida delimitado por un triángulo cuyos vértices de temperatura y humedad relativa son: 14,9°C-91,2%, 31,9°C-34,4% y 32,4 °C-49,1%.

González M., Manuel A., y Velasco B., Olga T. H. (2007), presentaron en la Universidad Central de Venezuela, el trabajo de grado Optimización Energética Mediante un Análisis de Exergía a un sistema de Acondicionamiento de Aire Ubicado en el Paraninfo de la UCV. Este trabajo especial de grado tiene como objetivo principal obtener y estimar ahorros de la energía consumida por un sistema de acondicionamiento de aire perteneciente al Paraninfo de la Universidad Central de Venezuela, por medio de la aplicación de un análisis exergético a sus procesos. Para lograr este objetivo se determinó el comportamiento de los componentes que integran el sistema por medio de sus eficiencias exergéticas. Se obtuvo como conclusión que el sistema de acondicionamiento de aire a pesar de estar operativo y cumplir con los requerimientos de carga térmica exigidos por el espacio a acondicionar, funciona mediante el uso de un refrigerante próximo a erradicarse debido a su efecto perjudicial a la capa de ozono, por lo que el sistema productor de agua fría debe ser sustituido con el fin de generar el menor gasto posible asociado a esta situación. Además el elemento que se encarga del tratamiento del aire debe ser modificado, con el fin de adecuarse a las exigencias de confort del recinto a acondicionar. La metodología empleada durante la realización de este trabajo consistió en la recolección y análisis de bibliografía referente al ahorro de energía y análisis exergético, así como del funcionamiento de los sistemas de acondicionamiento de aire, con el fin de obtener resultados adecuados, que permitieron plantear diferentes alternativas de modificación o sustitución de los diferentes componentes del sistema y la cuantificación del ahorro generado con la aplicación de estas opciones. Para esto se debió seleccionar los parámetros de estudio adecuados para el análisis, además de una estimación de la carga térmica demandada por el Paraninfo Universitario, lo cual permitió verificar la adecuación de la capacidad de refrigeración del sistema.

Ibarra M., Oscar A., y Volcán G., Daniel J. (2007), fue presentado en la Universidad Central de Venezuela, el trabajo de grado Diseño de un Banco de Pruebas para el Estudio del Ahorro Energético en Sistemas de Refrigeración y Acondicionamiento de Aire. El trabajo de grado se fundamentó en la necesidad que se presenta en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V en dotar al laboratorio de energética de un equipo que estudie el comportamiento de parámetros físicos y termodinámicos de los sistemas de Acondicionamiento de Aire y ciclos de Refrigeración, con la finalidad de determinar cuáles de ellos se pueden optimizar en función de garantizar un Ahorro Energético. El diseño final del Banco de Pruebas consiste en dos sistemas de Acondicionamiento de Aire de expansión directa. En este diseño se considera que los equipos a instalar dependen de la carga de enfriamiento del laboratorio a su máxima capacidad, y de que al realizar una investigación en el mercado nacional, se resolvió que la manera más sencilla de cubrir esta capacidad es utilizando dos equipos de acondicionamiento de aire de capacidades diferentes. La solución elegida fue instalar un equipo de 12000 Btu/h y otro de 24000 Btu/h. La idea de colocar dos equipos de capacidades distintas es que se podría establecer un “set point” diferente a cada equipo, lo que haría que ambos trabajaran a su máxima capacidad hasta llevar la temperatura del entorno al “set point” que se coloque más alto, para luego, mantener en funcionamiento el segundo equipo y de esta manera reducir el consumo eléctrico que generaría un equipo de mayor capacidad trabajando siempre al cien por ciento.

Veltri R., Roberto C. (2010), desarrolló un proyecto de investigación titulado Propuesta de Ahorro de Energía Eléctrica en los sistemas de iluminación y aires acondicionados del Instituto Universitario de Tecnología de Cumana. En vista de los aumentos y la situación energética que atraviesa el país, se tuvo necesidad de iniciar un proyecto cuya finalidad es reducir el consumo de energía eléctrica, así como también los costos. Este proyecto contempla la elaboración de todas las posibles estrategias a seguir para optimizar el uso de la electricidad, a través de un programa de ahorro dirigido a una instalación educativa, que está siendo afectado por la situación económica del país. Los incesantes recortes presupuestarios han llevado a las instituciones educativas a no realizar

las inversiones necesarias para cumplir con un funcionamiento óptimo, tal es el caso del servicio eléctrico, que cada día presenta el problema de derroche de energía eléctrica y la despreocupación por parte de todo el personal que labora en dichas instituciones, afectándolos de manera directa. Este programa de ahorro de energía eléctrica es inherente al Instituto Universitario de Tecnología "José Antonio Anzoátegui", pues existe preocupación por los constantes aumentos del sector eléctrico y contiene equipos y servicios que se pueden optimizar. Este programa presenta alternativas de ahorro de energía eléctrica por concepto de iluminación, porque se demostró que los mismos producen mayor impacto en el consumo de energía en la institución, así como los aspectos más relevantes sobre un alumbrado eficiente, al igual que la concientización de cómo utilizar productos de bajo consumo en donde la población, en general, estaría consumiendo menos, resultando un equilibrio entre oferta y demanda de energía y un consecuente ahorro.

## **2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS**

### **2.2.1 MÉTODOS DE REFRIGERACIÓN**

La palabra refrigeración proviene del latín refrigeratio, la refrigeración es la acción y efecto de refrigerar. Este verbo hace referencia al hecho de hacer más fría una habitación, una sala u otra cosa a través de medios artificiales. La refrigeración tiene varias aplicaciones, desde brindar confort a los habitantes de un lugar, hasta la conservación de alimentos y sistemas de cómputo.

Los métodos más utilizados mostrados en la figura 2.1, son los que se basan en la vaporización de fluidos condensables que se recuperan. Se estudia a continuación los fundamentos de la refrigeración por compresión mecánica y por absorción.

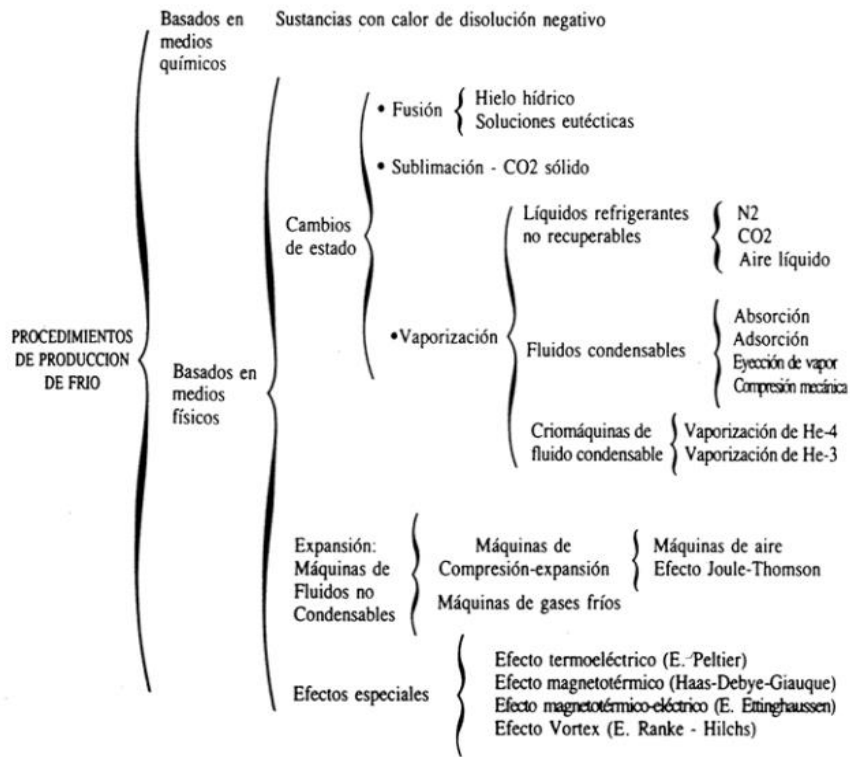


Figura 2.1. Procedimientos de producción de frío.

### 2.2.1.1 Refrigeración por compresión mecánica.

En la actualidad el frío se produce principalmente mediante sistemas de refrigeración por compresión mecánica, de forma que el calor se transmite desde la cámara de refrigeración hasta una zona en la que pueda eliminarse más fácilmente.

La transferencia de calor se realiza mediante un fluido refrigerante que cambia de estado, de líquido a vapor, a una temperatura de ebullición muy baja y con una entalpía o calor latente de vaporización alto.

El sistema de refrigeración se denomina entonces como sistema de compresión de vapor. En las figuras 2.2 y 2.3 se muestran diagramas del ciclo de Carnot de la presión en función del volumen y de la temperatura en función de la entropía.

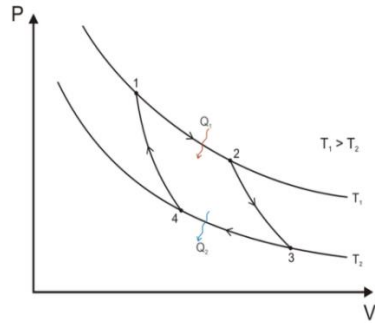


Figura 2.2. Diagrama del Ciclo de Carnot en función de la Presión Vs. Volumen

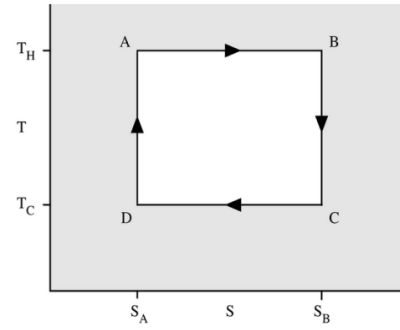


Figura 2.3. Diagrama del Ciclo de Carnot en función de la Temperatura Vs. Entropía.

Una vez que el refrigerante está en estado de vapor se comprime mecánicamente (aumentando su presión) de forma que vuelve al estado líquido y vuelve a utilizarse cíclicamente. Se establece así un ciclo termodinámico cuyo límite teórico sería el ciclo de Carnot.

Es necesario examinar variaciones del ciclo de refrigeración básico por compresión de vapor, se puede ver a continuación los componentes de un sistema de refrigeración los cuales se detallan en la figura 2.4. Más adelante se estudia la función de cada uno de estos componentes.

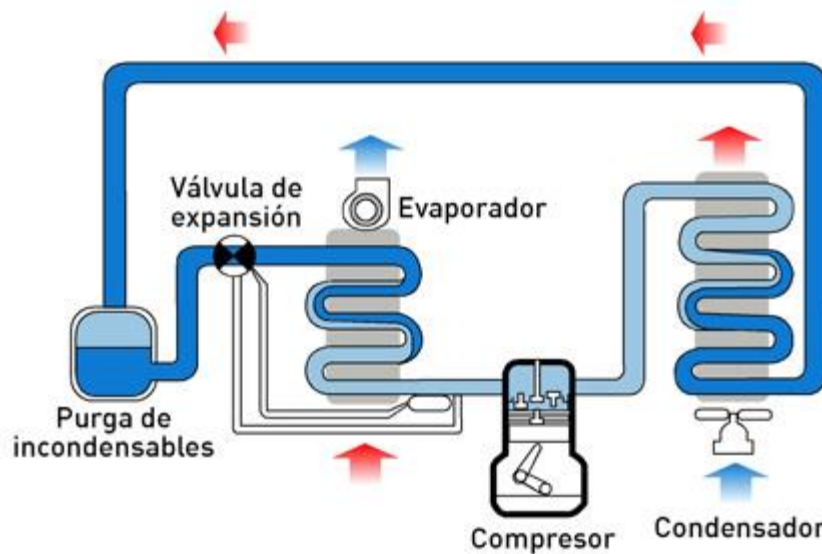


Figura 2.4. Componentes básicos de la Instalación Frigorífica Por Compresión Mecánica.

De los sistemas inventados para producir refrigeración, el más usado en estos tiempos es el sistema mecánico por compresión. Este método de refrigeración tiene sus principios fundamentados en un artefacto de acción mecánica impulsado por electricidad, en la tabla 2.1 se explica el fenómeno y la función que cada uno desarrolla.

Tabla 2.1:

*Función y fenómeno que desarrolla cada componente de la refrigeración por compresión mecánica.*

Componente	Fenómeno simple que en él se desarrolla	Función principal desarrollada
Evaporador	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Ebullición.</li> <li>▪ Transformación del vapor saturado húmedo en vapor saturado seco, hacia el final del evaporador.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Hacer absorber al fluido refrigerante el calor del medio a refrigerar.</li> </ul>
Compresor	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Compresión del gal.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Recuperar el fluido.</li> <li>▪ Llevar al gas, por compresión, a un estado tal que se le pueda quitar el calor absorbido, por medio de un fluido frío.</li> </ul>
Condensador	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Condensación o licuefacción.</li> <li>▪ Enfriar el líquido obtenido de la condensación.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Llevar el gas al estado líquido quitándole calor y evacuar este por medio de un fluido frío (agua o aire).</li> </ul>
Válvula de Regulación	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Laminación o pulverización.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Dejar pasar exactamente la cantidad de líquido, correspondiente al volumen de vapor que es capaz de aspirar el compresor.</li> </ul>

Fuente: Manual de Sistema de Refrigeración por Compresión.

La refrigeración por compresión es un método de refrigeración que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado creando



zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador.

A continuación se plantean distintas estrategias para la disminución de la energía consumida en los circuitos de refrigeración que resultan derivados de un ciclo de refrigeración estándar.

#### 2.2.1.1.1 Refrigeración por compresión con intercambiador de calor auxiliar.

Un intercambiador de calor auxiliar puede realizar simultáneamente el subenfriamiento y el recalentamiento. El subenfriamiento del líquido previo al dispositivo de la válvula de expansión, producido bien en el propio condensador, bien en dispositivos ideados a tal efecto, es un proceso muy corriente, ya que el condensador suele ser un intercambiador próximo al tipo "contracorriente", en el que la entrada del agente condensante intercambia calor con el último tramo del condensador. En la figura 2.5 se esquematiza este posible ciclo de refrigeración, de la siguiente manera:

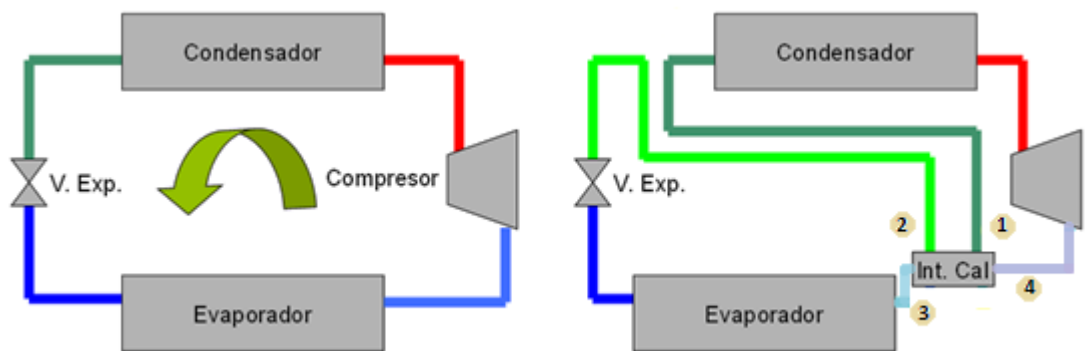


Figura 2.5. Ciclo de refrigeración con intercambiador de calor auxiliar.

Observando la figura 2.5, la entrada de líquido en la válvula de expansión se efectúa ahora en la línea del punto "2", siendo el subenfriamiento efectuado desde "1" hasta "2", por el intercambiador auxiliar que se insertó al sistema. Este subenfriamiento ocurre

gracias al fluido que está cediendo calor, en este caso es el refrigerante en estado gaseoso, cuando sale del evaporador en el punto “3”. Pero debido a que éste ha cedido calor, después de salir del intercambiador de calor auxiliar en el punto “4”, ocurre un sobrecalentamiento, el cual no debe ser muy alto, ya que de lo contrario este sobrecalentamiento puede afectar a la eficiencia del compresor. En la figura 2.6 se puede apreciar un diagrama P vs h del sistema de refrigeración descrito anteriormente.

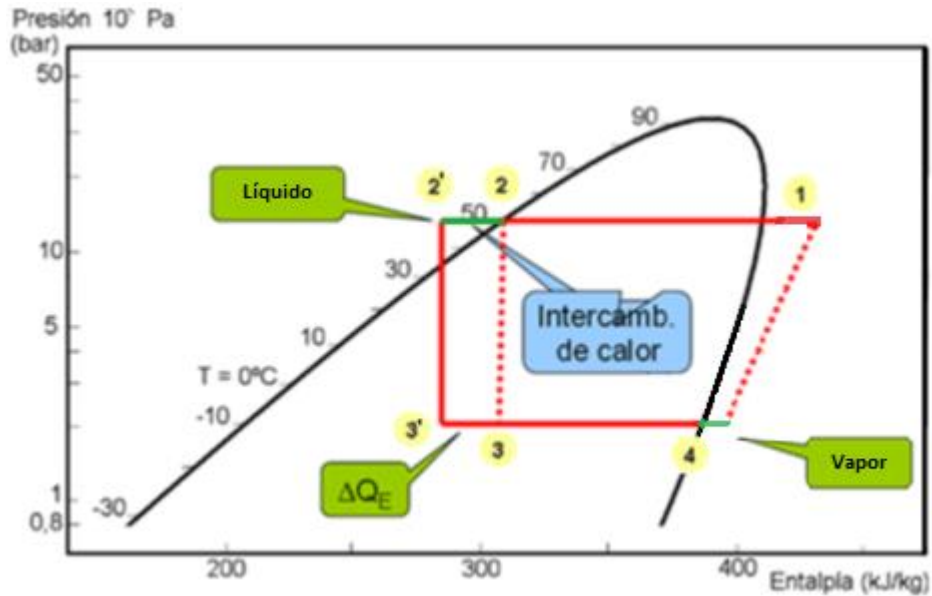


Figura 2.6. Diagrama P vs. h de un sistema de refrigeración con intercambiador de calor auxiliar.

#### 2.2.1.1.2 Refrigeración con dos etapas de compresión con refrigeración intermedia.

Utilizando un intercambiador de calor de superficie como se muestra en la figura 2.7, que enfríe el vapor recalentado mediante un fluido externo, como lo puede ser el aire, el agua, entre otros; el enfriamiento así conseguido no es muy bajo, dada la temperatura del fluido externo disponible y el bajo coeficiente de transmisión de calor, sobretodo el del aire.

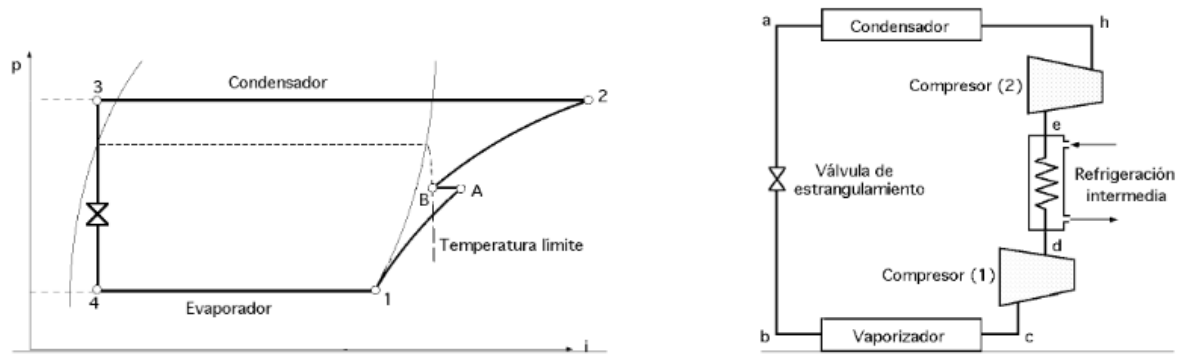


Figura 2.7. Temperatura límite de subenfriamiento cuando se utiliza el agua de refrigeración del condensador.

Este procedimiento se utiliza en camiones frigoríficos de productos congelados, viéndose favorecida la transmisión de calor por el movimiento relativo del aire respecto al camión. En el caso de utilizar agua se puede aprovechar la de refrigeración del condensador, por lo que la temperatura viene limitada por la temperatura de subenfriamiento, según se observa en la figura 2.7, en la que se presenta un esquema con la compresión de dos etapas con refrigeración intermedia y una válvula de expansión.

### 2.2.1.1.3 Refrigeración por compresión con dos etapas de compresión con inyección de refrigerante líquido.

Esta modalidad de compresión múltiple como se muestra en la figura 2.8 permite, mediante dos compresores y un estanque presurizado conectado entre ambos, realizar una expansión y enfriamiento del refrigerante en circulación antes de ingresar a la etapa de alta presión, propio de sistemas industriales.

Este procedimiento consiste en inyectar directamente fluido frigorígeno. Una vez expandido en la primera válvula, que va después del condensador, hasta la presión intermedia, a la salida del compresor de baja presión (mezcla). La pérdida de calor sensible del vapor a la salida del compresor de baja presión se debe a la absorción de calor del cambio de estado de la parte de líquido a la salida de la válvula de expansión auxiliar (que está antes del evaporador).

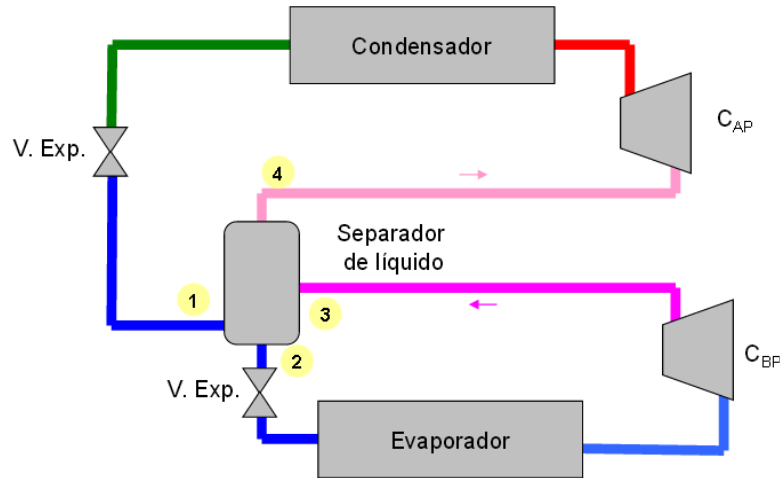


Figura 2.8. Ciclo de refrigeración con dos etapas de compresión con inyección de refrigerante líquido.

En la figura 2.9 se puede apreciar un diagrama P vs h del sistema de refrigeración descrito anteriormente.

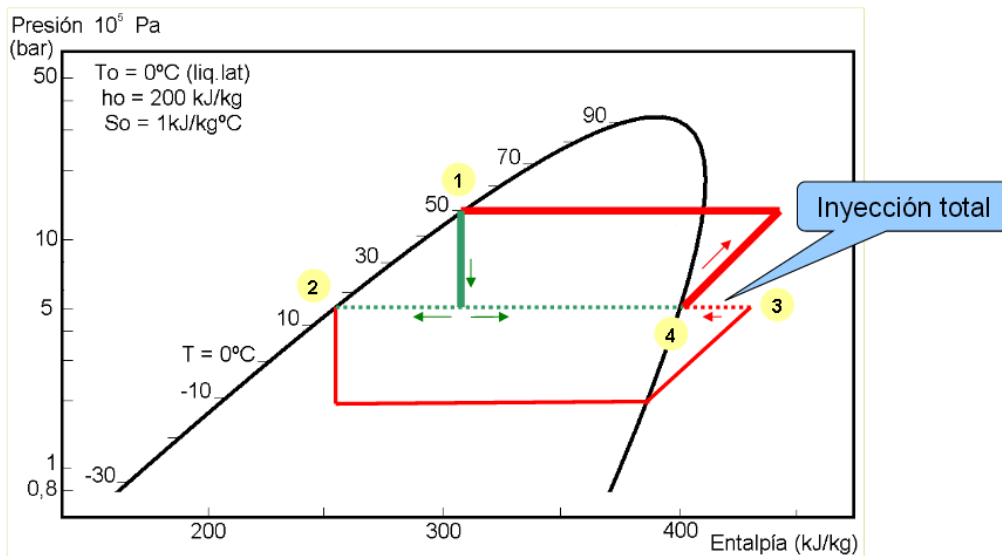


Figura 2.9. Diagrama P vs. h. Dos etapas de compresión con inyección total de refrigerante líquido.

A diferencia del sistema anterior, al cual también se le puede denominar “de inyección total”, aquí se produce una “inyección parcial” del refrigerante al interior del estanque a fin de producir un enfriamiento. Ver la figura 2.10.

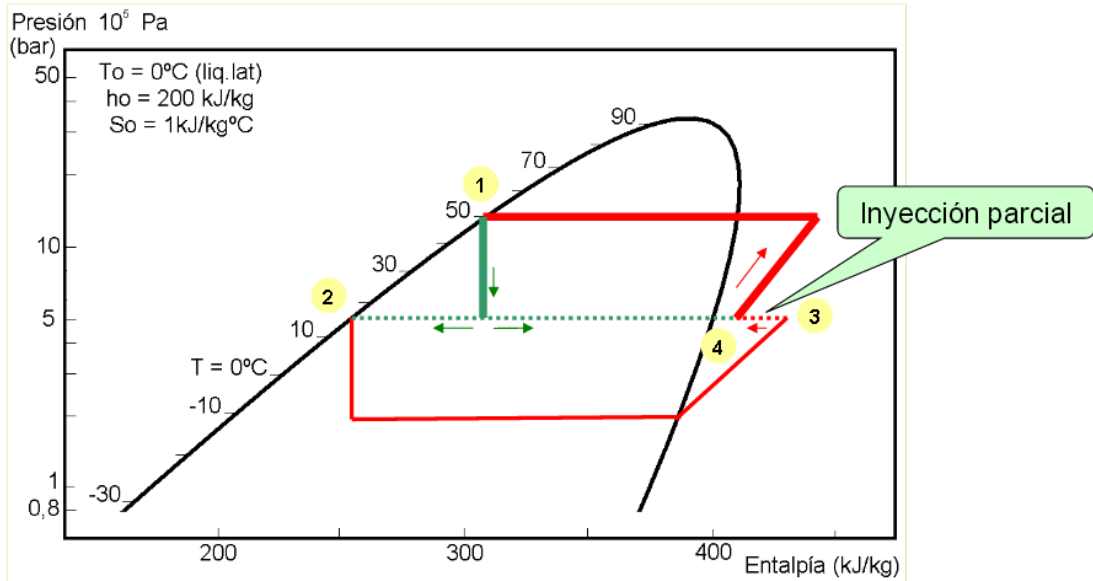


Figura 2.10. Diagrama  $P$  vs.  $h$ . Dos etapas de compresión con inyección parcial de refrigerante líquido.

Este procedimiento consiste en utilizar una fracción del fluido frigorígeno, que se separa de la corriente principal en cuanto llega a la primera válvula de la figura 2.8, y que una vez condensado y expandido, enfría el vapor recalentado procedente del compresor de baja presión mediante un intercambiador de superficie.

#### 2.2.1.1.4 Sistema de doble compresión y expansión con enfriador intermedio y separador de líquido.

En el caso de ser necesaria una compresión múltiple, este tipo de montaje es el más utilizado en instalaciones de media y gran capacidad. Una fracción del fluido frigorígeno se evapora parcialmente hasta la presión intermedia  $P_i$  al producirse el estrangulamiento en la primera válvula de expansión  $V_1$ , el vapor así generado se extrae y sin experimentar cambio de estado posterior y sin participar en el enfriamiento del foco frío, se lleva a la segunda etapa del compresor ( $\Delta P$ ). El líquido restante se comprime en una segunda válvula  $V_2$  y pasa por el evaporador produciendo el efecto frigorífico.

Existen dos tipos de procedimientos según la configuración del enfriador intermedio:

- a) Enfriador intermedio de tipo cerrado con inyección parcial, (intercambiador de superficie).

Se observa que la corriente de líquido  $m_c$  que pasa por el condensador, figura 2.11, en el estado 5 se bifurca en dos ramas, una “m” que se expande en la válvula  $V_1$  hasta la presión intermedia  $P_i$ , suministrando una mezcla de vapor y líquido al intercambiador intermedio; la vaporización del porcentaje de líquido frigorígeno absorbe calor, lográndose con ello dos fines, el primero es enfriar el vapor de escape del compresor de baja presión según la transformación (2-3).

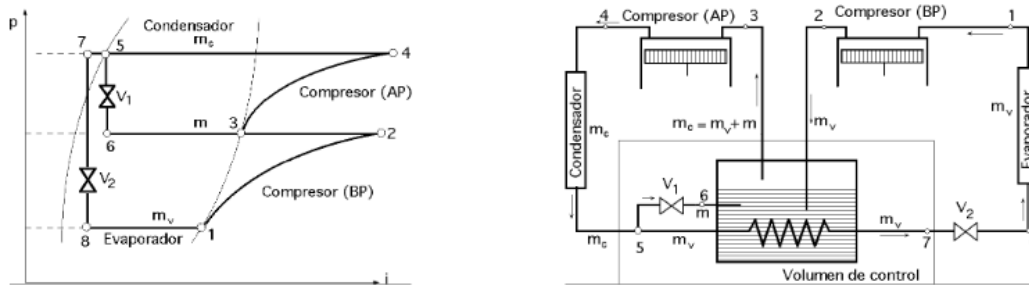


Figura 2.11. Ciclo de inyección parcial, con enfriador intermedio de tipo cerrado.

El segundo fin es subenfriar el resto del líquido  $m_v$  que no se ha derivado a través de la válvula  $V_2$ , según la transformación (5-7), lográndose un aumento del salto entálpico en el evaporador, que pasa de ser ( $i_1-i_5$ ) en compresión simple a ( $i_1-i_8$ ) en esta configuración.

La temperatura mínima que se pueden alcanzar en el subenfriamiento, temperatura del estado 7 es el de la temperatura correspondiente a la presión intermedia, es decir, ( $T_7 > T_3 = T_6$ ) en donde el signo de igualdad (imposible en la realidad) sería representativo de un funcionamiento ideal.

El enfriamiento intermedio se consigue por evaporación de la parte de líquido presente “m” en el estado 6, o lo que es lo mismo, por el paso del fluido frigorígeno expandido desde el estado 6 al 3. La porción de vapor “m” del estado 6 es aspirada

directamente por el compresor de alta presión, junto a la “ $m_v$ ” que proviene del evaporador, de forma que por el condensador pasa:  $m_c = m + m_v$ .

- b) Enfriador intermedio de tipo abierto con inyección total, (intercambiador de mezcla).

Se diferencia del anterior en que todo el fluido refrigerante  $m_c$  se expande hasta la presión intermedia antes del intercambiador, figura 2.12. El fluido a la salida del condensador  $m_c$  se comprime, mediante la válvula  $V_1$ , hasta la presión intermedia, estado 6, obteniéndose una mezcla líquido-vapor no homogénea. La evaporación de parte del líquido consigue el enfriamiento del vapor del estado 2 hasta las condiciones del estado 3; este vapor junto al resultante de la expansión, circula por el compresor de alta presión. El resto del líquido  $m_v$ , estado 7, se expande de nuevo hasta la presión de evaporación. Como se muestra en la figura 2.12.

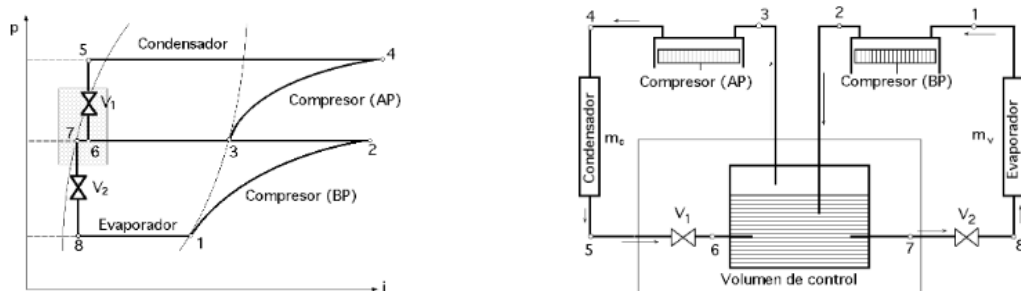


Figura 2.12. Ciclo de inyección total, con enfriador intermedio de tipo abierto.

Este sistema tiene el inconveniente, con respecto al de intercambiador cerrado, de utilizar válvulas de expansión por las que circula un gran caudal de fluido refrigerante y tener bajos saltos de presión. En los ciclos con enfriador intermedio de tipo cerrado, por la válvula auxiliar  $V_1$  circula un pequeño caudal, mientras que por la válvula principal  $V_2$  pasa la mayor parte de la masa, funcionando entre las presiones de condensación y evaporación, por lo que su regulación es más sencilla.

### 2.2.2 REFRIGERANTES

Se han desarrollado refrigerantes que permiten efectuar una selección óptima para la aplicación específica, siendo los factores que influyen en dicha selección los siguientes: propiedades termodinámicas, propiedades físicas y químicas, capacidad requerida por el sistema, tipo de compresor, nivel de temperatura deseado y consideraciones de seguridad.

No hay un refrigerante universal que se pueda utilizar en todas las aplicaciones. Lo mismo ocurre al realizar la selección del tipo de equipo de refrigeración para satisfacer un trabajo de enfriamiento determinado. Es necesario efectuar la selección basándose en consideraciones prácticas como el tamaño de la unidad o la capacidad disponible, la inversión, los costos de operación, la flexibilidad de funcionamiento, los gastos de mantenimiento y la seguridad. Para el caso en estudio se selecciona el refrigerante R-22, pero debido a que el uso de dicho refrigerante ha sido prohibido a partir del año 2015, se trabaja con uno de sus sustitutos.

El gas refrigerante R-22 era muy utilizado en equipos de refrigeración y aire acondicionado hasta hace unos años. Este refrigerante pertenece al grupo de los hidroclorofluorocarbonos (HCFC), compuestos que dañan la capa de ozono.

Por este motivo la Unión Europea, mediante el Reglamento 1005/2009 sobre las sustancias que agotan la capa de ozono, ha establecido un calendario para la eliminación total del refrigerante R-22 en 2015.

Para finales del año 2014 se podía usar R-22 reciclado para recarga y mantenimiento de equipos. Se puede sustituir el R-22 por otro refrigerante menos nocivo manteniendo los mismos equipos, pero este cambio puede afectar seriamente al rendimiento, que puede disminuir hasta un 30%.

Por ello, se recomienda que se actúe con previsión y se sustituyan los equipos que trabajan con R-22 por otros que utilicen refrigerantes permitidos y que tengan una



elevada eficiencia energética, lo cual redundará en un mayor ahorro económico. En la figura 2.13 se muestra las distintas prohibiciones que se han establecido a partir del año 2004 hasta el presente año 2015.



Figura 2.13. Prohibición del refrigerante R-22.

Fuente: Gas Natural Fenosa

Hay pocos candidatos adecuados para sustituir el R-22 en aire acondicionado y ellos son el R-422D, el R-407C y el R-410A; los cuales son descritos a continuación.

### 2.2.2.1 Características del refrigerante R-422D.

El R-422D es una mezcla no azeotrópica formada por R-125, R-134A y R-600, que sustituye al R-22, sin efectos frente al ozono. Es compatible con el aceite mineral de la instalación, por lo que es un sustituto directo del R-22.

La principal aplicación de este refrigerante es la sustitución del R-22 en aquellas aplicaciones en las que se trabaja en temperaturas medias o positivas de evaporación: está recomendado sobre todo en enfriadoras de agua donde sus prestaciones y rendimientos coinciden prácticamente con las del R-22. En la mayoría de las reconversiones efectuadas se han obtenido además ahorros energéticos, lo cual reduce los costes operativos del equipo, además de reducir el efecto invernadero total.

El R-422D debe transferirse siempre en fase líquida desde la botella. En caso de fuga parcial, el sistema puede ser rellenado con R-422D sin afectar de modo significativo las prestaciones del mismo.

El R-422D no es inflamable y tiene un perfil de toxicidad similar al del R-134A. Su clasificación de seguridad es A1 grupo L1.

#### ***2.2.2.2 Características del refrigerante R-407C.***

El R-407C es una mezcla ternaria no azeotrópica compuesta de R-32, R-125 y R-134A. Químicamente es estable, tiene unas buenas propiedades termodinámicas, un bajo impacto ambiental y muy baja toxicidad.

A pesar de que uno de sus componentes, el R-32, es inflamable la composición global de la mezcla ha sido formulada para que el producto no sea inflamable en situaciones en que se puede producir fraccionamientos de la mezcla. Está clasificado como A1 grupo L1 de los refrigerantes de Alta Seguridad.

El R-407C tiene un deslizamiento de temperatura (Glide) de 7,2°C, lo que implica que en determinadas condiciones en que se producen fugas de este producto, la mezcla se puede fraccionar.

Se utilizan principalmente en el sector del aire acondicionado y en los nuevos equipos que se fabrican actualmente: en estas aplicaciones su comportamiento es muy parecido al del R-22. A bajas temperaturas su rendimiento es muy inferior, por lo que está desaconsejada su utilización. No es compatible con aceite mineral, por lo que no es recomendable utilizarlo en reconversiones directas de equipos de R-22, ya que presentaría problemas de retorno de aceite, bloqueo de capilares, etc.

Ya que el R-407C es una mezcla no azeotrópica, para obtener su máximo rendimiento y evitar fraccionamientos del mismo, debe de cargarse siempre el producto

por fase líquida. Debido a que no es miscible con aceites minerales, el R-407C debe de utilizarse con aceites Poliésteres (POE).

### ***2.2.2.3 Características del refrigerante R-410A.***

El R-410A es una mezcla casi azeotrópica compuesta de R-125 y R-32; actualmente se utiliza fundamentalmente en los nuevos equipos de aire acondicionado que aparecen en el mercado. Es un producto químicamente estable, con un bajo deslizamiento de temperatura y baja toxicidad. A pesar del carácter inflamable del R-32, la formulación global del producto hace que este no se inflamable, incluso en caso de fugas. Está clasificado como A1 Grupo L1.

Las presiones son más elevadas que en el refrigerante R-22 o freon 22 aproximadamente en un 60%, es ecológico ya que no causa daños a la capa de ozono al no tener entre sus componentes cloro y su efecto de invernadero es igual al del R-22, por tener menor pérdida energética que su antecesor y esto hace que sea posible el uso de tuberías de menor diámetro, compresores más pequeños y equipos con mejor rendimiento.

### **2.2.3 SUBENFRIAMIENTO EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**

Según Güemez (2007), cuando un líquido se encuentra subenfriado a una cierta temperatura, es decir, se encuentra todavía líquido a una temperatura por debajo de su temperatura de saturación en esas condiciones de presión, la situación es de equilibrio termodinámico metaestable.

En la refrigeración, el subenfriamiento es el proceso por el cual un refrigerante líquido saturado se enfría por debajo de la temperatura de saturación, lo que obliga a cambiar su fase completamente. El líquido resultante se denomina líquido subenfriado y es conveniente el estado en el que los refrigerantes pueden someterse a las etapas

restantes de un ciclo de refrigeración. Normalmente, un sistema de refrigeración tiene una etapa de subenfriamiento, permitiendo a los técnicos para estar seguro de que la calidad, en el que el refrigerante alcanza el siguiente paso en el ciclo, es el deseado. El subenfriamiento puede tener lugar en los intercambiadores de calor y fuera de ellos. Siendo ambos procesos similares e inversa, subenfriamiento y sobrecalentamiento son importantes para determinar la estabilidad y el buen funcionamiento de un sistema de refrigeración.

Los subenfriadores de líquidos son aplicaciones que se utilizan con frecuencia en las plantas de refrigeración para efectuar transferencias de calor entre las líneas de succión y de líquido, y para disminuir la temperatura del líquido por debajo de su temperatura de ebullición/condensación.

El objetivo es utilizar la diferencia de temperaturas existente entre la línea de succión a la temperatura de evaporación (más un sobrecalentamiento) y la línea de líquido a la temperatura de condensación. La energía intercambiada en el subenfriador de líquido aumenta el rendimiento del evaporador, ya que disminuye la temperatura de entrada del refrigerante en el evaporador.

### ***2.2.3.1 Ventajas y desventajas del subenfriamiento.***

- En las plantas de refrigeración tener un líquido subenfriado presenta una importante ventaja. Si la línea del líquido está expuesta a un flujo de calor, existe el peligro de que el líquido comience a evaporarse antes de llegar a la válvula de expansión térmica, se produzca una evaporación instantánea y el evaporador no cumpla con su labor. Sin embargo, el líquido subenfriado puede acumular energía reduciendo el riesgo de que aparezca súbitamente gas.

- Al contar con un subenfriamiento en sistemas de refrigeración, se aprovecha mejor un porcentaje de energía que puede absorber el refrigerante en condiciones de operación como líquido saturado.
- La desventaja es que aumenta la complejidad de la instalación y del tamaño de esta, por la que se suele aplicar en instalaciones de gran capacidad como las industriales, o en instalaciones de baja temperatura.

### ***2.2.3.2 Aplicaciones del subenfriamiento.***

#### *2.2.3.2.1 Funcionamiento de la válvula de expansión y seguridad del compresor.*

El subenfriamiento se utiliza normalmente para que cuando el refrigerante llega a la válvula de expansión termostática, su totalidad es en su forma líquida, por lo tanto, permitiendo que la válvula funcione correctamente. Si el gas llega a la válvula de expansión, en un sistema de refrigeración, se puede producir una serie de fenómenos por lo general no deseados. Estos pueden conducir a comportamientos similares a los observados con los fenómenos de inflamación de gas: problemas en la regulación de aceite a través del ciclo; mal uso excesivo e innecesario de energía y los residuos de la electricidad; mal funcionamiento y el deterioro de varios componentes en la instalación, el rendimiento irregular de los sistemas generales, y, en una situación totalmente sin vigilancia, equipo aún en ruinas. Otra aplicación importante y muy común de subenfriamiento es su uso indirecto en el proceso de recalentamiento. Optimización del sistema y el ahorro energético.

Además de esto, permitiendo que el proceso de subenfriamiento que se produzca fuera del condensador es una buena manera de utilizar en su totalidad la capacidad de intercambio de calor del dispositivo de condensación. Una gran parte de los sistemas de refrigeración es utilizar una parte del condensador para subenfriamiento que, aunque muy eficaz y simple, se puede considerar un factor de disminución de la capacidad de condensación nominal. Una situación similar puede encontrarse con que tiene lugar sobrecalentamiento en el evaporador, por lo tanto, un intercambiador de calor interno es

una solución buena y relativamente económica para la maximización de la capacidad de intercambio de calor.

Inversamente a sobrecalentamiento, subenfriamiento, o la cantidad de calor transferido desde el refrigerante líquido en el proceso de subenfriamiento, se manifiesta como un aumento en la capacidad de refrigeración del sistema. Esto significa que cualquier eliminación de calor extra después de la condensación permite una relación más alta de absorción de calor en las etapas posteriores del ciclo. Es de señalar que el sobrecalentamiento tiene exactamente el efecto inverso, y que un intercambiador de calor interno solo, no es capaz de aumentar la capacidad del sistema debido a que el efecto potenciador de subenfriamiento está atenuado por el sobrecalentamiento, por lo que la ganancia de capacidad neta es igual a cero.

#### *2.2.3.2.2 Subenfriamiento natural y artificial.*

El proceso de subenfriamiento puede ocurrir de muchas maneras diferentes, por lo tanto, es posible distinguir entre las diferentes partes en el que el proceso se lleva a cabo. Normalmente, subenfriamiento se refiere a la magnitud de la caída de temperatura que es fácilmente medible, pero es posible hablar de subenfriamiento en términos de la cantidad total de calor a ser removido. El subenfriamiento más conocido es el subenfriamiento del condensador, que se conoce generalmente como la caída total de la temperatura que tiene lugar en el interior del condensador, inmediatamente después de que el fluido se haya totalmente condensado, hasta que sale de la unidad de condensación.

El subenfriamiento del condensador difiere de subenfriamiento total, porque después del condensador, a lo largo de la tubería, el refrigerante puede, naturalmente, tender a enfriar aún más, antes de que llegue a la válvula de expansión, o también por medio de un subenfriamiento artificial.

El subenfriamiento natural normalmente es el nombre dado a la caída de temperatura producido en el interior del condensador, combinado con la caída de temperatura pasando

a través de la tubería solo, excluyendo los intercambiadores de calor de cualquier tipo. Cuando no hay subenfriamiento mecánico, el subenfriamiento natural debe ser igual al subenfriamiento total. Por otro lado, el subenfriamiento mecánico es la temperatura reducida por cualquier proceso artificial que se coloca deliberadamente para crear subenfriamiento. Este concepto se refiere principalmente a dispositivos, tales como intercambiadores de calor internos, cascadas de subenfriamiento independientes, economizadores o reforzadores.

#### **2.2.4 SOBRECALENTAMIENTO EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**

El sobrecalentamiento es el número de grados que un vapor tiene por encima de su temperatura de saturación, o punto de ebullición, a una determinada presión. El sobrecalentamiento es análogo a subenfriamiento en una forma operativa, y ambos procesos se puede acoplar usando un intercambiador de calor interno. Normalmente, el fluido que se está subenfriado es más caliente que el refrigerante que se está sobrecalentado, lo que permite un flujo de energía en la dirección necesaria.

##### ***2.2.4.1 Ventajas y desventajas del sobrecalentamiento.***

- Al contar con un sobrecalentamiento simple en una planta de energía moderna, se mejora la eficiencia en un 4 o 5%, lo que incrementa la temperatura promedio a la cual el calor se le añade vapor.
- El sobrecalentamiento garantiza que no habrá presencia de líquido que pueda comprometer el funcionamiento del compresor.
- El sobrecalentamiento debe ser controlado, ya que si es alto, provoca una deficiente refrigeración y un consumo excesivo de energía; esto se debe a que el sistema no tiene suficiente refrigerante. Un sobrecalentamiento bajo,

ocasionado por un exceso de refrigerante en el sistema, podría provocar que el refrigerante vaya al líquido del compresor causando daños.

- Un sobrecalentamiento no controlado más allá de los límites permisibles, ocasiona que el refrigerante llegue al compresor con mayor volumen específico, disminuyendo por ende, el rendimiento volumétrico del compresor, aumentando así la potencia consumida.

### 2.2.5 COEFICIENTE DE EFECTO FRIGORÍFICO

Los ciclos inversos de motores térmicos, o ciclos frigorígenos, permiten la transferencia de calor desde una fuente fría, hasta otra fuente a mayor temperatura, fuente caliente; estos ciclos vienen caracterizados por un coeficiente de efecto frigorífico, el cual representa el resultado obtenido en función del costo energético asociado.

La eficiencia de una máquina frigorífica se mide como en toda instalación, por el cociente entre el beneficio obtenido o propósito realizado y la energía que ha sido necesaria consumir o trabajo gastado, se define esa relación como “coeficiente de efecto frigorífico”, en la ecuación 2.1.

$$\text{COP} = \frac{\text{Calor extraído de la fuente fría}}{\text{Trabajo consumido por la máquina frigorífica}} \quad \text{Ecuación [2.1]}$$

Para un mismo salto de temperatura entre la fuente caliente y la fuente fría, se pueden considerar los siguientes coeficientes de efecto frigorífico:

- a) Coeficiente de efecto frigorífico teórico del ciclo COP<sub>teór.</sub>
- b) Coeficiente de efecto frigorífico del ciclo de Carnot correspondiente COP<sub>C.</sub>
- c) Coeficiente de efecto frigorífico real COP.

El coeficiente de efecto frigorífico teórico del ciclo es:



$$\text{COP}_{\text{teórico}} = \frac{q_v}{W_t} \quad \text{Ecuación [2.2]}$$

En la que  $q_v$  es la potencia frigorífica o cantidad de calor extraída del foco frío (evaporador) y  $W_t$  es el trabajo aplicado al fluido (por el compresor) en condiciones ideales.

El coeficiente de efecto frigorífico del ciclo de Carnot  $\text{COP}_C$  correspondiente a las temperaturas de los focos frío  $T_v$  (evaporador) y caliente  $T_c$  (condensador) es:

$$\text{COP}_C = \frac{T_v}{T_c - T_v} \quad \text{Ecuación [2.3]}$$

El coeficiente de efecto frigorífico real es:

$$\text{COP}_{\text{real}} = \frac{q_v}{W_r} \quad \text{Ecuación [2.4]}$$

Siendo  $W_r$  el trabajo específico real aplicado al fluido por el compresor. Su valor se puede deducir a partir del concepto de crecimiento de entropía  $\Delta s$  a lo largo del ciclo, debido a la irreversibilidad del mismo.

Una buena máquina frigorífica será aquella capaz de extraer una gran cantidad de calor de un foco frío  $q_v$  a expensas de una pequeña cantidad de energía  $W_r$  aplicada a la misma mediante el compresor.

### 2.2.6 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Los intercambiadores de calor tal como se conocen son aparatos que facilitan el intercambio de energía en forma de calor entre fluidos, o entre un fluido y sus alrededores que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. Existen muchas modalidades de tales equipos, desde un simple tubo doble concéntrico (un tubo dentro de otro) con algunos metros cuadrados de superficie, hasta

complicados condensadores y evaporadores con cientos de metros cuadrados de superficie para el intercambio térmico. El siguiente trabajo de grado se basa en el diseño de los mencionados en primera instancia. Donde en futuros capítulos es detallado el motivo de su selección.

Los intercambiadores de calor son dispositivos creados para la transferencia de calor entre dos medios, estos medios pueden estar separados por una barrera o, por lo contrario, pueden encontrarse en contacto. Un intercambiador de calor es parte importante de diferentes dispositivos alternos, como en el de acondicionamiento del aire, dispositivos de refrigeración, procesamiento químico y producción de energía.

Debido a las muchas variables implicadas, la selección de intercambiadores de calor óptima es un reto. Con el fin de seleccionar un intercambiador de calor apropiado, se consideran las limitaciones de diseño para cada tipo de intercambiador de calor en circuitos de refrigeración de baja y mediana capacidad.

A continuación se definen tres tipos de intercambiadores de calor que son los más relacionados con el proyecto en estudio para luego hacer la selección, estos son:

### ***2.2.6.1 Tipos de Intercambiadores de calor.***

#### ***2.2.6.1.1 Intercambiador de calor de doble tubo.***

El intercambiador de calor de doble tubo es el dispositivo más simple de su género donde uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos: en el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección.

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos o doble tubo pueden ser lisos o aleteados. Pero en la presente investigación se trabaja con tubos lisos. En este tipo de

intercambiador son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contraflujo y flujo paralelo. En la configuración en flujo paralelo los dos fluidos entran por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y por lo tanto fluyen en sentidos opuestos. Tales disposiciones pueden ser observadas con mayor grado de detalle en la figura 2.14 y con su respectivo perfil de temperaturas asociado.

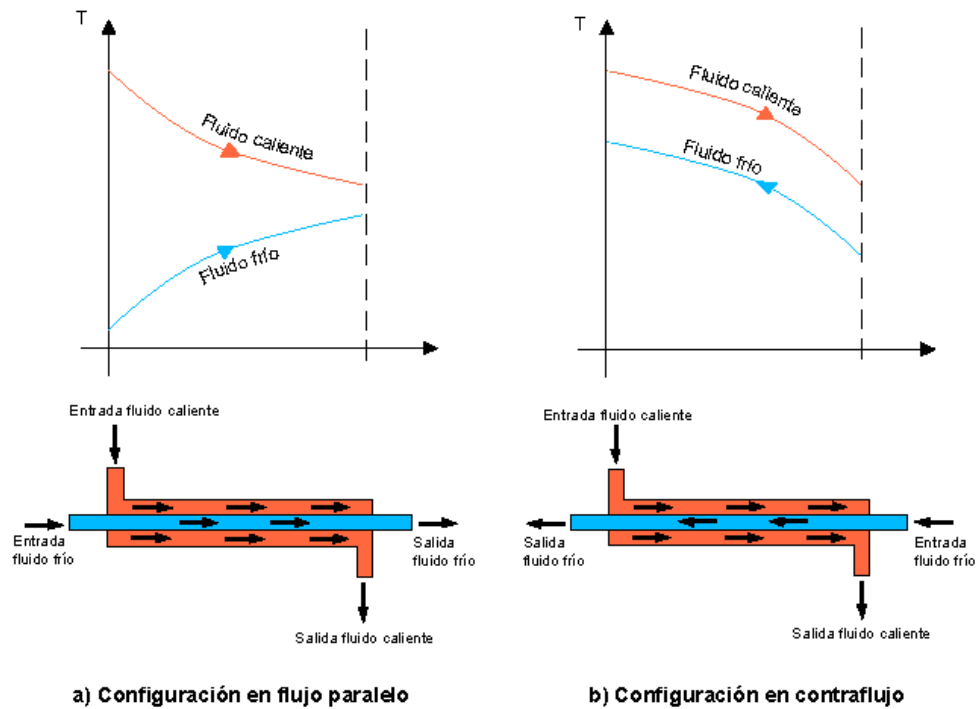


Figura 2.14. Esquema de las dos configuraciones de intercambiador de doble tubo así como la evolución de la temperatura de los fluidos en cada una de ellas.

En un intercambiador de calor en flujo paralelo la temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. En un intercambiador de calor en contraflujo la temperatura de salida del fluido frío puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. El caso límite se tiene cuando la temperatura de salida del fluido frío es igual a la temperatura de entrada del fluido caliente. La temperatura del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de entrada del fluido caliente.

2.2.6.1.2 Intercambiadores de calor compactos.

Son intercambiadores diseñados para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. La razón entre el área superficial de calor y su volumen es la densidad de área “b”. Un intercambiador con  $b > 700\text{m}^2/\text{m}^3$  se clasifica como compacto.

En los intercambiadores compactos mostrados en la figura 2.15 los dos fluidos suelen moverse en direcciones ortogonales entre sí. Esta configuración de flujo recibe el nombre de flujo cruzado. El flujo cruzado se clasifica a su vez en mezclado (uno de los fluidos fluye libremente en dirección ortogonal al otro sin restricciones) y no mezclado (se disponen unas placas para guiar el flujo de uno de los fluidos).

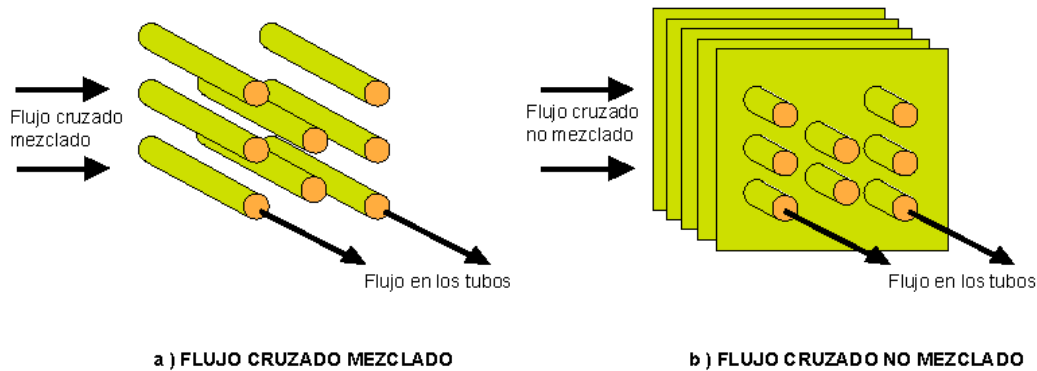


Figura 2.15. Esquema de ambos tipos de flujo del intercambiador compacto.

2.2.6.1.3 Intercambiador de calor de placa.

Los intercambiadores de calor de placas son ideales para aplicaciones en las que los fluidos tienen una viscosidad relativamente baja y no contienen partículas. Además son una elección ideal donde existe un pequeño salto térmico entre la temperatura de salida del producto y la temperatura de entrada del servicio. Los intercambiadores de calor de placas consisten en delgadas planchas corrugadas, empaquetadas o bien soldadas con cobre. Las placas son apretadas unas contra otras formando el paquete de placas dentro

de un bastidor, en el que el flujo de producto se encuentra en canales alternos y el servicio entre los canales del producto.

En la figura 2.16 pueden observarse las partes de un intercambiador de placas.

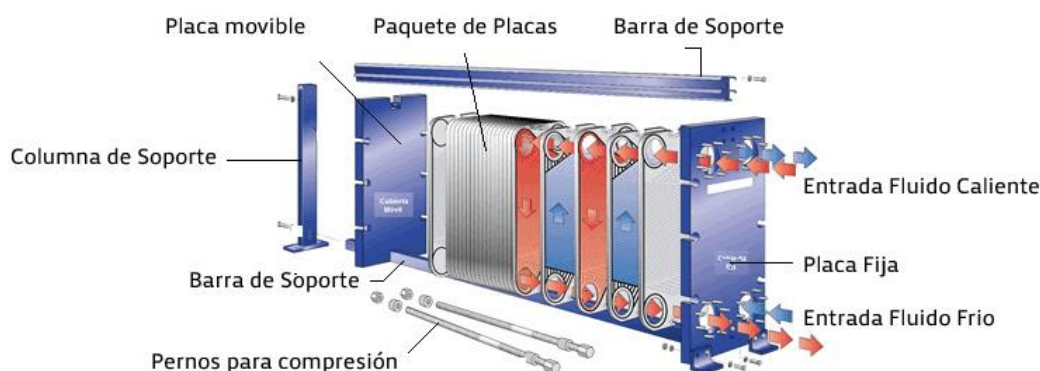


Figura 2.16. Partes de un intercambiador de placas.

### 2.2.6.2 Materiales utilizados en intercambiadores de calor.

#### 2.2.6.2.1 Aluminio.

Es un metal con aplicaciones singulares. Su ligereza, conductividad eléctrica, resistencia a la corrosión y bajo punto de fusión es lo que lo convierte en un material idóneo para multitudes de aplicaciones; sin embargo, la elevada cantidad de energía necesaria para su obtención limita su mayor utilización; dificultad que puede compensarse por su bajo costo de reciclado, su dilatada vida útil y la estabilidad de su precio.

El aluminio es muy resistente a la corrosión, genera de forma natural una capa de óxido que lo hace muy resistente a la corrosión. Los diferentes tipos de tratamiento de revestimiento pueden mejorar aún más esta propiedad. Resulta especialmente útil para aquellos productos que requieren de protección y conservación.

La combinación de la ligereza con resistencia y alta conductibilidad eléctrica y térmica es la propiedad que hace del aluminio y sus aleaciones en materiales de construcción muy importantes para la construcción de aviones, de automóviles, de máquinas de transporte, para la electrotecnia, la fabricación de motores de combustión interna, entre otros.

En la industria química el aluminio y sus aleaciones se utilizan para fabricar tubos, recipientes y aparatos. Por su elevada conductividad térmica, el aluminio se emplea en utensilios de cocina y en pistones de motores de combustión interna. Solamente presenta un 63% de la conductividad eléctrica del cobre para alambres de un tamaño dado, pero pesa menos de la mitad.

#### *2.2.6.2.2 Acero inoxidable AISI 304.*

El tipo 304 es un acero inoxidable austenítico bajo en carbono 18-8 cromo-níquel de amplio uso, es el más utilizado. Este tipo de material es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidables de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de redondeado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases.

Sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas y para partes de extintores de fuego.

#### 2.2.6.2.3 *Estaño.*

El estaño es un metal de color blanco brillante, muy blando, de estructura cristalina, poco dúctil, pero muy maleable. Por su resistencia a la oxidación, casi la mitad de la producción mundial de estaño se emplea como recubrimiento electrolítico de otros metales. Se funde a baja temperatura, tiene gran fluidez cuando se funde y posee un punto de ebullición alto, es suave, flexible y resistente a la corrosión en muchos medios.

El mineral de estaño más importante es la casiteria,  $\text{SnO}_2$ . No se conocen depósitos de alta calidad de este mineral. La mayor parte del mineral de estaño del mundo se obtiene de depósitos aluviales de baja calidad. Existen dos formas alotrópicas de este elemento: estaño blanco y estaño gris. El estaño reacciona tanto con ácidos fuertes como con bases fuertes, pero es relativamente resistente a soluciones casi neutras. En muy diversas circunstancias corrosivo, no se desprende del gas hidrógeno del estaño y la velocidad de corrosión está controlada por el suministro de oxígeno u otros agentes oxidantes; en su ausencia, la corrosión es despreciable.

#### 2.2.6.2.4 *Cobre.*

El elemento químico de símbolo Cu, es uno de los materiales de transición e importante metal no ferroso. Su utilidad se debe a la combinación de sus propiedades químicas, físicas y mecánicas, así como a sus propiedades eléctricas y su abundancia. El cobre fue uno de los primeros metales usados por los humanos.

El cobre no es magnético; o más exactamente, es un poco paramagnético. Su conductividad térmica y eléctrica es muy alta. Es uno de los metales que puede tenerse en estado más puro, es moderadamente duro, es tenaz en extremo y resistente al desgaste. La fuerza del cobre está acompañada de una alta ductibilidad. Las propiedades mecánicas y eléctricas de un metal dependen en gran medida de las condiciones físicas, temperatura y tamaño de grano del metal.

El cobre es un metal de color rojo, dúctil, maleable, con buena conductividad térmica y eléctrica, y una elevada resistencia a la corrosión. Se utiliza para las tuberías de suministro de agua, éste metal también se utiliza en refrigeradores y sistemas de aire acondicionado. A su vez se combina a veces con el níquel para hacer un material resistente a la corrosión que se utiliza en la construcción naval.

#### 2.2.6.2.5 *Acero galvanizado.*

Es frecuente encontrar productos fabricados con acero galvanizado que van, desde una arandela, pasando por alambres, cajetines, hasta torres de alta tensión y diversas piezas estructurales.

El acero galvanizado es uno de los materiales que ofrece la mayor variedad de usos y aplicaciones en el sector de la construcción por ser una protección económica y versátil del acero.

Es resistente a la abrasión, los recubrimientos galvanizados poseen la característica casi única de estar unidos metalúrgicamente al acero base, por lo que poseen una excelente adherencia. Por otra parte, al estar constituidos por varias capas de aleaciones de zinc y de hierro, más duras incluso que el acero, y por una capa externa de zinc que es más blanda, forman un sistema muy resistente a los golpes y a la abrasión; por lo que poseen una excelente duración excepcional y resistencia mecánica elevada.

Finalmente, las aleaciones en servicios en plantas químicas y petroquímicas, en orden aproximado de utilización, son el acero inoxidable de la serie 300, las aleaciones de cobre, aluminio, entre otras. En servicios de refinerías petroleras, el orden de frecuencia cambia y las aleaciones de cobre para unidades enfriadas por agua, ocupan el primer lugar.

Los tubos de aleaciones de cobre, sobre todo el latón Admiralty inhibido, se emplean en general con enfriamiento por agua. Los cabezales del lado de los tubos para el servicio



con agua se hacen en gran variedad de materiales: acero al carbono, hierro colado, acero al carbono con pintura especial o recubrimiento con plomo o plástico, siendo el principal de cobre.

### 2.2.6.3 *Transferencia de calor por convección.*

La convección se divide en convección natural y forzada, siendo esto dependiendo de la manera como se mantiene el movimiento del fluido. La convección forzada tal como su nombre indica se produce cuando el fluido es obligado a moverse ya sea sobre una superficie o por una tubería, mientras que la convección natural se produce cuando el fluido actúa bajo condiciones naturales. A pesar de su complejidad ésta puede ser expresada con la Ley de Newton de enfriamiento (Ec. 2.5), siendo aplicada en específico al estudio de tuberías en convección forzada.

$$\dot{Q} = \dot{m}_F C_{pF} (T_{F2} - T_{F1}) = \dot{m}_C C_{pC} (T_{C1} - T_{C2}) \quad \text{Ecuación [2.5]}$$

Al depender la convección del movimiento del fluido, es de suma importancia conocer el número de Reynolds, el cual expresa la relación entre las fuerzas inerciales y viscosas en el flujo de fluidos, clasificándose en función de la magnitud tanto en laminar, transitorio y turbulento. En los flujos laminares las fuerzas viscosas son predominantes y por esa razón los valores del número de Reynolds correspondientes son bajos. Para determinar el Reynolds dentro de un conducto es utilizada la ecuación 2.6.

$$Re = \frac{\rho \times D \times u_s}{\mu} \quad \text{Ecuación [2.6]}$$

Dependiendo del valor del número de Reynolds, el flujo puede ser:

$Re \leq 2300$  Flujo en régimen laminar

$2300 \leq Re \leq 10.000$  Flujo en régimen transitorio

$Re \geq 10.000$  Flujo en régimen turbulento

Cuando se está estudiando la zona interna del tubo, el diámetro que se utiliza es el diámetro interno ( $d_i$ ). En cambio cuando se está estudiando la zona anular se utiliza el diámetro hidráulico ( $D_h$ ), el cual está expresado en la ecuación 2.7.

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_e^2 - d_i^2)}{\pi D_e + \pi d_i} = D_e - d_e \quad \text{Ecuación [2.7]}$$

En la Figura 2.17 se pueden apreciar los diámetros tanto internos como externos en los tubos concéntricos que conforman un intercambiador de calor de doble tubo.

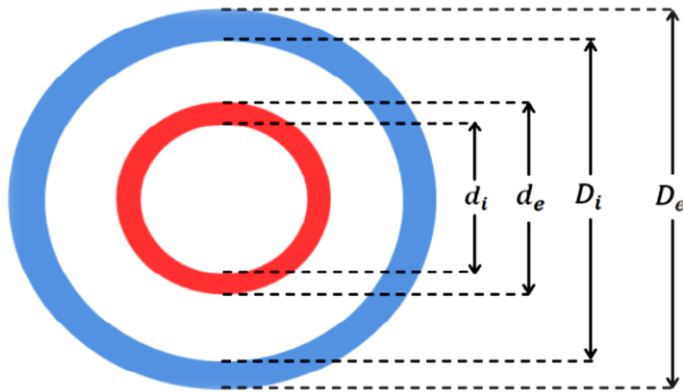


Figura 2.17. Diámetros de la sección transversal de un intercambiador de calor de doble tubo.

#### 2.2.6.4 Número de Nusselt.

En los estudios sobre convección es práctica común combinar diferentes variables con el objeto de trabajar con números adimensionales. Uno de los más difundidos resulta ser el número de Nusselt ( $Nu$ ), que se define por la ecuación 2.8.

$$Nu = \frac{h \times D_h}{k} \quad \text{Ecuación [2.8]}$$

Es necesaria la corrección del número de Nusselt debido a los efectos ocasionados por la variación de la temperatura y por ende de las propiedades en la sección transversal

del tramo por la que fluye el fluido. Este número de Nusselt corregido ( $Nu_o$ ) se expresa del siguiente modo como se muestra en la ecuación 2.9.

$$Nu_o = Nu(\mu/\mu_w)^n \quad \text{Ecuación [2.9]}$$

Como se puede ver, la ecuación 2.10 depende del exponente  $n$ , los valores de éste coeficiente dependen según la experiencia que se estudia. En la tabla 2.2 puede verse los valores para este coeficiente cuando el fluido es laminar o turbulento y cuando se está enfriando o calentando.

Tabla 2.2:  
*Exponentes  $n$  para corrección de efectos viscosos en la sección*

Tipo de Flujo	Fluido	Condición de la pared	$n$
Laminar	Líquidos	Calentamiento	-0,11
		Enfriamiento	-0,11
	Gases	Calentamiento	0
		Enfriamiento	0
Turbulento	Líquidos	Calentamiento	-0,25
		Enfriamiento	-0,25
	Gases	Calentamiento	-0,55
		Enfriamiento	0,0

Fuente: Anthony F. Mills. Transferencia de calor, (1999).

La correlación a utilizar en la investigación es la de Dittus & Boelter, que es para números de Reynolds en régimen turbulento, como se presenta en la ecuación 2.10.

$$Nu = 0,021 \times Re^{0,8} \times Pr^m \quad \text{Ecuación [2.10]}$$

Esta ecuación se aplica cuando los valores de Reynolds se encuentran en el intervalo:  $6000 < Re < 1 \times 10^7$ . Para fluidos que se están calentando  $m = 0,4$  y para fluidos que se están enfriando  $m = 0,3$ .

**2.2.6.5 Coeficiente global de transferencia de calor.**

La transferencia de calor dentro de un intercambiador de doble tubo, en primer lugar el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared interna del tubo por convección, después a través de la pared del tubo interno por conducción y, por último, de la pared externa de la tubería interna hacia el fluido frío de nuevo por convección. Por lo tanto, tal red de resistencias térmicas comprende en el proceso de transferencia de calor, dos resistencias por convección y una por conducción como se indica en la figura 2.18.

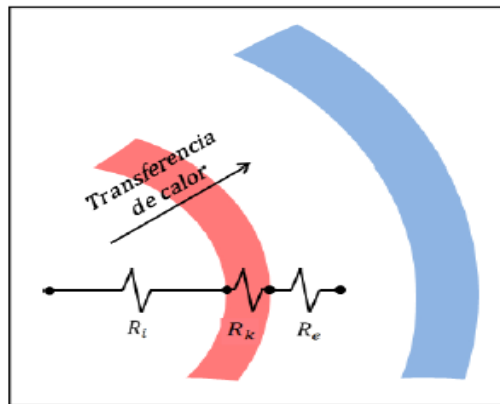


Figura 2.18. Red de resistencias térmicas asociada a la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo.

Tras lo observado en la figura 2.18, donde se muestran las resistencias interna, externa y del material, se obtiene la ecuación 2.11 para calcular el coeficiente global de transferencia de calor referente al área externa en un arreglo para un intercambiador de doble tubo, y se presenta como sigue.

$$U_e = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i h_i} + \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{2K(T_w)} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{Ecuación [2.11]}$$

Usualmente el rendimiento de los intercambiadores suele disminuir con el paso del tiempo debido a acumulaciones de depósitos sobre la superficie de los tubos. Esta capa de depósitos representa el ensuciamiento en los tubos, y al ocurrir esto, hay que agregar el factor de ensuciamiento. A continuación se muestra la tabla 2.3 donde se encuentran

los factores o resistencia por ensuciamiento para distintos fluidos en el diseño de intercambiadores de calor.

Tabla 2.3

*Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento en el diseño de intercambiadores de calor.*

Fluido	Resistencia por ensuciamiento [W/m <sup>2</sup> K] <sup>-1</sup>
Aceite combustible, asfalto	0,005
Aceite para transformadores, Gasolina, Keroseno, Líquidos refrigerantes, Fluido hidráulico, Vapor (Con aceite), gas ácido, vapores solventes	0,001
Aceite vegetal, Gasóleo pesado	0,003
Sales fundidas	0,0005
Gas de escape de un motor	0,01
Vapor (Sin aceite) y Agua destilada o condensada en un circuito cerrado	0,0005
Vapores refrigerantes, aire comprimido, Gasóleo ligero, Soluciones cáusticas	0,002
Agua marina y Agua tratada de alimentación para calderas	0,0005-0,001
Agua salada	0,001-0,003
Agua de torre de enfriamiento (Tratada)	0,001-0,002
Agua de torre de enfriamiento (Sin tratar)	0,002-0,005
Agua de río	0,001-0,004

Fuente: Fundamentos de Transferencia de Calor. Frank Incropera, (1999).

Al agregar los factores de ensuciamiento, el coeficiente global de transferencia de calor queda como:

$$U_e = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i h_i} + \frac{d_e F_{ei}}{d_i} + \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{2K(T_w)} + F_{ee} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{Ecuación [2.12]}$$

Donde  $F_{ei}$  y  $F_{ee}$  representan los factores de incrustación del lado interno y externo de la pared respectivamente.

### 2.2.6.6 Pérdida de presión.

La pérdida de presión resulta ser un factor de gran interés en el análisis de flujos de tuberías ya que está relacionada con la pérdida de energía del fluido debido a los efectos viscosos presentes en el tramo. En la práctica la necesidad de aplicar una expresión que involucre cualquier flujo interno desarrollado es fundamental, por lo tanto es utilizada la expresión desarrollada por Darcy – Weisbach en la ecuación 2.13.

Las caídas de presión por los tubos son:

$$\Delta P_t = \frac{4f_t G_t^2 L_{total}}{2g\rho_t d_i} \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{-m} \quad \text{Ecuación [2.13]}$$

Mientras que la caída de presión por el ánulo queda definida como sigue:

$$\Delta P_a = \Delta P_{a,1} + \Delta P_{a,2} \quad \text{Ecuación [2.14]}$$

Ecuación para calcular la caída de presión a lo largo de la parte recta del anillo:

$$\Delta P_{a,1} = \left( \frac{4(f_t)(L_{effect})}{D_e - D_i} + 3 \right) (\rho_a)(u_s)^2 \left( \frac{\mu_a}{\mu_w} \right)^{-m} \quad \text{Ecuación [2.15]}$$

Donde,

Para  $Re < 2300$ ;  $m = 0,25$

Para  $Re > 10.000$ ;  $m = 0,14$

Ecuación para calcular la caída de presión en la entrada y salida, es:

$$\Delta P_{a,2} = \frac{G_a^2}{2\rho_a} \quad \text{Ecuación [2.16]}$$

En ambas relaciones,  $f$  es el factor de fricción de Fanning, el cual se puede calcular por las siguientes ecuaciones:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (\text{Si el flujo es laminar}) \quad \text{Ecuación [2.17]}$$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} \text{ (Si el flujo es turbulento)} \quad \text{Ecuación [2.18]}$$

### 2.2.7 AISLAMIENTO TÉRMICO

Es el método con el cual tratamos de aislar térmicamente una superficie reduciendo la transferencia de calor hacia o desde el ambiente mediante el uso de materiales aislantes o de baja conductividad térmica. Es decir, el aislamiento térmico es la capacidad de los materiales para oponerse al paso del calor por conducción. Se evalúa por la resistencia térmica que tienen. Sus objetivos principales son minimizar las pérdidas de energía por transferencia de calor hacia o desde el ambiente, proteger al personal y bienes, proteger el ambiente razones para su utilización, necesidades del proceso, seguridad de personas y bienes, reducción de las pérdidas energéticas, reducción de la contaminación ambiental, el CO<sub>2</sub>, el efecto invernadero, el SO<sub>2</sub> y la lluvia ácida.

#### 2.2.7.1 *Materiales Aislantes.*

Se define así a aquellos materiales cuya principal característica física es su baja conductividad térmica. La conductividad térmica es la característica que expresa la mayor o menor dificultad del material para permitir la transferencia de calor.

En general, todos los materiales ofrecen resistencia al paso del calor, es decir, son aislantes térmicos. La diferencia es que de los que se trata tienen una resistencia muy grande, de modo, que espesores pequeños de material presentan una resistencia suficiente al uso que quiere dársele. El nombre más correcto de estos sería aislante térmico específico. Se considera que son aislantes térmicos específicos aquellos que tiene una conductividad térmica menor a 0,08 W/mK.

El aire transmite calor por convección, lo que reduce su capacidad de aislamiento. Por esta razón se utilizan como aislamiento térmico materiales porosos o fibrosos, capaces de inmovilizar el aire seco y confinarlo en el interior de celdillas más o menos inmovilizadas. Aunque en la mayoría de los casos el gas encerrado es aire común, en

aislantes de poro cerrado formados por burbujas no comunicadas entre sí, como en el caso del poliuretano proyectado, el gas utilizado como agente espumante es el que queda finalmente encerrado.

### **2.2.8 EFECTO DE LA DISMINUCIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA**

A través de los tiempos el hombre se ha valido de múltiples servicios que le han proporcionado confort a su subsistencia, tal es el caso del consumo energético que ha tenido un papel importante en el desarrollo de la sociedad porque permite el avance de la tecnología en la vida moderna, y a su vez ésta ofrece equipos cada vez más sofisticados que brindan recreación, entretenimiento y comodidades, demandando mayor cantidad de energía, como lo son los circuitos de refrigeración, que a baja y mediana capacidad representan un papel primordial, ya que cada día son más necesarios para facilitar las labores tanto en el hogar como en el trabajo.

Para 1997 la energía total generada por CADAFE, EDELCA, ELECAR y ENELVEN, correspondió a 76.277 GWH, según la OPSIS 1998. La capacidad de generación instalada del sistema interconectado asciende a 19.031 MW donde EDELCA representa el 59% de la generación y CADAFE el 22%, es decir que debido a los grandes recursos hidrológicos con que cuenta Venezuela, el 62% del total generado corresponde a energía proveniente de centrales hidroeléctricas, el restante 38% proviene de centrales termoeléctricas.

Es necesario enfatizar, que la energía hidroeléctrica se crea gracias al caudal de grandes ríos, como es el caso del Caroní y es producida por la central hidroeléctrica Raúl Leoni, mejor conocida como Guri y administrada por la Electricidad del Caroni (EDELCA).

La facturación de energía eléctrica es la forma de expresar y saber la cantidad de energía eléctrica que se ha consumido en un período de un mes y los costos que



representa, según las tarifas que se tenga. La forma de realizar la facturación consiste en el cargo por consumo de energía (KWH) y por demanda (KW). Además se presenta una serie de implicaciones que deben ser comprendidas por las personas responsables de la instalación.

El cargo por consumo de energía es el producto directo de la energía eléctrica utilizada para la generación de trabajo mecánico o generación de calor (potencia activa) durante un tiempo determinado, multiplicado por la tarifa (Bs./KWH). Para obtener reducciones en este concepto se debe asegurar que aquellos equipos que estén utilizando la energía eléctrica, produzcan un trabajo mecánico o generen un calor, que luego pueda contabilizarse como parte del producto terminado, es decir darles un uso productivo.

## CAPÍTULO 3

### Marco Metodológico

---

En este capítulo desarrollan las técnicas y procedimientos para el desarrollo de la investigación, con la finalidad de cumplir con los objetivos planteados en la misma. De igual manera se describen aspectos como nivel y tipo de investigación.

#### 3.1 NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN

De acuerdo a Arias (2006), el nivel de investigación se refiere al grado de profundidad con que se aborda un objeto o fenómeno, y este puede ser exploratorio, descriptivo o explicativo”. El trabajo se enmarca en un esquema de investigación de forma descriptiva, ya que se busca determinar el mejor diseño para la investigación y obtener conclusiones definitivas, que permitan la caracterización de la situación en estudio. En este sentido se pretende evaluar y diseñar un sistema para lograr el subenfriamiento del líquido a la salida del condensador, con la finalidad de mejorar el aprovechamiento de energía.

#### 3.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

“El diseño de la investigación es la estrategia que adopta el investigador para responder el problema planteado” (Arias, 2006). Orienta sobre la finalidad general del estudio y sobre la manera de recoger las informaciones o datos necesarios; toma como criterio el lugar y los recursos donde se obtiene la información requerida.

La investigación que ya se realizó, es del tipo documental, que es aquella que se realiza a través de la consulta de documentos (libros, revistas, periódicos, memorias, anuarios, registros, códigos, constituciones, etc.)

En función al desarrollo de las metas planteadas se siguió una estrategia la cual permitió la realización por etapas de los objetivos y en consecuencia de la investigación,

se precisarán técnicas y procedimientos para realizar el análisis energético al circuito de enfriamiento.

### **3.2.1 ETAPA NO. 1**

En este sentido se tiene que para cumplir con el primer objetivo específico, definir estrategias que incidan en la disminución de la energía consumida en los circuitos de refrigeración, se debe:

- Recopilar la bibliografía relacionada con el tema.
- Revisar dicha bibliografía.
- Investigar y definir las distintas estrategias que incidan en la disminución de la energía consumida en los circuitos de refrigeración.

### **3.2.2 ETAPA NO. 2**

Para evaluar alternativas que permitan la disminución de la energía consumida en los circuitos de refrigeración, tarea planteada como segundo objetivo específico, se tomaron en cuenta distintas alternativas que se obtuvieron tras la investigación inicial, descrito en el capítulo anterior, luego se realizó un evaluación para plantear mejoras y soluciones de diseño pertinentes para adaptar al circuito de refrigeración.

### **3.2.3 ETAPA NO. 3**

Con la finalidad de seleccionar la mejor alternativa para disminuir el consumo de energía, tercer objetivo específico, se debe tener en cuenta que el líquido a la salida del condensador debe ser subenfriado, de esta manera el delta de entalpía es mayor, el flujo másico del refrigerante disminuye, y por consiguiente también disminuye la potencia consumida. Para cumplir esta etapa se aplicó el método para la selección de la mejor solución, conocido como el Método de Ponderación de Criterios y Soluciones.

### 3.2.4 ETAPA NO. 4

Una vez alcanzados los tres primeros objetivos planteados se dispone de información para la realización del siguiente, a través de: “Diseñar el sistema para hacer la modificación a fin de disminuir el consumo de energía del circuito”. Dicho sistema seleccionado, es un intercambiador de calor de doble tubo; y para su diseño se siguió el siguiente procedimiento:

#### 3.2.4.1 Procedimiento para el diseño de un Intercambiador de calor de doble tubo.

##### 3.2.4.1.1 Intercambio Térmico.

La velocidad de transferencia de calor se determina por medio de un balance de energía en el equipo, despreciando las pérdidas de calor al ambiente. De modo que, si no hay cambio de fase, se puede establecer mediante la ecuación 2.5.

##### 3.2.4.1.2 Promedio medio logarítmico de temperaturas ( $\Delta T_{ml}$ ).

De manera general, está dado por:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{e,c} - T_{s,f}) - (T_{s,c} - T_{e,f})}{\ln\left(\frac{T_{e,c} - T_{s,f}}{T_{s,c} - T_{e,f}}\right)} \quad \text{Ecuación [3.1]}$$

##### 3.2.4.1.3 Ubicación de los fluidos.

Para ubicar los fluidos se utilizan los siguientes criterios, en el orden estricto establecido, en otras palabras: el 1° criterio prevalece sobre el 2°, el 2° sobre el 3°, y así sucesivamente:

- El fluido más corrosivo debe circular por los tubos.
- El fluido más ensuciador debe circular por los tubos.
- El fluido de mayor presión debe circular por los tubos.

- El fluido que posea mayor coeficiente convectivo debe circular por los tubos.
- El fluido de mayor flujo másico debe circular por el lugar que provea mayor área de flujo con el fin de obtener menores caídas de presión. El área de flujo de los tubos ( $A_i$ ) está dada por:

Pero para el caso en estudio se tomó en cuenta que el fluido que proviene de la línea de succión debe ser ubicado en la zona donde haya menos caídas de presión.

#### *3.2.4.1.4 Propiedades de los Fluidos.*

En este punto se muestran en tablas las propiedades necesarias para el cálculo de los coeficientes convectivos interno y externo, así como, las caídas de presión. En el caso de convección monofásica forzada flujo interno, se evalúan las propiedades a las temperaturas calóricas. Mientras que, para el caso de condensación pelicular, las propiedades de los líquidos se evalúan a la temperatura de película; y las del vapor a temperatura de saturación.

#### *3.2.4.1.5 Coeficientes convectivos ( $h_i$ y $h_e$ ).*

Para el coeficiente convectivo interno se pueden presentar los casos de convección monofásica forzada (flujo interno) y condensación interna. En el primer caso: Inicialmente, se debe determinar el número de Reynolds para identificar el régimen de flujo, el cual se puede determinar a partir de la ecuación 2.6.

Para cada régimen se tienen correlaciones que permiten obtener el número de Nusselt. En el Capítulo 2 fue descrita la correlación empleada en el estudio.

#### *3.2.4.1.6 Temperatura de pared ( $T_w$ ).*

La temperatura de pared es el promedio de las temperaturas de bulto o temperaturas medias; es decir, el promedio de los promedios.

$$T_w = \frac{T_{m,F} + T_{m,C}}{2} = \frac{\frac{T_{F1} + T_{F2}}{2} + \frac{T_{C1} + T_{C2}}{2}}{2} \quad \text{Ecuación [3.2]}$$

Una vez obtenida la temperatura de pared, se pueden calcular las propiedades dependientes de dicha variable y mejorar los cálculos de coeficientes convectivos.

#### 3.2.4.1.7 Corrección del número de Nusselt.

Una vez obtenida la temperatura de pared, se pueden calcular las propiedades dependientes de dicha variable y mejorar los cálculos del número de Nusselt hechos en el paso 5, para obtener un coeficiente convectivo más exacto. Se corrige mediante la ecuación 2.9.

#### 3.2.4.1.8 Coeficiente global de transferencia de calor.

Para obtener el coeficiente global de transferencia de calor se utiliza la ecuación 2.12. Antes de obtener este valor es necesario calcular los coeficientes convectivos, los cuales dependen de números adimensionales como el número de Prandtl, el número de Reynolds y el número de Nusselt.

#### 3.2.4.1.9 Área de transferencia requerida.

$$A_R = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{mL}} < 18\text{m}^2 \quad \text{Ecuación [3.3]}$$

En caso de ser mayor a 18 m<sup>2</sup> se debe realizar el diseño de tubo y carcasa.

#### 3.2.4.1.10 Dimensionamiento.

##### 3.2.4.1.10.1 Longitud Total.

$$L_{\text{total}} = \frac{A_R}{\pi D_e} \quad \text{Ecuación [3.4]}$$

3.2.4.1.10.2 Número de horquillas.

$$N_H = \frac{L_{total}}{2L_{ef}} \quad \text{Ecuación [3.5]}$$

Donde,

$L_{ef}$  es la longitud efectiva, la cual para este tipo de equipos está estandarizada en los siguientes valores: 3,66 m; 4,55 m y 6,10 m. Para el caso en estudio, el dimensionamiento del intercambiador se refiere en menor tamaño, por lo que, se seleccionará cierta cantidad de horquillas para lograr una la longitud efectiva que se encuentre entre 1m y 1,5 m.

De modo que en este paso se debe:

Seleccionar el número de horquillas para el diseño.

3.2.4.1.11 Caídas de presión ( $\Delta P_t$  y  $\Delta P_a$ ).

Las caídas de presión por los tubos se describe en la ecuación 2.13; mientras que la caída de presión por el ánulo la describe la ecuación 2.14, seguida por las ecuaciones 2.15 y 2.16.

Luego de realizado el diseño del intercambiador se debe tener en cuenta que, debido a la ubicación de los fluidos, hay que realizar un aislamiento térmico con el ambiente, y por ende, hay que calcular dicho espesor de aislamiento con la ecuación 3.6.

$$e = \frac{D_i}{2} \text{EXP} \left[ \frac{\lambda}{\lambda_{ref}} \times \text{Ln} \left( \frac{(D_i+2)e_{ref}}{D_i} \right) \right] \quad \text{Ecuación [3.6]}$$

En donde:

$e$ : espesor mínimo de aislamiento (mm).

$e_{ref}$ : espesor mínimo de aislamiento indicado en tablas.

$\lambda$ : conductividad térmica del material (W/mK).

$\lambda_{ref}$ : conductividad térmica de referencia (0,040 W/mK).

$D_i$ : diámetro interno de la superficie de sección circular (mm).

### 3.2.5 ETAPA NO. 5

Seguidamente, para la realización del quinto objetivo específico, se verificará si dicha modificación es viable económicamente, realizando una comparación de lo que se ahorra en bolívares y dando como resultado dicho ahorro en porcentaje.

Según Adolfo Blanco (2003), un estudio de factibilidad está encaminado a estimar un plan de inversión, el principal sentido es establecer la perspectiva social, monetaria y financiera del comportamiento del capital en base a instrumentos económicos adecuados.

Ahora bien, Miguel Najul (2007) indica que en el pasado, los impulsores y francistas obtenían frutos muy buenos en las inversiones con solo la intuición, esto era bajo las condiciones son tantos desequilibrios, el cual podía ser manejado con amplios índices de error. En la actualidad, el ambiente es tan inestable y las conductas del mercado tan errantes, que las fallas son cotidianas y caras. Por ello, desestimar el beneficio de realizar una factibilidad económica tendría a la disparidad en medio de ganar o perder en una inversión.

En cuanto, Sapag & Sapag (1989) muestran que la factibilidad económica procura responder de si es o no es apropiado hacer la inversión. Por ello, el estudio del presente proyecto de grado tendrá que pretender presentar con la mayor exactitud lo que pudiera ocurrir si el proyecto se pone en marcha. Así que, se determinaran los frutos y coste que generaría, por ende, se puede realizar el estudio de factibilidad. La evaluación técnica tiene el fin de da la información de sumariar las cantidades de capital necesario y los precios operacionales relacionados con la actividad.



# CAPÍTULO 4

## Desarrollo de la Investigación

---

En este capítulo se realiza el desarrollo de la investigación que permite alcanzar la meta de este trabajo especial de grado.

### 4.1 SELECCIÓN DE LA MEJOR SOLUCIÓN

#### 4.1.1 EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES SOLUCIONES

En la búsqueda de soluciones es necesario dedicarse a idear opciones para satisfacer la descripción de la solución del problema, a sabiendas que la solución que se seleccione debe responder la interrogante ¿de qué manera se puede lograr aumentar la cantidad de calor retirada del evaporador? En el capítulo 2 se definen distintas estrategias que inciden en la disminución de la energía consumida en los circuitos de refrigeración. A estas alternativas se les llamara “posibles soluciones”, hasta que una de ellas se convierta en la “mejor solución”.

A continuación se enumerarán las distintas alternativas que permitan la disminución de la energía consumida en los circuitos de refrigeración.

##### ***4.1.1.1 Posible solución N°1 (PS1): Refrigeración por compresión con intercambiador de calor auxiliar.***

Este circuito de refrigeración es muy parecido al circuito de refrigeración estándar. Está compuesto por un compresor, el condensador, una válvula de expansión, el evaporador, y lo que lo diferencia del estándar es que luego del condensador y antes de la válvula de expansión, se tiene un intercambiador de calor (ver figura 2.5, Capítulo 2).

**4.1.1.2 Posible solución N°2 (PS2): Refrigeración con dos etapas de compresión con refrigeración intermedia.**

Este circuito de refrigeración también varía poco del circuito de refrigeración estándar. Consta de dos compresores, un intercambiador de calor entre ambos compresores, el condensador, una válvula de expansión y el evaporador (ver figura 2.7, Capítulo 2).

**4.1.1.3 Posible solución N°3 (PS3): Refrigeración por compresión con dos etapas de compresión con inyección de refrigerante líquido.**

Este circuito de refrigeración consta de dos compresores, el condensador, dos válvulas de expansión, el evaporador y un separador de líquido (ver figura 2.8, Capítulo 2).

**4.1.1.4 Posible solución N°4 (PS4): Sistema de doble compresión y expansión con enfriador intermedio y separador de líquido.**

Este sistema está compuesto por dos compresores, el condensador, dos válvulas de expansión y un enfriador intermedio, que puede ser de tipo cerrado o de tipo abierto (ver figuras 2.11 y 2.12, Capítulo 2).

## **4.1.2 LISTA DE RESTRICCIONES**

Las restricciones en una ponderación de criterios definen una serie de parámetros, los cuales deben ser cumplidos por las posibles soluciones, de no cumplir al menos con una restricción; esta posible solución queda descartada. Por lo que se tiene que verificar que todas las posibles soluciones cumplan con las restricciones establecidas, para estas poder convertirse en soluciones, y posteriormente ponderarlas respecto a cada criterio. En este caso, las restricciones que definen estas posibles soluciones son:

R1: Método utilizado: subenfriamiento de líquido.

R2: Capacidad del equipo de hasta 4 toneladas.

### 4.1.3 LISTA DE CRITERIOS

Los criterios son medidas dispuestas para realizar comparaciones entre las soluciones dentro de un proceso de ponderación de criterios. Estos sirven para establecer prioridades entre las características de las posibles soluciones y luego comparar las soluciones entre sí respecto a cada criterio. Para este proyecto, los criterios comparativos son:

C1: Menor espacio físico ocupado.

C2: Fácil instalación y mantenimiento.

C3: Menor costo.

C4: No introduzca modificaciones considerables al ciclo estándar.

### 4.1.4 BÚSQUEDA DE LA MEJOR SOLUCIÓN

En este trabajo de investigación para la búsqueda de la mejor solución, lo cual nos conduce a seleccionar la misma, se emplea el método de ponderación de criterios y soluciones. Este método se basa en la priorización de las variables en función a la elaboración de matrices y al cálculo de algunos valores que en forma consecuente indicarán qué variables son las más importantes según su influencia hacia el resto y según su dependencia del resto.

#### 4.1.4.1 *Aplicación de las restricciones a las probables soluciones.*

En esta etapa del método de ponderación de criterios y soluciones, aplicamos las restricciones a todas las probables soluciones. Para que una probable solución se convierta en solución es necesario que cumpla con todas las restricciones del problema. Teniendo en cuenta que las restricciones permiten eliminar probables soluciones, sin necesidad de compararlas; por lo tanto, si una probable solución no cumple con una restricción, ésta es descartada. Al finalizar este método, las probables soluciones que si

cumplieron con todas las restricciones se convierten en las soluciones. A continuación se muestra en la tabla 4.1 la aplicación de las restricciones a las posibles soluciones.

Tabla 4.1  
*Aplicación de las restricciones a las posibles soluciones.*

	PS1	PS2	PS3	PS4
R1	SI	NO	NO	SI
R2	SI	SI	SI	SI

Fuente: Cálculos propios.

Luego de haber aplicado las restricciones a las posibles soluciones, se descartan la posible solución N°2 y la posible solución N°3; debido a que no cumplen con la restricción R1, que se refiere a obtener subenfriamiento con el método empleado. Por lo tanto, PS1 se convierte en la solución N°1 (S1) y PS4 se convierte en la solución N°2 (S2).

#### 4.1.4.2 Ponderación de criterios.

Se aplican los criterios a las soluciones resultantes de la etapa anterior. Los criterios se proceden a ponderar de acuerdo al orden de importancia relativa. Dentro de una escala numérica previamente establecida, se asigna un valor a cada uno de los criterios. El mayor valor corresponderá al criterio más relevante. En la tabla 4.2 se realiza la ponderación de los criterios, de esta manera se obtiene el orden de importancia de cada uno de ellos.

Tabla 4.2  
*Demostración de la ponderación de criterios.*

	C1	C2	C3	C4	N° veces	PCx
C1					0	PC1=1
C2	C2				3	PC2=4
C3	C3	C2			1	PC3=2
C4	C4	C2	C4		2	PC4=3

Fuente: Cálculos propios.

Luego de realizada la ponderación en la tabla 4.2, se obtiene el orden de importancia de criterios, el cual es:

1. Fácil mantenimiento.
2. Menor modificación posible al ciclo estándar.
3. Menor costo.
4. Menor espacio físico ocupado.

A partir de la ponderación de criterios se procede a la ponderación de soluciones respecto a cada criterio.

#### **4.1.4.3 Ponderación de soluciones respecto a cada criterio.**

En esta etapa procedemos a ponderar las alternativas que cumplen con todas las restricciones, es decir, las soluciones, de acuerdo al grado de aceptación respecto al cada criterio. Dentro de una escala numérica previamente establecida, se asigna un valor a cada una de las soluciones. El mayor valor corresponderá a la mejor solución respecto al criterio “C1: Menor espacio físico ocupado” (Tabla 4.3), criterio dos (2): “C2: Fácil mantenimiento” (Tabla 4.4), criterio tres (3): “C3: Menor costo” (Tabla 4.5) y el criterio cuatro (4): “C4: Menor modificación posible al ciclo estándar” (Tabla 4.6). Luego se procede a realizar la ponderación final de las soluciones respecto a los criterios.

##### **4.1.4.3.1 Ponderación de soluciones respecto a criterio 1.**

Tabla 4.3

*Demostración de la ponderación de soluciones respecto a criterio 1.*

C1	S1	S2	Nº veces	Px1
S1			1	P11=2
S2	S1		0	P21=1

Fuente: Cálculos propios.

4.1.4.3.2 *Ponderación de soluciones respecto a criterio 2.*

Tabla 4.4

*Demostración de la ponderación de soluciones respecto a criterio 2.*

C2	S1	S2	Nº veces	Px2
S1			1	P12=2
S2	S1		0	P22=1

Fuente: Cálculos propios.

4.1.4.3.3 *Ponderación de soluciones respecto a criterio 3.*

Tabla 4.5

*Demostración de la ponderación de soluciones respecto a criterio 3.*

C3	S1	S2	Nº veces	Px3
S1			1	P13=2
S2	S1		0	P23=1

Fuente: Cálculos propios.

4.1.4.3.4 *Ponderación de soluciones respecto a criterio 4.*

Tabla 4.6

*Demostración de la ponderación de soluciones respecto a criterio 4.*

C2	S1	S2	Nº veces	Px4
S1			1	P14=2
S2	S1		0	P24=1

Fuente: Cálculos propios.

**4.1.4.4 *Ponderación final.***

La ponderación final de soluciones es una forma de comparar todas las soluciones entre sí, de acuerdo a la totalidad de los criterios. La mejor solución será aquella cuya sumatoria sea mayor (véase tabla 4.7).

Tabla 4.7  
*Demostración de la ponderación final.*

PCx	P1x		P2x	
PC1	P11	1x2	P21	1x1
PC2	P12	4x2	P22	4x1
PC3	P13	2x1	P23	2x1
PC4	P14	3x2	P24	3x1
		X1=18	X2=10	

Fuente: Cálculos propios.

El mayor de los valores fue  $X1=18$ , es la solución No.1 “S1: Refrigeración por compresión con intercambiador de calor auxiliar”. Por lo tanto, se determina que esta es la mejor solución. Esto indica que respecto a los cuatro (4) criterios del problema en conjunto, esta solución presenta las mejores características y, por lo tanto, es la utilizada para el desarrollo del diseño de este proyecto.

## 4.2 DISEÑO DEL SISTEMA SELECCIONADO

Luego de seleccionado el sistema para realizar el subenfriamiento en un circuito de refrigeración de mediana y baja capacidad, se procede a realizar el diseño de la modificación a realizar en dicho circuito. Para esto deben seleccionarse ciertos parámetros antes de realizar los cálculos del diseño.

### 4.2.1 SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE

Hay que tener en cuenta que un reemplazo no es lo mismo que un sustituto, con esto se refiere a que por ejemplo el R-410A no se puede colocar en un equipo diseñado para R-22, sino para equipos nuevos de alta eficiencia. Los que sí se pueden colocar en un equipo con diseño para R-22 son el R-422D y el R-407C, pero en algunos casos se tiene que cambiar el lubricante por incompatibilidad.

Otra cosa a tener en cuenta es que hay que vaciar el refrigerante R-22 completamente, hacer un barrido y luego recargar con el sustituto. Para el proyecto de investigación, el sustituto a utilizar se seleccionará de acuerdo al comportamiento que sea más similar al del R-22.

En la tabla 4.8 se presenta una comparación de los refrigerantes sustitutos con el refrigerante R-22. Se puede observar cómo varían las presiones conforme va aumentando la temperatura.

Tabla 4.8

*Comparación del refrigerante R-22 con los refrigerantes sustitutos.*

VAPOR SATURADO				
T [°C]	P [kPa]			
	R-22	R-407C	R-410A	R-422D
-40,00	2,03	15,57	36,23	7,78
-29,00	34,54	22,01	88,72	27,42
-18,00	81,27	65,69	163,22	73,48
-7,00	145,95	128,34	265,49	137,82
4	232,30	214,01	400,94	224,85
16,00	344,05	399,25	578,05	377,24
27,00	486,28	561,46	800,87	529,29
38,00	663,39	763,62	1.078,56	718,58

NOTA: Fuente DuPont Refrigerantes. Guía de referencia para bolsillo (Ver Anexo F).

A partir de la tabla 4.8 se realizó una gráfica que se muestra en la figura 4.2, donde se pueden comparar de manera más sencilla los refrigerantes sustitutos con el refrigerante R-22.

Para motivo de la investigación se trabajará con el refrigerante R-407C, ya que es el que posee un comportamiento similar al del refrigerante R-22 y actualmente existen sistemas de refrigeración, lo cuales trabajan con refrigerante el refrigerante seleccionado.



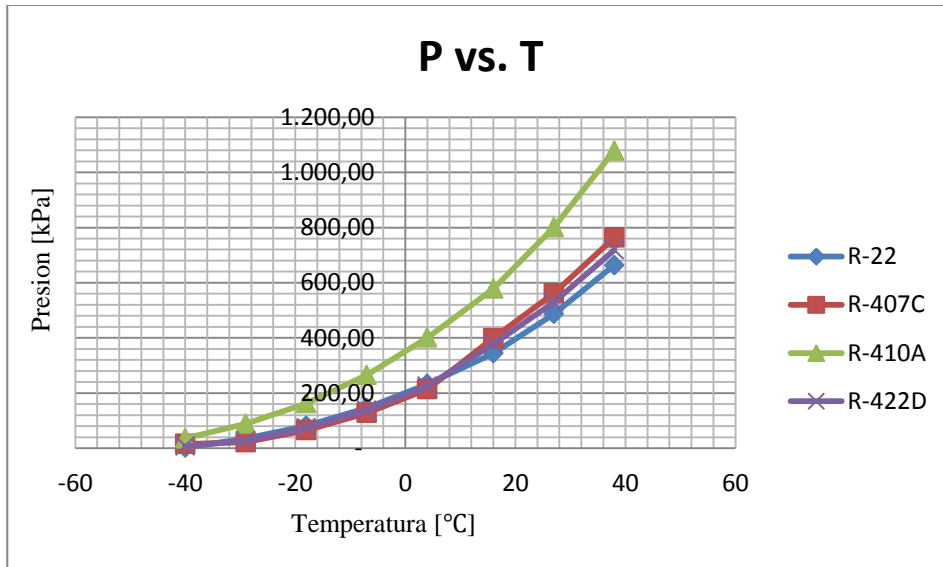


Figura 4.1. Comportamiento del refrigerante R22 comparado con sus sustitutos.

#### 4.2.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE INTERCAMBIADOR

Luego de un análisis entre los tipos de intercambiadores definidos anteriormente, la elección del intercambiador de calor al cual se va a realizar el diseño, será el de doble tubo o tubos concéntricos con flujos a contracorriente que es extremadamente útil, proporciona superficies de transferencia de calor a bajo costo. Cuando se trata de áreas pequeñas y cuando se tiene el caso en que uno de los fluidos o ambos se encuentran a muy alta presión, es más fácil impedir las fugas en este tipo de intercambiador.

Dentro de los procesos de ingeniería se utiliza el aire para el acondicionamiento de locales, para estos fines el fluido del que se aprovecha su calor comúnmente es el vapor. Dado que estos intercambiadores son relativamente fáciles de limpiar, son también adecuados cuando los fluidos que circulan por el interior del tubo son muy sucios o muy corrosivos, se adaptan perfectamente a la modificación que se quiere realizar. Se pueden utilizar tanto para el calentamiento como enfriamiento, pero no son recomendables para condensación o vaporización.

Se seleccionó a contracorriente, ya que permite que el sistema pueda mantener un gradiente casi constante entre ellos a lo largo de la ruta de movimiento. A medida que la

ruta sea más larga y que la velocidad del movimiento de los fluidos sea más lenta, la tasa de transferencia será mayor, sin embargo esto se debe a que los dos fluidos son “iguales” en algún sentido.

#### **4.2.3 SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL INTERCAMBIADOR**

La selección de los materiales es muy importante para el correcto funcionamiento de los intercambiadores de calor, de él depende una apropiada transferencia de calor. En el capítulo 2 se presentan distintos tipos de materiales con sus propiedades, para de esta manera hacer la elección del que mejor se adecua al proyecto.

Los intercambiadores de calor son dispositivos de transferencia de calor con el fin de conseguir un calentamiento o enfriamiento deseado, un aspecto importante es la selección del material apropiado para llevar a cabo y transferir el calor rápido y eficazmente es por esto que el material seleccionado es el cobre, dicho material tiene muchas propiedades deseables para intercambiadores de calor térmicamente eficientes y duraderos. Primero y ante todo, el cobre es un excelente conductor de calor. Esto significa que la alta conductividad térmica del cobre permite que el calor pase a través de él rápidamente.

Otras propiedades deseables de cobre en los intercambiadores de calor incluyen su resistencia a la corrosión, resistencia a la incrustación biológica, la tensión máxima admisible y la presión interna, resistencia a la rotura por fluencia, la fatiga y la dureza a diferencia de los demás materiales.

#### **4.2.4 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR**

Para la presente investigación se trabaja con datos promedios, como lo es la temperatura ambiente durante el año, la cual se encuentra a 27°C; el  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ ; y la temperatura del flujo de aire en la rejilla de suministro al recinto a enfriar oscila entre los 7°C y 9°C. A partir de estos datos se obtiene la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación.

Tenemos que la temperatura de condensación es,

$$T_{\text{cond}} = T_{\text{amb}} + \Delta T$$

$$T_{\text{cond}} = 27 + 5^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = 32^{\circ}\text{C}$$

De manera muy parecida se obtiene la temperatura de evaporación,

$$T_{\text{evap}} = T_{\text{sum}} - \Delta T$$

$$T_{\text{evap}} = \frac{(9+7)^{\circ}\text{C}}{2} - 5^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = 3^{\circ}\text{C}$$

Con estas temperaturas obtenidas de condensación y evaporación; y para distintos grados de subenfriamiento se realiza el cálculo de la potencia consumida por el compresor, y el área requerida del intercambiador de calor. Para esto necesitamos obtener el flujo másico del refrigerante, el cual se obtiene de la siguiente forma,

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h_{\text{evaporador}}}$$

Como una restricción se tiene que el estudio abarca los circuitos de refrigeración de mediana y baja capacidad, es decir, hasta 4 toneladas de refrigeración, lo que equivale a 48.000 BTU/h. Para el estudio se seleccionó de un catálogo de aires acondicionados marca LG, un equipo cuya capacidad es de 30.000 BTU/h, lo cual equivale a 8,7921 kW. El delta de entalpía se obtiene a partir de las temperaturas de condensación y evaporación, entrando al diagrama de Mollier del refrigerante R-407C, mostrado en el anexo B.

El delta de entalpía es la diferencia entre la entalpía a la salida del evaporador y la entalpía a la entrada del evaporador. Para obtener la entalpía a la entrada del evaporador, se ingresa con la temperatura de condensación como líquido saturado de la tabla del

refrigerante R-407C del anexo A, y se lee dicha entalpía ( $h_2$ ), ésta se mantiene igual hasta la entrada del evaporador ( $h_3$ ), ya que ocurre un proceso isoentálpico, donde la entalpía no varía. Para obtener la entalpía a la salida del evaporador se ingresa a la misma tabla del anexo A en vapor saturado con la temperatura de evaporación, y se lee el valor de la entalpía ( $h_4$ ).

$$h_{3@32^{\circ}\text{C}} = 247,5955 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4@3^{\circ}\text{C}} = 410,9383 \text{ kJ/kg}$$

Con lo que el delta de entalpia queda como,

$$\Delta h_{\text{evaporador}} = h_4 - h_3 = 410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 247,5955 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h_{\text{evaporador}} = 162,7928 \text{ kJ/kg}$$

Quedando el flujo másico de refrigerante,

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{8,7921 \text{ kW}}{162,7928 \text{ kJ/kg}} = 0,0540 \text{ kg/s}$$

Adoptando una eficiencia interna del compresor de un 85%, se procede a calcular la potencia consumida por el compresor. La eficiencia interna del compresor viene dada por la relación entre el trabajo teórico y el trabajo real.

$$\eta_c = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4}$$

Para obtener la entalpía a la salida del compresor teórica, se ingresa al diagrama de Mollier mostrado en el anexo B.

$$\begin{array}{l} \text{Con } T_4 = 3^{\circ}\text{C} \longrightarrow \left[ \begin{array}{l} h_4 = 410,9383 \text{ kJ/kg} \\ s_4 = 1,7727 \text{ kJ/kgK} \end{array} \right. \\ \text{Con } T_2 = 32^{\circ}\text{C} \longrightarrow P_2 = P_{\text{cond}} = 1,4319 \text{ MPa} \end{array}$$

$$\text{Con } \begin{cases} P_1 = P_{\text{cond}} \\ S_{1s} = S_4 \end{cases} \longrightarrow h_{1s} = 430 \text{ kJ/kg}$$

De la ecuación anterior de eficiencia, se despeja la entalpía real a la salida del compresor,

$$h_1 = \frac{(h_{1s} - h_4)}{\eta_c} + h_4$$

$$h_1 = \frac{\left(430 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}{0,85} + 410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 433,3638 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto, tenemos que:

$$\Delta h_{\text{compresor}} = h_1 - h_4 = 433,3638 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h_{\text{compresor}} = 22,4255 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Ya obtenido el delta de entalpía en el compresor, se procede la potencia consumida por el compresor, para la cual se utiliza la siguiente ecuación.

$$\dot{W} = \dot{m}_{\text{ref}} \Delta h_{\text{compresor}}$$

$$\dot{W} = 0,0540 \text{ kg/s} \left( 22,4255 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 1,2111 \text{ kW}$$

A continuación se obtendrá mediante iteraciones el grado de subenfriamiento al cual se puede llegar, utilizando el mismo refrigerante a la salida del evaporador para enfriar al que se encuentra por la línea de líquido. Para obtener los grados de subenfriamiento se realizaran iteraciones a partir de la ecuación de la cantidad de calor transferida en el intercambiador de calor a través de la ecuación 2.5.

$$\dot{Q} = \dot{m}_F C_{pF} (T_{F2} - T_{F1}) = \dot{m}_C C_{pC} (T_{C1} - T_{C2})$$

Para conseguir el  $C_p$  se necesita utilizar la tabla del anexo A, y con la temperatura media del fluido se obtiene dicho valor de  $C_p$ .

$$T_{m,F} = \frac{3^{\circ}\text{C} + 6^{\circ}\text{C}}{2} = 4,5^{\circ}\text{C}$$

Ingresando a la tabla de propiedades termofísicas del refrigerante R-407C, mostrada en el anexo A, a la temperatura media  $4,5^{\circ}\text{C}$ , se obtiene el calor específico  $c_{p,F} = 0,9829$  kJ/kgK

$$\dot{m}_F c_{p,F} (T_{F2} - T_{F1}) = \dot{m}_C c_{p,C} (T_{C1} - T_{C2})$$

$$\dot{m}_F = \dot{m}_C$$

$$c_{p,F} (\Delta T_F) = c_{p,C} (\Delta T_C)$$

$$c_{p,F} (\Delta T_F) = 0,9829 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times 3\text{K} = 2,95 \text{ kJ/kg}$$

Ahora se adoptarán distintos deltas de temperatura del fluido caliente, para lograr igualar  $c_{p,C} (\Delta T_C)$  con el resultado obtenido del fluido frío. De esta manera se hallará el grado de subenfriamiento al que se puede llegar, debido a la limitación del grado de sobrecalentamiento.

En la tabla 4.9 se muestran las iteraciones para lograr igualar al resultado de  $c_{p,F} (\Delta T_F)$  calculado anteriormente respecto al fluido frío. Con lo cual queda que los grados de subenfriamiento para el diseño serán de  $1,87^{\circ}\text{C}$ , es decir que la temperatura a la salida del intercambiador será de  $30,13^{\circ}\text{C}$ .

Tabla 4.9:  
*Obtención de la temperatura salida del fluido caliente.*

$\Delta T$	Te	Ts	Cp	$c_{p,C} (\Delta T_C)$
2	32	30	1,5769	3,15
1,5	32	30,5	1,5789	2,37
1,88	32	30,12	1,5774	2,97
1,89	32	30,11	1,5773	2,98
1,87	32	30,13	1,5774	2,95

Fuente: Cálculos propios.

Ya teniendo las temperaturas de subenfriamiento definidas, se procederá a realizar el cálculo de la potencia consumida por el compresor.

$$\text{Con } T_4' = 3 \text{ }^\circ\text{C} \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_4' = h_4 = 410,9383 \text{ kJ/kg} \\ s_4' = 1,7727 \text{ kJ/kgK} \end{array} \right.$$

$$\text{Con } T_2' = 32 \text{ }^\circ\text{C} - 1,87 \text{ }^\circ\text{C} = 30,13 \text{ }^\circ\text{C} \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} P_2' = 1,3644 \text{ MPa} \\ h_2' = 244,6680 \text{ kJ/kg} \end{array} \right.$$

Con lo que el delta de entalpía queda como,

$$\Delta h_{\text{evaporador}} = h_4' - h_3' = 410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 244,6680 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h_{\text{evaporador}} = 166,2703 \text{ kJ/kg}$$

Quedando el nuevo flujo másico de refrigerante como,

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{8,7921 \text{ kW}}{166,2703 \text{ kJ/kg}} = 0,0528 \text{ kg/s}$$

Ahora se procede a obtener el valor de entalpía a la salida del compresor teórica con  $P_2'$  y  $s_4'$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1' = P_{\text{cond}} \\ s_{1s}' = s_4 \end{array} \right. \longrightarrow h_{1s} = 429 \text{ kJ/kg}$$

Con lo que  $h_1'$  es

$$h_1' = \frac{(h_{1s}' - h_4')}{\eta_c} + h_4$$

$$h_1' = \frac{\left(428 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}{0,85} + 410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_1' = 431,0108 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto, tenemos que:

$$\Delta h_{\text{compresor}} = h_1 - h_4 = 431,0108 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h_{\text{compresor}} = 20,0725 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Ya obtenido el delta de entalpía en el compresor, se procede la potencia consumida por el compresor, luego de realizada la modificación en el sistema:

$$\dot{W}' = \dot{m}_{\text{ref}} \Delta h_{\text{compresor}}$$

$$\dot{W}' = 0,0528 \text{ kg/s} \left( 20,0725 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{W}' = 1,0598 \text{ kW}$$

Con los datos obtenidos anteriormente se procederá a realizar el diseño del intercambiador de calor de doble tubo.

#### 4.2.4.1 Intercambio Térmico.

La velocidad de transferencia de calor se obtiene a partir de la ecuación 2.5.

$$\dot{Q} = \dot{m}_F C_{pF} (T_{F2} - T_{F1}) = \dot{m}_C C_{pC} (T_{C1} - T_{C2})$$

$$\dot{Q} = 0,0528 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 0,9829 \text{ kJ/kgK} (3\text{K}) = 155,6913 \text{ W}$$

#### 4.2.4.2 Promedio medio logarítmico de temperaturas ( $\Delta T_{ml}$ ).

De manera general con la ecuación 3.1 se puede obtener el promedio medio logarítmico de temperaturas, está dado por:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(305 \text{ K} - 279 \text{ K}) - (303,13 \text{ K} - 276 \text{ K})}{\ln\left(\frac{305 \text{ K} - 279 \text{ K}}{303,13 \text{ K} - 276 \text{ K}}\right)}$$

$$\Delta T_{ln} = 26,5609 \text{ K}$$



Se debe tener en cuenta que mientras mayor sea la temperatura media logarítmica, menor será el área de transferencia. El valor obtenido de temperatura media logarítmico es favorable ya que son casi 30 K.

#### 4.2.4.3 *Ubicación de los fluidos.*

Ya que el refrigerante R-407C es el mismo que circula por el interior y el exterior de los tubos, siendo la diferencia que por un lado entra como líquido saturado y por el otro entra como vapor saturado; para su ubicación se tomó en cuenta que el fluido frío, que es el refrigerante que pasa por la línea de vapor, debe circular por donde haya menor caída de presión, para que de esta manera, no se vea afectado el compresor. Debido a que la mayor caída de presión ocurre por el interior de los tubos; este fluido se ubicará en la zona anular. En la tabla 4.10 se muestran los diámetros comerciales para intercambiadores de doble tubo.

Tabla 4.10:

*Conexiones para intercambiadores de doble tubo.*

Tubo Exterior IPS (in)	Tubo Interior IPS (in)
2	1 <sup>1/4</sup>
2 <sup>1/2</sup>	1 <sup>1/4</sup>
3	2
4	3

Fuente: KERN, 1997.

Para el estudio es recomendable trabajar con diámetros pequeños, ya que de lo contrario, el diseño podría volverse muy costoso, debido a los materiales. Tras una investigación, se tuvo el conocimiento de que en Venezuela no se venden tuberías de cobre con los diámetros que se especifican en la tabla 4.10, por lo que se seleccionaron tuberías de diámetros que si son comerciales en el país.

La tabla 4.11 muestra los espesores de las tuberías de cobre, según la norma ASTM B88. La tabla completa de las especificaciones de tuberías de cobre según la norma mencionada anteriormente se puede ver con mayor detalle en el anexo D.

Tabla 4.11:  
*Especificaciones de tuberías de cobre.*

Diámetro Nominal (pulg)	Diámetro exterior (pulg)	Espesor de Pared (pulg)		
		Tipo		
		K	L	M
¼	0.375	0.035	0.030	-
3/8	0.500	0.049	0.035	0.025
½	0.625	0.049	0.040	0.028
5/8	0.750	0.049	0.042	-
¾	0.875	0.065	0.045	0.032
1	1.125	0.065	0.050	0.035
1 ¼	1.375	0.065	0.055	0.042
1 ½	1.625	0.072	0.060	0.049
2	2.125	0.083	0.070	0.058
2 ½	2.625	0.095	0.080	0.065
3	3.125	0.109	0.090	0.072
3.5	3.625	.120	.100	.083
4	4.125	.134	.114	.095
5	5.125	.160	.125	.109
6	6.125	.192	.140	.122
8	8.125	.271	.200	.170

Fuente: Norma ASTM B88 (Anexo D).

Para motivo de la investigación se trabajará con las tuberías de tipo M, ya que estas son de menor espesor; y a menor espesor, la resistencia térmica es menor; por lo tanto, la transferencia de calor es más eficiente. Los diámetros seleccionados son 3/8" para la tubería interna y 3/4" para la tubería externa.



Figura 4.2. Área transversal de la zona interna

$$d_e = 0,500 \text{ pulg} = 0,0122 \text{ m}$$

$$d_i = d_e - e = 0,500 \text{ pulg} - 0,025 \text{ pulg} = 0,475 \text{ pulg} = 0,0116 \text{ m}$$

$$A_i = \pi \frac{d_i^2}{4} = \pi \frac{(0,0326 \text{ m})^2}{4} = 1,0636 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$



Figura 4.3. Área transversal de la zona anular.

$$D_e = 0,875 \text{ pulg} = 0,0214 \text{ m}$$

$$D_i = D_e - e = 0,875 \text{ pulg} - 0,032 \text{ pulg} = 0,843 \text{ pulg} = 0,0206 \text{ m}$$

$$A_t = \pi \frac{(D_i^2 - d_e^2)}{4} = \pi \frac{[(0,0206 \text{ m})^2 - (0,0122 \text{ m})^2]}{4} = 2,1639 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

En el catálogo del equipo con el que se trabajó (ver Anexo C), se pueden ver en las especificaciones de instalación que la tubería de la línea de líquido tiene un diámetro de 1/4 pulg y la tubería de la línea de succión o vapor es de 5/8 pulg.

A continuación se calcula el área transversal de la línea de succión, y si esta resulta ser menor que el área calculada anteriormente de la zona anular, entonces la selección de los diámetros para el intercambiador de calor resultan adecuadas.

$$d_i = 5/8 \text{ pulg} = 0,01531 \text{ m}$$

$$A_{t\text{línea de succión}} = \pi \frac{d^2}{4} = \pi \frac{(0,01531 \text{ m})^2}{4} = 1,8415 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Ya que el área transversal de la línea de succión es en efecto menor al área transversal a la de la zona anular, se continúa realizando los cálculos del diseño, con los diámetros seleccionados.

#### 4.2.4.4 Propiedades de los Fluidos.

La tabla 4.12 muestra las propiedades termofísicas de los fluidos caliente y frío para sus temperaturas medias. A partir de estas propiedades es que se procede a realizar los siguientes cálculos para el diseño del intercambiador de calor.

Tabla 4.12:

*Propiedades termofísicas de los fluidos*

Propiedades termofísicas del refrigerante R-407C (vapor) @4,5 °C	Propiedades termofísicas del refrigerante R-407C (líquido) @31,07 °C
$d_i = 0,0116 \text{ m}$	$D_i = 0,0206 \text{ m}$
$\dot{m}_f = 0,0528 \text{ kg/s}$	$d_e = 0,0122 \text{ m}$
$\rho_F = 22,9357 \text{ kg/m}^3$	$\dot{m}_c = 0,0528 \text{ kg/s}$
$c_{pF} = 0,9829 \text{ kJ/kgK}$	$\rho_c = 1110,5154 \text{ kg/m}^3$
$k_F = 12,2551 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$	$k_c = 86,4369 \times 10^{-3} \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
$\mu_F = 11,6313 \times 10^{-6} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$	$C_{pF} = 1,5774 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$
	$\mu_c = 141,6330 \times 10^{-6} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$

Fuente: Propiedades Termofísicas de los Refrigerantes (Anexo A).

#### 4.2.4.5 Coeficientes convectivos ( $h_i$ y $h_e$ ).

##### 4.2.4.5.1 Coeficiente de Convección Interno.

Para obtener el coeficiente de convección interna, primero se deben realizar distintos cálculos. Inicialmente es necesario realizar el cálculo del número de Reynolds (ecuación 2.6), para de esta manera saber en qué régimen se encuentran los distintos fluidos y a partir de este conocimiento, se puede conocer la correlación a utilizar para obtener los coeficientes convectivos tanto externo como interno.

Una de las variables de la ecuación del número de Reynolds es la velocidad media del fluido ( $u_s$ ), y ésta es necesaria calcular. Debido a que inicialmente se tiene el flujo másico de dicho fluido, primero se calcula el caudal (Q) y luego con éste valor se obtiene la velocidad media.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,0528 \text{ kg/s}}{1110,5154 \text{ kg/m}^3} = 0,00005 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ahora se procede a sustituir el valor del caudal en la ecuación de velocidad media del fluido, obteniendo:

$$u_s = \frac{4Q}{\pi(d_i^2)} = \frac{4(0,00005 \frac{m^3}{s})}{\pi(0,0116)^2} = 0,4731 \text{ m/s}$$

Ya obtenida la velocidad media, y con los datos mostrados en la tabla 4.12 del fluido interno, se calcula el valor del número de Reynolds.

$$Re_i = \frac{1110,5154 \text{ kg/m}^3 \times 0,0116 \text{ m} \times 0,4731 \text{ m/s}}{141,6330 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 43.029,9725$$

Ya que el resultado obtenido del número de Reynolds es mayor a 10.000, se concluye que el fluido se encuentra en régimen turbulento.

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k} = \frac{(1,5774 \text{ kJ/kgK})(141,633 \times 10^{-6} \text{ kg/m}\cdot\text{s})}{86,4369 \times 10^{-3} \text{ W/mK}} = 0,003$$

El valor del número de Prandtl es necesario para poder realizar el cálculo de los coeficientes convectivos. Ya obtenidos los números de Prandtl y Reynolds se sustituye en la ecuación 2.11 de la correlación del número de Nusselt, el cual es la correlación por el método de Dittus-Boelter. Para la implementación de dicho método se asume que el flujo es totalmente desarrollado, es decir que  $L/d_i > 10$ ; luego de obtener el valor de la longitud se comprobará si es correcto.

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,3}$$

$$Nu = 0,023 \times 43.029,9725^{0,8} \times 0,003^{0,3} = 20,5060$$

Luego de obtenido el número de Nusselt ( $Nu_o$ ), se procede a corregirlo con la ecuación 2.10

Para corregir el número de Nusselt se debe obtener primero el  $\mu_{\text{sup}}$ , se debe ingresar a tabla del anexo A, con el valor de la temperatura de película (ecuación 3.2), que no es más que el promedio de las temperaturas medias de los fluidos.

$$T_w = \frac{T_{m,f} + T_{m,c}}{2} = \frac{4,5 + 31,07}{2} = 17,78^\circ\text{C}$$

Ya obtenida la temperatura de película, se encuentra el valor de  $\mu_{\text{sup}}$  como se explicó anteriormente.

$$\text{El } \mu_{\text{sup}@T_w} = 168,3607 \times 10^{-6} \text{W/m} \cdot \text{K}$$

Se procede a sustituir el valor de  $\mu_{\text{sup}}$  en la ecuación 2.10 de la corrección del número de Nusselt.

$$\text{Nu}_o = \text{Nu} \times \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,11} = 20,5060 \times \left( \frac{141,6330 \times 10^{-6} \text{Pa}\cdot\text{s}}{168,3607 \times 10^{-6} \text{Pa}\cdot\text{s}} \right)^{-0,11}$$

$$\text{Nu}_o = 20,8996$$

Ya obtenido el valor de Nusselt corregido se sustituye en la ecuación 2.9, y se despeja la variable del coeficiente de película interno.

$$h_i = \frac{\text{Nu} \cdot k}{d_i} = \frac{20,8996 \cdot 86,4369 \times 10^{-3} \text{W/mK}}{0,0116 \text{m}} = 155,7324 \text{W/m}^2\text{K}$$

Este valor del coeficiente de convección interno, debe ser sustituido en la ecuación 2.13 de la resistencia total, pero antes, deben ser calculadas las variables restantes que se encuentran en la ecuación para poder realizar dicho cálculo.

4.2.4.5.2 *Coefficiente de Convección Externo.*

Para realizar los cálculos en la zona anular, se trabaja con el diámetro hidráulico, el cual se calcula con la ecuación 2.7.

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_e^2 - d_e^2)}{\pi D_e + \pi d_e} = D_i - d_e = 0,0206\text{m} - 0,0122\text{m} = 0,0084\text{m}$$

Al igual que para el coeficiente convectivo interno, en el cálculo del coeficiente de convección externa se deben calcular primero el caudal y la velocidad media del fluido para poder obtener el valor del número de Reynolds. Para el cálculo de dichas variables se utilizan los datos mostrados en la tabla 4.12.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,0528 \text{ kg/s}}{22,9357 \text{ kg/m}^3} = 0,0023 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ahora se calcula la velocidad media del fluido ubicado en la sección anular,

$$u_s = \frac{4Q}{\pi(D_i^2 - d_e^2)} = \frac{4(0,0023) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi(0,0206^2 - 0,0122^2)} = 10,6288 \text{ m/s}$$

Obtenida la velocidad media del fluido se sustituye en la ecuación del número de Reynolds.

$$Re_e = \frac{\rho \times d_h \times u_s}{\mu} = \frac{22,9357 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,0084\text{m} \times 10,6288 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{11,6313 \times 10^{-6} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}}}$$

$$Re_e = 176.054,5539$$

Ya que el resultado obtenido del número de Reynolds es mayor a 10.000, se concluye que el fluido se encuentra en régimen turbulento.

Se procede a calcular el número de Prandtl para que a partir de este valor, y el del número de Reynolds obtener el número de Nusselt

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k} = \frac{(0,9829 \text{ kJ/kgK})(11,6313 \times 10^{-6} \text{ kg/m}\cdot\text{s})}{12,2551 \times 10^{-3} \text{ W/mK}} = 0,0009$$

Obtenido Prandtl y Reynolds se calcula el número de Nusselt externo por el método de Dittus y Boelter (ecuación 2.11), asumiendo al igual que para el coeficiente de convección interno, que el flujo es totalmente desarrollado, es decir que  $L/D_i > 10$ ; luego de obtener el valor de la longitud se comprobará si es correcto.

$$Nu = 0,021 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,021 \times 176.054,5539^{0,8} \times 0,0009^{0,4} = 19,9728$$

A continuación se corrige el número de Nusselt, pero ante es importante obtener el valor de  $\mu_{sup}$ , a partir de la temperatura de película calculada anteriormente, y así lograr la corrección del número de Nusselt, y obtenemos que,

$$\text{El } \mu_{sup@T_w} = 12,2120 \times 10^{-6} \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$Nu_o = Nu \times \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 19,9728 \times \left( \frac{11,6313 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\frac{\text{s}}{\text{m}^2}}{12,2120 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\frac{\text{s}}{\text{m}^2}} \right)^{-0,55}$$

$$Nu_o = 20,5152$$

Con el valor del Nusselt corregido y los restantes datos de la tabla 4.12 del fluido externo, se tiene que el coeficiente de convección externo  $h_e$  es igual a:

$$h_e = \frac{Nu \cdot k}{d_h} = \frac{20,5152 \cdot 12,2551 \times 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,0084 \text{ m}} = 29,9304 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Este valor del coeficiente de convección externo, junto con el del valor antes obtenido del coeficiente de convección interno, debe ser sustituido también en la ecuación 2.13, como se dijo anteriormente.



**4.2.4.6 Coeficiente global de transferencia de calor.**

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor se utiliza la ecuación 2.13. Pero aún falta obtener la variable de resistencia del material ( $R_k$ ) para realizar el cálculo de este coeficiente.

$$R_k = \left[ \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{2k} \right]$$

Para obtener el coeficiente de conductividad térmica del material, se ingresa a la tabla del anexo E, con la Temperatura de película calculada anteriormente. Y con ésta se obtiene que el coeficiente de conductividad térmica para el cobre a  $T= 290,78$  K es  $k=402,1064$ W/m·K.

Se sustituye el valor obtenido del coeficiente de conductividad térmica del material en la ecuación de la resistencia del material, quedando como,

$$R_k = \frac{(0,0122) \ln(0,0122\text{m}/0,0116)}{2(402,1064 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}})} = 7,6504 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

En la tabla 2.4 mostrada anteriormente se obtiene que el refrigerante en estado gaseoso tiene un factor de ensuciamiento de  $0,002 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$ , y el refrigerante en estado líquido tiene un factor de ensuciamiento de  $0,001 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$ . Ya teniendo los valores del coeficiente convectivo interno, el coeficiente convectivo externo, la resistencia del material, y los factores de ensuciamiento tanto interno como externo, se procede a sustituirlos en la ecuación 2.13.

$$U_e = \frac{1}{\frac{0,0122 \text{ m}}{0,0116 \text{ m} \left( 155,7324 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}} \right)} + \frac{0,0122 \text{ m} \left( 0,001 \frac{\text{m}^2\cdot\text{K}}{\text{W}} \right)}{0,0116 \text{ m}} + 7,6504 \times 10^{-7} \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W} + 0,002 \frac{\text{m}^2\cdot\text{K}}{\text{W}} + \frac{1}{29,9304 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}}}$$

$$U_e = 23,1391 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$$

En la tabla 4.13 se muestra una comparación entre el valor calculado del coeficiente global de transferencia de calor y el valor estandarizado de dicho coeficiente para intercambiadores de doble tubo (fluido líquido en el tubo interno, y fluido gaseoso en la zona anular).

Tabla 4.13

*Comparación entre el valor estandarizado y el valor calculado del Coeficiente Global de Transferencia de Calor*

$U_{\text{calculado}}$	$U_{\text{estandarizado}}$
$23,1391 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$[300 - 1200] \frac{W}{m^2 \cdot K}$

Fuente: Chemical Process Equipment. Standley Walas, (1990).

El valor del coeficiente global de transferencia de calor calculado, es necesario para el obtener el área de transferencia de calor. Uno de los criterios del diseño del intercambiador, es que éste sea de un tamaño que pueda ser manejable por el operador, es decir que no sea muy grande. Mientras más alto sea el coeficiente global de transferencia de calor, menor será el área de transferencia.

En la tabla 4.13 se puede observar que el valor calculado no está dentro del intervalo estandarizado; esto lleva a concluir que el intercambiador de calor no es de alta eficiencia, como lo sería si estuviese dentro del intervalo mostrado anteriormente. A pesar de esto, el presente trabajo no abarca al diseño de un intercambiador óptimo, sino de mejorar la eficiencia del sistema de refrigeración al implementar un equipo como este.

#### **4.2.4.7 Área de transferencia requerida.**

Para obtener el área de transferencia de calor se utiliza la ecuación 3.3, y con los valores obtenidos de la velocidad de transferencia de calor, el coeficiente global de transferencia de calor y la temperatura media logarítmica se puede proceder a realizar dicho cálculo.

$$A_R = \frac{155,6913 \text{ W}}{26,5609 \text{ K} \times 23,1391 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 0,2533 \text{ m}^2$$

Debido a que el área de transferencia de calor es menor a  $18 \text{ m}^2$ , se cumple con el dimensionamiento para intercambiadores de calor de doble tubo. Ya que de ser lo contrario, se debería entonces realizar el cálculo para el diseño de intercambiadores de tubo y carcaza.

#### 4.2.4.8 Dimensionamiento.

##### 4.2.4.8.1 Longitud Total.

Para calcular la longitud total de la tubería se utiliza la ecuación 3.4,

$$L_{total} = \frac{0,2533 \text{ m}^2}{\pi(0,0214 \text{ m})} = 3,768 \text{ m}$$

Luego de obtenido el valor de la longitud, se comprueba lo asumido anteriormente, es decir, que el flujo era totalmente desarrollado:

$$L/d_i = 3,768 \text{ m} / 0,0116 \text{ m} = 324,8275 > 10$$

$$L/D_i = 3,768 \text{ m} / 0,0206 \text{ m} = 182,9126 > 10$$

Con los dos resultados anteriores se comprueba que los flujos tanto interno como externo son totalmente desarrollados, por lo que la suposición que se hizo para utilizar el método de Dittus-Boelter es correcta.

Ya que la longitud total del tubo es de casi 4 metros, se debe seleccionar la mayor cantidad de horquillas para que se logre un diseño, para el cual el intercambiador pueda ser transportado por una persona sin mucha dificultad.

#### 4.2.4.8.2 Número de horquillas.

Siendo la longitud total para el intercambio térmico requerido 3,768 m; se selecciona el número de horquillas para poder calcular la longitud efectiva del intercambiador de calor de doble tubo, a partir de la ecuación 3.5:

$$N_H = \frac{L_{total}}{2(L_{efec})}$$

Se seleccionan 3 horquillas, y de esta manera se obtiene una longitud efectiva de:

$$L_{efec} = \frac{L_{total}}{2(N_H)} = \frac{3,768}{2(3)} = 0,628 \text{ m}$$

La longitud del intercambiador de calor es de 0,6 m. Esta longitud es de un tamaño lo bastante cómodo como para transportar este intercambiador por una persona y sin mucho problema. En el anexo H se muestran las vistas del diseño.

#### 4.2.4.9 Caídas de presión ( $\Delta P_t$ y $\Delta P_a$ )

##### 4.2.4.9.1 Caída de presión por el interior de los tubos.

Debido a que el flujo es turbulento se utiliza la ecuación 2.19 para hallar el factor de fricción de Fanning.

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{34,182,4187 \cdot 0,42} = 0,00679$$

Con la ecuación 2.14 obtenemos la caída de presión por el interior de los tubos.

$$\Delta P_t = \frac{4(0,00679) \left(1110,5154 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(0,2986 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 (3,768 \text{ m})}{(0,0146 \text{ m})} = 694,0519 \text{ Pa}$$

Al realizar la corrección por temperatura obtenemos que,

$$\Delta P_t = \frac{4f_t \rho_t G_t^2 L_{ef}}{d_i} \left( \frac{\mu}{\mu_W} \right)^{-m}, \quad \text{Para } Re < 2300 \quad m = 0,25 \text{ y}$$

$$\text{Para } Re > 10.000 \quad m = 0,14$$

$$\Delta P_t = 694,0519 \text{ Pa} \left( \frac{141,633 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}}{168,3607 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}} \right)^{-0,14} = 711,0541 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_t = 0,00711 \text{ bar}$$

#### 4.2.4.9.2 Caída de presión por el exterior de los tubos.

Debido a que es flujo turbulento

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{143.467,0598^{0,42}} = 0,00530$$

##### 4.2.4.9.2.1 Caída de presión a lo largo de la parte recta del anillo.

Para calcular la caída de presión a lo largo de la parte recta del anillo se utiliza la ecuación 2.16, y se obtiene:

$$\Delta P_{a,1} = \left( \frac{4(0,00530)(0,628 \text{ m})}{0,0267 \text{ m} - 0,0153 \text{ m}} + 3 \right) \left( 22,9357 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left( 6,3821 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \left( \frac{11,6313 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2}{12,2120 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2} \right)^{-0,14}$$

$$\Delta P_{a,1} = 3920,2565 \text{ Pa}$$

##### 4.2.4.9.2.2 Caída de presión en las entradas y salidas.

Para el cálculo de la caída de presión en las entradas y salidas se utiliza la ecuación 2.17.

$$\Delta P_{a,2} = \frac{G_a^2}{2\rho_a}$$

$$G_a = \frac{0,0524 \text{ kg/s}}{\pi \frac{[(0,0267 \text{ m})^2 - (0,0153 \text{ m})^2]}{4}} = 313,5471 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$$

$$\Delta P_{a,2} = \frac{(313,5471 \text{ kg/m}^2\text{s})^2}{2(22,9357 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})} = 2143,2043 \text{ Pa}$$

La caída de presión por la zona anular se calcula sumando los resultados anteriores, a partir de la ecuación 2.15.

$$\Delta P_a = 3920,2565 \text{ Pa} + 2143,2043 \text{ Pa} = 6063,4608 \text{ Pa} = 0,0606 \text{ bar}$$

Los valores calculados para las caídas de presión tanto en el interior como en el exterior de los tubos resultan favorables, ya que el valor recomendado de caída de presión en instalaciones es igual o menor a 0,2 bar (3 psi), por lo que se puede concluir que el diseño del intercambiador de calor de doble tubo es un diseño óptimo.

#### 4.2.5 CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO

Debido a que el fluido frío se encuentra por la zona anular; el intercambiador de calor será adiabático hacia el ambiente, para que no se sobrecaliente de más el fluido frío. A continuación se realiza el cálculo del espesor necesario para que no haya intercambio térmico.

Como aislante térmico se utilizará la espuma de poliuretano, que es un material sintético y duroplástico, altamente reticulado y no fusible, que se obtiene de la mezcla de dos componentes generados mediante procesos químicos a partir del petróleo y el azúcar: el Isocianato y el Polioli.

Hay dos maneras de obtenerlo: proyectando al mismo tiempo los dos componentes en una superficie, o por colada (mezcla de ambos materiales). Esta estructura sólida, uniforme y resistente posee una ecuación celular indicada para su uso como aislante, gracias a las características ya mencionadas, así como a su rápida aplicación, capacidad aislante y a su capacidad para eliminar los puentes térmicos.

En la figura 4.4 se aprecia una gráfica de la conductividad térmica del poliuretano versus la temperatura de la superficie. Dicha temperatura de superficie, es la conocida anteriormente como temperatura de película, entre el refrigerante en estado líquido y el refrigerante en estado gaseoso; pero en este caso será la temperatura media entre el promedio de temperatura del refrigerante en estado gaseoso, que es el que se encuentra en la zona anular, y el promedio de temperatura del ambiente. Debido a que en la gráfica las temperaturas se encuentran en grados Fahrenheit, se tiene que convertir primero la temperatura de superficie de grados centígrados a grados Fahrenheit.

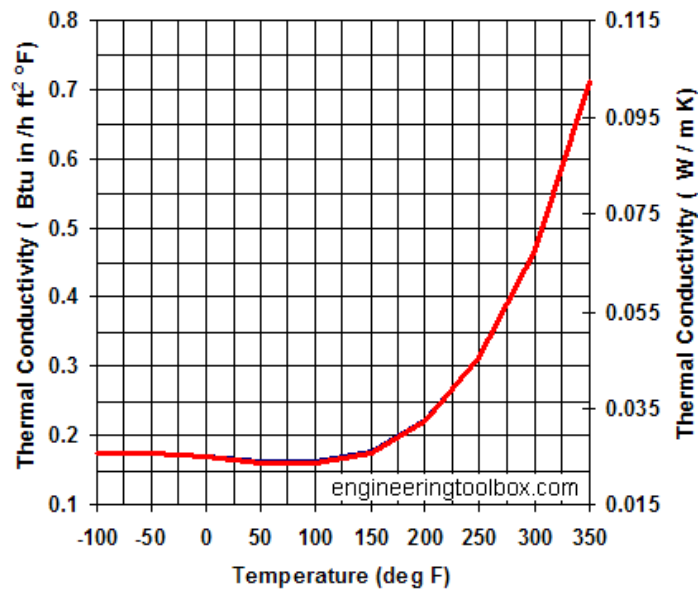


Figura 4.4. Conductividad Térmica del Poliuretano vs. Temperatura

La temperatura de la superficie es,

$$T_{sup} = \frac{T_{m.F} + T_{amb}}{2} = \frac{4,5^{\circ}C + 27^{\circ}C}{2} = 15,75^{\circ}C = 60,35^{\circ}F$$

Ingresando a la figura 4.7 con  $T = 60,35^{\circ}F$ , se obtiene que la conductividad térmica del poliuretano es  $0,025 \text{ W/mK}$ .

Los componentes de una instalación (equipos, aparatos, conducciones y accesorios) deberían disponer de un sistema de aislamiento térmico con el siguiente espesor mínimo mostrado en la tabla 4.14.

Tabla 4.14:

*Espesor mínimo de tuberías y accesorios con fluido interior frío.*

Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm) según temperatura del fluido			
	(-20)-(-10) °C	(-10)-0 °C	0-10 °C	> 10 °C
$D \leq 35$	40	30	20	20
$35 < D \leq 60$	50	40	30	20
$60 < D \leq 90$	50	40	30	30
$90 < D \leq 140$	60	50	40	30
$140 < D$	60	50	40	30

Fuente: Portal de Referencia para la Ingeniería Civil y Medio Ambiente.

Para el caso en estudio el espesor mínimo de aislamiento ( $e_{ref}$ ), con 21,4 mm de diámetro exterior, y como para fluidos fríos la temperatura que se escoge es la mínima; en este caso sería 3°C. Se obtiene como espesor mínimo de aislamiento 20mm.

Con los datos ya especificados anteriormente se puede proceder a calcular el espesor de aislamiento necesario, mediante la ecuación 3.6:

$$e = \frac{50,4}{2} \text{EXP} \left[ \frac{0,025 \text{ W/mK}}{0,040 \text{ W/mK}} \times \text{Ln} \left( \frac{(50,4+2)(49)}{50,4} \right) \right] = 20,2169 \text{ mm}$$

El valor obtenido anteriormente del espesor de aislamiento es el necesario para que no ocurra transferencia de calor del fluido frío con el ambiente; esto es necesario, ya que si llegara a ocurrir esta transferencia con el ambiente, el fluido frío cedería más calor, y ocurriría un sobrecalentamiento que sobrepasaría los 3°C que se estableció como limitación inicialmente.



### 4.3 ESTUDIO DE FACTIBILIDAD ECONÓMICA

En Venezuela, según estadísticas realizadas en el año 2000 por la Cámara Venezolana de la Industria Eléctrica (CAVEINEL) los sectores residencial y comercial representan en conjunto 40% del consumo facturado. Puede observarse en la figura 4.5.

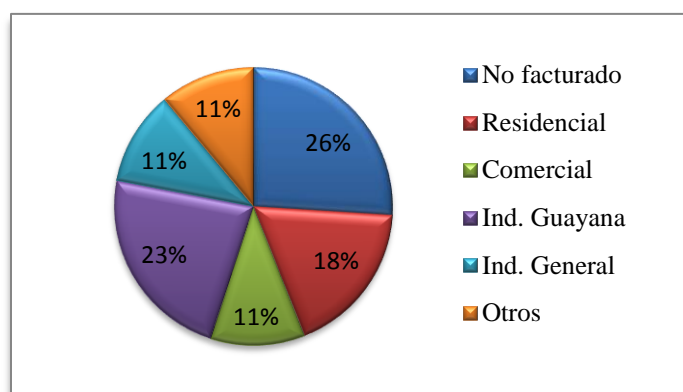


Figura 4.5. CAVEINEL, Consumo facturado año 2000.

El mayor porcentaje de consumo energético se produce a través de los sistemas de aire acondicionado y de iluminación (más del 60%, aunque este porcentaje varíe dependiendo con el uso: oficina, hotelero, residencial, gubernamental, educativo, etc.). En el caso específico de equipos de baja y mediana capacidad la distribución porcentual del consumo por instalaciones y equipos se muestra en la figura 4.6.

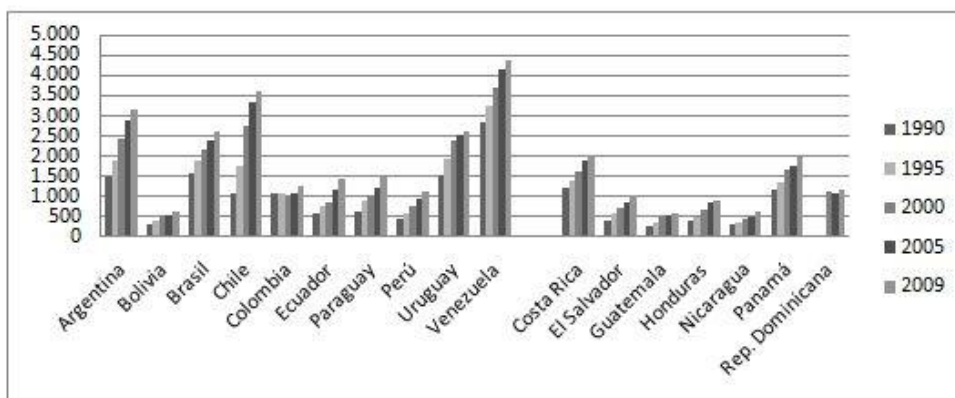


Figura 4.6. Consumo de energía por habitante KWH/año entre 1990 – 2009.

Fuente: Comisión de Integración Energética Regional – CIER – 2011

La facturación por consumo que realizan las empresas que suministran energía se contabiliza en KWH los consumos de todos los equipos e instalaciones, por un período determinado (diario, mensual, bimensual); la cantidad de KWH consumida, multiplicada por la tarifa correspondiente, da origen al monto del consumo.

Las capacidades de los sistemas de aire acondicionado se miden en toneladas de refrigeración, equivalentes a 12000 Btu por hora o 3,5 KW de capacidad de enfriamiento. Para indicar la eficiencia energética de los sistemas de aire acondicionado se utilizan varios índices. El Radio de Eficiencia Energética (EER) que indica la capacidad de enfriamiento de los equipos en Btu/h por vatio de consumo (Btu/W) en condiciones estándar de 95°F de acuerdo al Instituto de Acondicionamiento y Refrigeración (ARI). Mientras que el Coeficiente de Efecto Frigorífico (COP) relaciona la capacidad de enfriamiento en vatios con consumo en vatios (W/W).

En cuanto a la eficiencia de uso de los sistemas de aire acondicionado en el país generalmente se utiliza un índice o unidad combinada,  $m^2/Ton$ , equivalente al área de construcción acondicionada por tonelada de refrigeración instalada.

Posteriormente, para conocer si es viable el objetivo del presente trabajo de grado, se procede a hacer un estudio económico reflejado en porcentaje en cuanto al ahorro en bolívares que dicha modificación agrega al sistema.

De esta manera con los valores calculados anteriormente se muestra la figura 4.7 a continuación, de la potencia consumida por el compresor que fue calculada en el capítulo anterior con el flujo másico y la variación de entalpía a la salida del compresor dependiendo de los grados de subenfriamiento a los que se quiere llegar debido a la limitación de los grados de sobrecalentamiento del sistema, para demostrar la tendencia que conlleva el consumo de potencia consumida por el compresor.

Deduciéndose que un aumento en los grados de subenfriamiento trae como consecuencia un incremento de la eficiencia con que trabaja el sistema, y esto puede ser

en tanto más importante mientras mayor sea el grado de subenfriamiento y menor la producción frigorífica.

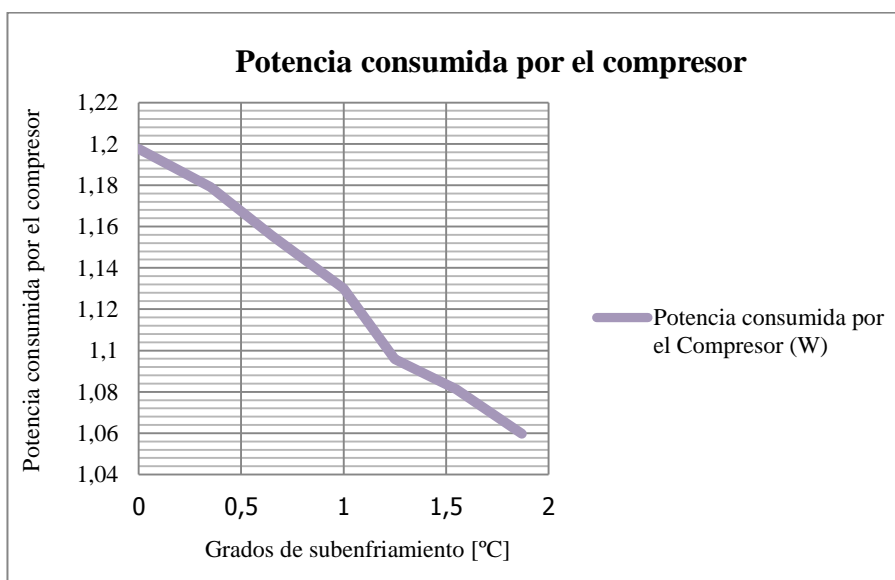


Figura 4.7. Variación de la potencia consumida por el compresor vs los grados de subenfriamiento.

Las condiciones que rigen la medición están contempladas en la Ley Orgánica de Régimen Municipal, publicada en GACETA OFICIAL N° 37.415, extraordinario del 01 de Abril del 2002 del Ministerio de la producción y el comercio y de energía y minas. Se asigna un cargo mensual, resultante de la aplicación de los valores indicados en la tabla 4.14 que se muestra a continuación durante la vigencia de esta resolución, de acuerdo con el consumo.

Tabla 4.15:

*Cargo mensual dependiendo del consumo.*

TARIFA 01		
Tarifa	Unidad	Detalles de Aplicación
1,77	Bs.	Con derecho a 200 KWh.
0,07	Bs./Kwh.	Por el resto del consumo

TARIFA 02		
Tarifa	Unidad	Detalles de Aplicación
2,62	Bs.	Con derecho a 100 Kwh.
0,08	Bs./KWh.	Por los siguientes 200 Kwh.
0,09	Bs./KWh.	Por los siguientes 200 Kwh.
0,1	Bs./Kwh.	Por el resto del consumo

Fuente: GACETA OFICIAL N° 37.415

Aplicando lo que anteriormente se expuso, se llevan los valores gráficos a la realidad y se convierten en costos; con lo que para una tarifa de 2,62 Bs.F/Mes para un gasto de 100 kWh, queda:

Para la potencia inicial reflejada en la figura 4.7, es decir, cuando no se ha hecho modificación alguna en el sistema, se tiene:

$$1,2111 \text{ kW} \times 24 \text{ h} = 29,0664 \text{ kWh} \Rightarrow 0,7615 \text{ Bs. F/Mes}$$

De la misma manera para la potencia final reflejada en la figura 4.7, es decir, posterior a la modificación, se tiene:

$$1,0598 \text{ kW} \times 24 \text{ h} = 25,4352 \text{ kWh} \Rightarrow 0,6664 \text{ Bs. F/Mes}$$

Por lo que se ahorra en bolívares al mes, la cantidad de:

$$\text{Ahorro} = 0,7615 \frac{\text{Bs. F}}{\text{Mes}} - 0,6664 \frac{\text{Bs. F}}{\text{Mes}} = 0,0951 \frac{\text{Bs. F}}{\text{Mes}}$$

Este valor en porcentaje representa una ganancia mensual ya que el compresor estaría trabajando en una cantidad menor.

$$\% \text{Disminución}_{\dot{w}_c} = \frac{0,7615 \frac{\text{Bs. F}}{\text{Mes}} - 0,6664 \frac{\text{Bs. F}}{\text{Mes}}}{0,7615 \frac{\text{Bs. F}}{\text{Mes}}} \times 100 = 12,48\%$$

Con esto se tiene que el porcentaje de disminución de potencia consumida por el compresor es de 12,5 %. Del mismo modo se puede comprobar, que la eficiencia del ciclo aumenta aplicando la ecuación 2.4, de la siguiente manera:

$$COP_{inicial} = \frac{Q}{W} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} = \frac{410,9383 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 247,5955 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{433,3638 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 247,5955 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \times 100 = 87,93\%$$

$$COP_{final} = \frac{Q}{W} = \frac{h_4' - h_3'}{h_1' - h_2'} = \frac{410,9383 \frac{kJ}{kg} - 244,6690 \frac{kJ}{kg}}{431,9417 \frac{kJ}{kg} - 244,6690 \frac{kJ}{kg}} \times 100 = 88,78\%$$

A partir los cálculos anteriores se obtiene la figura 4.8, donde se puede apreciar el comportamiento de la eficiencia del ciclo, la cual varía respecto a los grados de subenfriamiento.

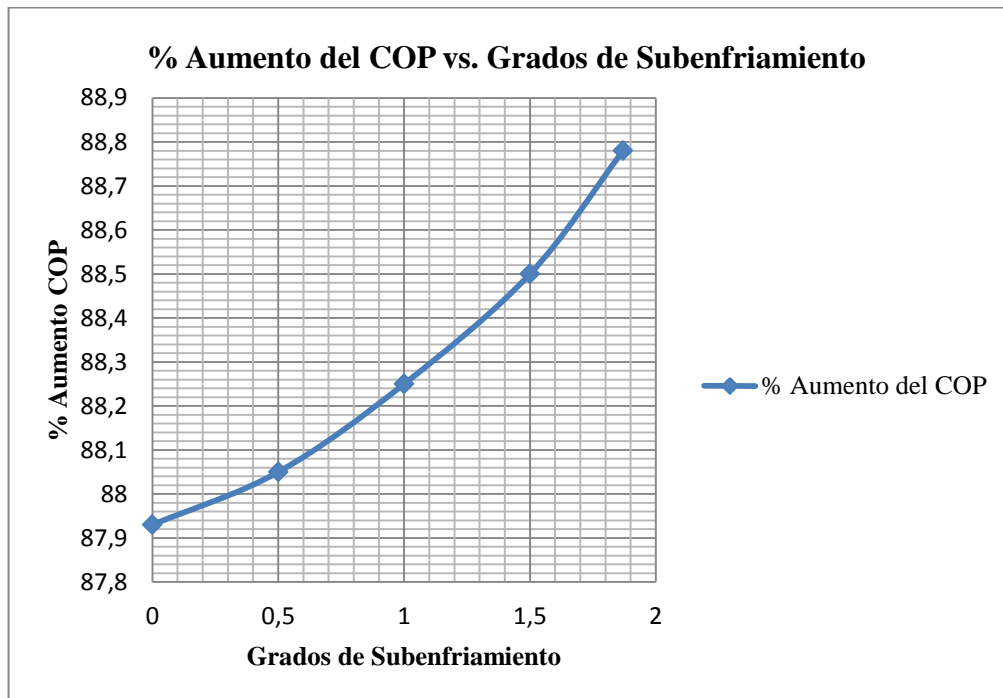


Figura 4.8. Porcentaje de Aumento del COP.

A continuación se calcula el porcentaje de aumento de la eficiencia del ciclo de refrigeración,

$$\%Aumento_{COP} = \frac{COP_{final} - COP_{inicial}}{COP_{inicial}} = \frac{|87,93\% - 88,78\%|}{87,93\%} \times 100 = 0,96\% \cong 1\%$$

Queda demostrado que dicha modificación resulta en una mejora de la eficiencia del ciclo en casi un 1%.

Tabla 4.16

*Tabla comparativa del sistema de refrigeración inicial y final.*

	Sistema Sin Modificación	Sistema Modificado
Potencia Consumida (W)	1,2111 kW	1,0598 kW
Eficiencia del Sistema (COP)	87,93%	88,78%

Fuente: Cálculos propios.

Se realizó un estudio de mercado, visitando a varias localidades en la zona central del país entre Maracay y Valencia, de equipos de refrigeración, para pedir presupuestos a proveedores referentes al área. Al reunir toda esta información se elaboró la tabla 4.17 de lo que sería el costo en bolívares fuertes de la fabricación del sistema diseñado.

Tabla 4.17:

*Precio en Bs.F de los elementos del sistema diseñado.*

Unidad	Bs.F/Unid	Cantidad	Precio
Tuberías de cobre flexible de 3/8"	10.800,00	1 rollo de 15 m	10.800,00
Tuberías de cobre flexible de 3/4"	24.300,00	1 rollo de 15 m	24.300,00
Aislante térmico de poliuretano	585,76	3	1753,28
Fabricación del equipo	30.000,00	1	30.000,00
		Sub Total	66.853,00
		I.V.A. 12%	8.022,36
		Total	74.875,36

Se puede observar que el intercambiador de calor, al compararlo con una unidad de refrigeración Split marca LG seleccionada según los criterios expuestos al inicio de la investigación, se encuentra en un intervalo de precios entre 180.000,00 Bs.F y 220.000,00 Bs.F.

El sistema diseñado resulta ser poco viable, ya que como se demostró anteriormente, el ahorro en bolívares, debido a la tarifa del consumo eléctrico en el país, es poco significativo en comparación al costo de inversión de la modificación. Dicho ahorro equivale a un 40% del costo del equipo de refrigeración Split mencionado anteriormente.

# CAPÍTULO 5

## Conclusiones y Recomendaciones

---

### 5.1 CONCLUSIONES

Habiendo estudiado, analizado, definido y estipulado todos los parámetros contemplados en el alcance del proyecto, se concluye que:

- Al definir y evaluar diversas estrategias que se pueden aplicar en un ciclo de refrigeración para lograr disminuir el consumo de energía, hay que tener en cuenta que el principal desafío en materia de uso eficiente y ahorro de energía en el mundo es el reducir los costos de nuevas tecnologías.
- Una mejora importante sobre el ciclo básico es el subenfriamiento del líquido antes de entrar a la válvula, con el refrigerante que sale del evaporador. Al añadir este intercambiador de calor, se consiguen tres beneficios: el más importante es la disminución del trabajo realizado por el compresor, otro es que ahora el refrigerante entrará al compresor asegurando que se encuentra en estado gaseoso y por último, se aumenta el rendimiento del evaporador, debido a la disminución de la temperatura de entrada del refrigerante en el evaporador.
- Los compresores que forman parte de un circuito que trabaja con subenfriamiento suelen ser más eficientes que los compresores que trabajan en un ciclo normal de refrigeración; y el calor retirado por este medio, más económico que el retirado por el sistema principal, en términos de energía.
- El diseño térmico de los intercambiadores es un área en donde tienen numerosas aplicaciones los principios de transferencia de calor. El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la transferencia de calor porque en la selección del diseño final juegan un papel muy importante los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas.



- La modificación del sistema de refrigeración sí logra un incremento del COP, pero es poco significativo en torno al 1%, de igual forma dicha modificación tiene un impacto positivo en el medio ambiente, esto debido a la disminución del consumo energético.

## 5.2 RECOMENDACIONES

Una vez finalizado el estudio relacionado con el desarrollo del presente proyecto, se presentan a continuación algunas recomendaciones:

- Se recomienda aplicar el sistema diseñado para circuitos de gran capacidad, ya que para los circuitos estudiados, el costo de los compresores no varía demasiado, debido a su tamaño. Por el contrario, si dicho sistema fuera a ser integrado a un circuito de una capacidad mayor, entonces el subenfriamiento podría influir en la disminución del tamaño del compresor, y por lo tanto en una disminución de costo.
- Al diseñar el intercambiador de calor de doble tubo se recomienda trabajar con las tuberías colocadas en posición horizontal, ya que si estas se ubicaran en posición vertical la elevación del fluido incrementaría la caída de presión, lo cual sería perjudicial al momento de implantar la modificación al sistema.
- Si se aplica la modificación a un sistema de gran capacidad, se pudiera realizar el diseño de un intercambiador más sofisticado, es decir, un intercambiador de doble tubo aleteado o hasta un intercambiador de tubo y carcasa; que a pesar de tener un mayor costo, éstos lograrían un aumento significativo de la eficiencia del sistema de refrigeración.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

---

*Ciclos de Refrigeración por Compresión.* Recuperado de:  
<http://www.monografias.com/trabajos-pdf2/ciclos-refrigeracion-compresion/ciclos-refrigeracion-compresion.pdf>

*Frío industrial y aire acondicionado.* Documentación sobre frío industrial y aire acondicionado realizada por Carlos Renedo para cursos del Dpto de Ing. Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria. Recuperado de:  
<http://ocw.unican.es/enseanzas-tecnicas/frio-industrial-y-aire-acondicionado/materiales-de-clase-1/001%20Prod%20Frio.pdf>

Gonzalez, M.; Velasco, O. (2007). Optimización Energética Mediante un Análisis de Exergía a un Sistema de Acondicionamiento de Aire Ubicado en el Paraninfo de la UCV

Güemez, J (2007), Agua Subenfriada y Enfriamiento Pesado. Departamento Física Aplicada Universidad de Cantabria

Ibarra, O.; Volcán, D. (2007). Diseño de un Banco de Prueba Para la Simulación Física de Procesos de Acondicionamiento de Aire.

*Promotores de Ahorro y Eficiencia de Energía Eléctrica. Modulo VI: Ahorro de Energía Eléctrica en sistemas de Refrigeración [Curso-Taller] (2010).* Recuperado de:  
<http://www.cnee.gob.gt/EficienciaEnergetica/FIDE/006%20M%C3%B3dulo%20VI%20%28AEE%20Refrigeraci%C3%B3n%29.pdf>

Quadri, N. (2008) Ahorro Energético y Aprovechamiento de la Energía en la Climatización de Edificios. *Revista CLIMA* nº 214. Recuperado de:  
<http://www.acondicionamiento.com.ar/nueva/wp-content/uploads/2009/01/ahorro-aire-acondicionado1.pdf>

Sanz, F.; Vadillo, I. Ahorro de Energia en Circuitos de Refrigeración. ANEFRYC - Danfoss S.A. Recuperado de: <http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/270B2244-64B0-4B5F-A1FF-E3BF8C4D3230/0/PoneciaAhorroencircuitosderefrigeraci%C3%B3n.pdf>

**ANEXOS**

---

**ANEXO A**

**Tabla de las Propiedades Termofísicas del**

**Refrigerante R-407C**

---



## **ANEXO B**

# **Diagrama de Mollier del Refrigerante R-407C**

---

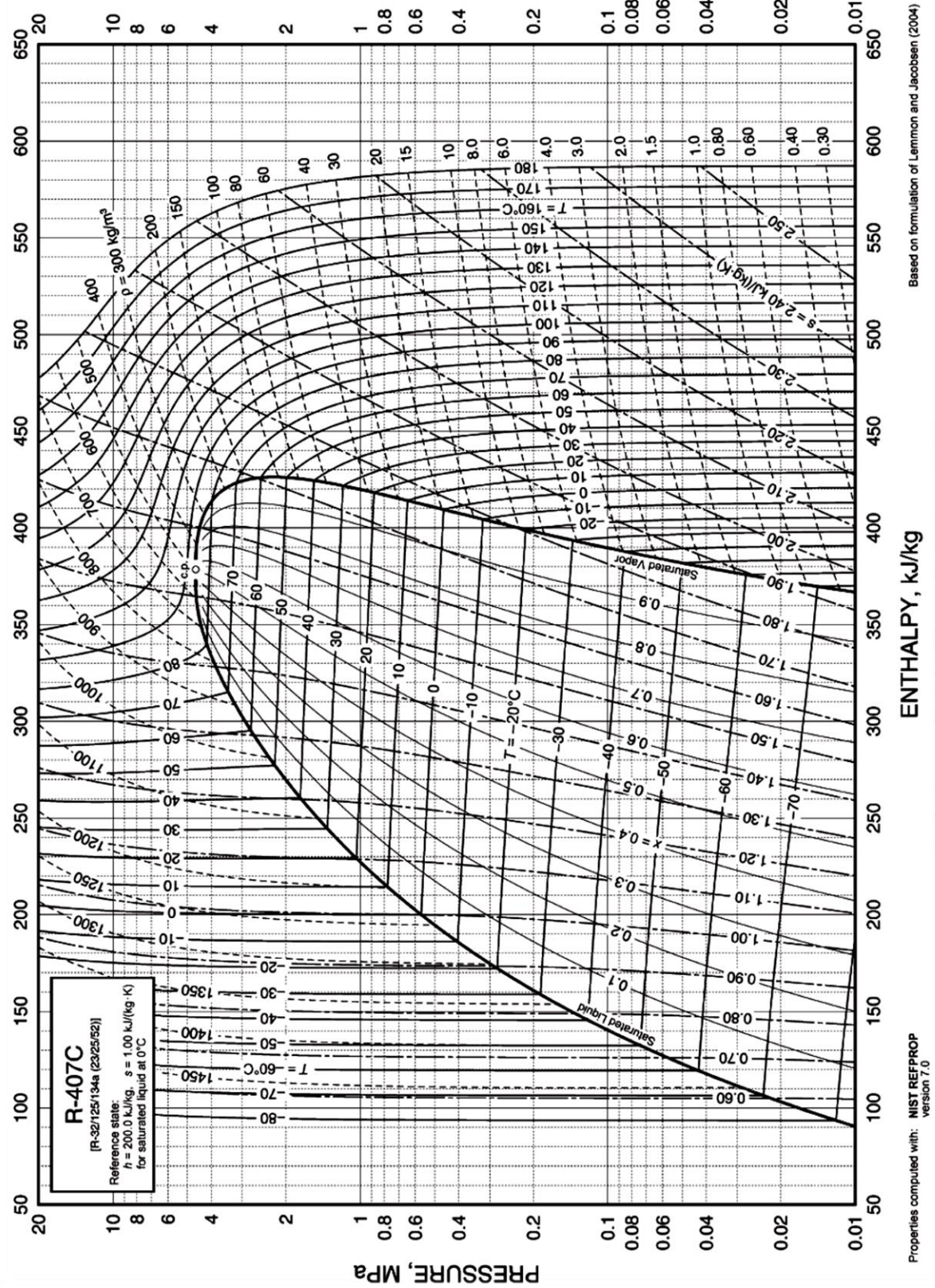


Fig. 13 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 407C



**ANEXO C**  
**Catálogo del Equipo de Aire Acondicionado**  
**Marca LG**

---

• FRÍO - CALOR

SJ122HD / SJ182HD / SJ242HD



- Jet Cool™ – Enfriamiento Rápido
- Chaos Swing – Sensación de Brisa Natural
- Deshumidificación Saludable
- Sistema Deflexión de 4 Vías
- Temporizador 7 horas – Ahorro de Energía
- Modo Automático para Dormir
- Autoarranque

S302HG



- Jet Cool™ – Enfriamiento Rápido
- Chaos Swing – Sensación de Brisa Natural
- Deshumidificación Saludable
- Sistema Deflexión de 4 Vías
- Temporizador 24 horas – Ahorro de Energía
- Modo Automático para Dormir
- Autoarranque



Especificaciones:

MODELO		SJ122HD	SJ182HD	SJ242HD	S302HG
<b>Capacidad</b>					
Frio	(BTU/hr)	12,000	18,000	24,000	30,000
Calor	(BTU/hr)	12,000	18,000	24,000	30,000
<b>Datos Eléctricos</b>					
Voltaje, Frecuencia, Fase	(V/Hz/ϕ)	220, 60, 1	220, 60, 1	220, 60, 1	220, 60, 1
Potencia de Entrada	(Watt)	1,150/1,200	1,800/1,950	2,600/2600	3,200/3,450
Amperaje	(A)	5.4/5.5	8.6/9.0	13.0/13.0	14.5/16
<b>Desempeño</b>					
E. E. R. (Ratio de Eficiencia Energética)	(BTU/hr W)	10.40	9.23	9.23	9.38
Circulación de Aire (Evaporador/Condensador)	(m3/min)	8.15/25.1	13.0/42	14.5/42	23/42
Retiro de la Humedad	(l/hr)	1.3	2.5	2.9	3.8
Nivel de Ruido (Evaporador/Condensador)	(dB(A)+3)	40/51	42/56	44/57	46/54
<b>Especificaciones</b>					
Refrigerante		R-22	R-22	R-22	R-22
Sistema de Purificación NEO PLASMA		No	No	No	No
Protección Anticorrosión (Aletas del Condensador)		Estándar	Estándar	Estándar	Estándar
Control de Temperatura		Termistor	Termistor	Termistor	Termistor
Efecto Brisa Natural (Chaos Swing)		Si	Si	Si	Si
Modo Automático para Dormir		Si	Si	Si	Si
Control Direccional del Aire (Arriba & Abajo)		Auto	Auto	Auto	Auto
Control Direccional del Aire (Izquierda & Derecha)		Manual	Manual	Manual	Auto
Configuración de Rango de Temperatura (Frio & Calor)		18-30 / 16-30	18-30 / 16-30	18-30 / 16-30	18-30 / 16-30
Autoarranque		Si	Si	Si	Si
Jet Cool™		Si	Si	Si	Si
Deshumidificación Saludable		Si	Si	Si	Si
Tiempo de Arranque	(min)	3	3	3	3
Compresor		Rotatorio	Rotatorio	Rotatorio	Rotatorio
<b>Instalación</b>					
Dimensiones	Evaporador: Ancho x Alto x Prof. (mm)	902x322x200	1,090x314x190	1,090x314x190	1,209x346x205
	Evaporador: Ancho x Alto x Prof. (mm)	770x540x245	840x578x275	840x578x275	870x800x320
Peso	Evaporador/Condensador (kg)	8/33	14/52	14/57	18/72
Tube de Conexión	Líquido/Gas (pulgadas)	1/4x1/2	1/4x1/2	3/8x5/8	1/4x5/8

**ANEXO D**  
**Tabla de Dimensiones, Pesos, Tolerancias en**  
**Diámetros y Espesor de Pared para Diámetros**  
**Nominales de Tuberías de Cobre Tomada de la**  
**Norma ASTM B88**

---



**TABLE 1 Dimensions, Weights, and Tolerances in Diameter and Wall Thickness for Nominal or Standard Copper Water Tube Sizes**  
(All tolerances are plus and minus except as otherwise indicated)

Nominal or Standard Size, in.	Wall Thickness and Tolerances, in.												Theoretical Weight, lb/ft						
	Average Outside Diameter <sup>A</sup> Tolerance, in.			Type K			Type L			Type M			Type K	Type L	Type M				
	Annealed	Drawn	Tolerance <sup>B</sup>	Wall Thickness	Tolerance <sup>B</sup>	Wall Thickness	Tolerance <sup>B</sup>	Wall Thickness	Tolerance <sup>B</sup>	Wall Thickness	Tolerance <sup>B</sup>	Wall Thickness	Tolerance <sup>B</sup>	Wall Thickness	Tolerance <sup>B</sup>	Wall Thickness			
1/4	0.002	0.001	0.0035	0.035	0.0035	0.030	0.003	0.003	0.003	0.025	0.002	0.025	0.002	0.025	0.002	0.025	0.145	0.126	0.145
5/8	0.0025	0.001	0.005	0.049	0.005	0.035	0.004	0.004	0.004	0.028	0.003	0.028	0.003	0.028	0.003	0.028	0.269	0.198	0.145
1/2	0.0025	0.001	0.005	0.049	0.005	0.040	0.004	0.004	0.004	0.028	0.003	0.028	0.003	0.028	0.003	0.028	0.344	0.285	0.204
3/4	0.003	0.001	0.006	0.049	0.006	0.042	0.004	0.004	0.004	0.032	0.003	0.032	0.003	0.032	0.003	0.032	0.418	0.362	0.204
1	0.0035	0.0015	0.006	0.065	0.006	0.050	0.005	0.005	0.005	0.035	0.004	0.035	0.004	0.035	0.004	0.035	0.641	0.455	0.328
1 1/4	0.004	0.0015	0.006	0.065	0.006	0.055	0.006	0.006	0.006	0.042	0.004	0.042	0.004	0.042	0.004	0.042	0.839	0.655	0.465
1 1/2	0.0045	0.002	0.007	0.072	0.007	0.060	0.006	0.006	0.006	0.049	0.005	0.049	0.005	0.049	0.005	0.049	1.04	0.884	0.682
2	0.005	0.002	0.008	0.083	0.008	0.070	0.007	0.007	0.007	0.058	0.006	0.058	0.006	0.058	0.006	0.058	1.36	1.14	0.940
2 1/2	0.005	0.002	0.008	0.095	0.010	0.080	0.008	0.008	0.008	0.065	0.006	0.065	0.006	0.065	0.006	0.065	2.06	1.75	1.46
3	0.005	0.002	0.011	0.109	0.011	0.090	0.009	0.009	0.009	0.072	0.007	0.072	0.007	0.072	0.007	0.072	2.93	2.48	2.03
3 1/2	0.005	0.002	0.012	0.120	0.012	0.100	0.010	0.010	0.010	0.083	0.008	0.083	0.008	0.083	0.008	0.083	4.00	3.33	2.68
4	0.005	0.002	0.013	0.134	0.013	0.110	0.011	0.011	0.011	0.095	0.010	0.095	0.010	0.095	0.010	0.095	5.12	4.29	3.58
5	0.005	0.002	0.016	0.160	0.016	0.125	0.012	0.012	0.012	0.109	0.011	0.109	0.011	0.109	0.011	0.109	6.51	5.38	4.66
6	0.005	0.002	0.019	0.192	0.019	0.140	0.014	0.014	0.014	0.122	0.012	0.122	0.012	0.122	0.012	0.122	9.67	7.61	6.66
8	0.006	+0.002	0.027	0.271	0.027	0.200	0.020	0.020	0.020	0.170	0.017	0.170	0.017	0.170	0.017	0.170	13.9	10.2	8.92
10	0.008	+0.002	0.034	0.338	0.034	0.250	0.025	0.025	0.025	0.212	0.021	0.212	0.021	0.212	0.021	0.212	25.9	19.3	16.5
12	0.008	+0.002	0.040	0.405	0.040	0.290	0.028	0.028	0.028	0.254	0.025	0.254	0.025	0.254	0.025	0.254	40.3	30.1	25.6
		-0.006															57.8	40.4	36.7

<sup>A</sup> The average outside diameter of a tube is the average of the maximum and minimum outside diameter, as determined at any one cross section of the tube.

<sup>B</sup> Maximum deviation at any one point.

<sup>C</sup> Indicates that the material is not generally available or that no tolerance has been established.

**ANEXO E**  
**Tabla de las Propiedades los Metales Sólidos**  
**Transferencia de Calor y Masa. Yunus Cengel**

---

**TABLA A-3**

Propiedades de metales sólidos

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c <sub>p</sub> (J/kg · K)					
		ρ kg/m <sup>3</sup>	c <sub>p</sub> J/kg · K	k W/m · K	α × 10 <sup>6</sup> m <sup>2</sup> /s	100	200	400	600	800	1 000
<b>Aluminio:</b>											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	65	163	186	186		
						473	787	925	1 042		
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2			174	185		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7			
						198	222	242			
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
						192	384	484	542	581	616
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
						236	379	450	503	550	628
<b>Cobre:</b>											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14		42	52	59		
							785	160	545		
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17		41	65	74		
							—	—	—		
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Oro	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
<b>Hierro:</b>											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
<b>Aceros al carbono:</b>											
Simple al carbono (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971

**ANEXO F**

**Dupont Refrigerantes**

**Guía de Referencia para Bolsillo**

---





\*: Mediciones en pulgadas de Hg.

(psig) VAPOR SATURADO														
Temp. °F	DuPont® Freon®		DuPont® Suva®						DuPont® ISCEON®					Temp. °C
	12 R-12	22 R-22	134a R-134a	MP39 R-401A	404A R-404A	407C R-407C	410A R-410A	507 R-507	MO29 R-422D	MO49Plus R-437A	MO59 R-417A	MO79 R-422A	MO99 R-438A	
70	70.1	121.4	71.1	86.3	149.3	140.5	201.8	153.0	132.6	88.7	113.4	152.1	131.0	21
72	72.7	125.7	74.1	89.5	154.3	145.4	208.4	158.1	137.1	92.1	117.5	157.2	135.5	22
74	75.5	130.0	77.1	92.8	159.4	150.3	215.2	163.3	141.7	95.5	121.6	162.3	140.2	23
76	78.2	134.5	80.2	96.2	164.6	155.3	222.2	168.6	146.5	99.1	125.8	167.6	144.9	24
78	81.1	139.0	83.4	99.7	169.9	160.5	229.3	174.1	151.3	102.8	130.1	173.0	149.8	26
80	84.0	143.6	86.7	103.2	175.4	165.8	236.5	179.6	156.3	106.5	134.5	178.6	154.7	27
82	87.0	148.4	90.0	106.8	181.0	171.2	244.0	185.3	161.4	110.3	139.1	184.2	159.8	28
84	90.0	153.2	93.5	110.6	186.7	176.8	251.6	191.1	166.5	114.2	143.7	190.0	165.0	29
86	93.2	158.2	97.0	114.4	192.5	182.4	259.3	197.1	171.8	118.2	148.4	195.9	170.3	30
88	96.3	163.2	100.6	118.2	198.4	188.2	267.3	203.1	177.2	122.3	153.2	201.9	175.7	31
90	99.6	168.4	104.3	122.2	204.5	194.1	275.4	209.3	182.8	126.5	158.2	208.1	181.2	32
92	102.9	173.7	108.1	126.2	210.7	200.1	283.6	215.6	188.4	130.8	163.2	214.4	186.8	33
94	106.3	179.1	112.0	130.4	217.0	206.3	292.1	222.1	194.2	135.2	168.4	220.8	192.6	34
96	109.8	184.6	115.9	134.6	223.4	212.5	300.7	228.7	200.0	139.7	173.6	227.3	198.5	36
98	113.3	190.2	120.0	138.9	230.0	219.0	309.5	235.4	206.0	144.3	179.0	234.0	204.5	37
100	116.9	195.9	124.2	143.3	236.8	225.5	318.5	242.3	212.2	149.0	184.5	240.9	210.6	38
102	120.6	201.8	128.4	147.8	243.6	232.2	327.7	249.3	218.4	153.7	190.1	247.8	216.8	39
104	124.4	207.7	132.7	152.4	250.6	239.0	337.1	256.5	224.8	158.6	195.8	254.9	223.2	40
106	128.2	213.8	137.2	157.1	257.8	245.9	346.7	263.8	231.3	163.6	201.6	262.2	229.7	41
108	132.1	220.0	141.7	161.9	265.1	253.0	356.5	271.2	237.9	168.7	207.6	269.6	236.4	42
110	136.1	226.4	146.4	166.8	272.5	260.3	366.4	278.8	244.7	173.9	213.7	277.1	243.1	43
112	140.2	232.8	151.1	171.8	280.1	267.6	376.6	286.6	251.6	179.3	219.9	284.8	250.1	44
114	144.3	239.4	156.0	176.8	287.9	275.1	387.0	294.5	258.7	184.7	226.2	292.6	257.1	46
116	148.6	246.1	160.9	182.0	295.8	282.8	397.6	302.6	265.9	190.2	232.6	300.6	264.3	47
118	152.9	253.0	166.0	187.3	303.8	290.6	408.4	310.8	273.2	195.9	239.2	308.8	271.6	48
120	157.3	260.0	171.2	192.7	312.1	298.6	419.4	319.2	280.7	201.7	245.9	317.1	279.1	49
122	161.8	267.1	176.5	198.2	320.4	306.7	430.7	327.8	288.3	207.6	252.8	325.6	286.7	50
124	166.3	274.3	181.8	203.8	329.0	315.0	442.1	336.5	296.0	213.6	259.7	334.2	294.4	51
126	171.0	281.7	187.4	209.5	337.7	323.4	453.8	345.4	303.9	219.7	266.8	343.0	302.3	52
128	175.7	289.2	193.0	215.3	346.6	332.0	465.8	354.5	312.0	226.0	274.1	352.0	310.3	53
130	180.5	296.9	198.7	221.3	355.6	340.7	477.9	363.8	320.2	232.4	281.5	361.2	318.5	54
132	185.5	304.7	204.6	227.2	364.9	349.7	490.3	373.2	328.6	238.9	289.0	370.5	326.9	56
134	190.5	312.6	210.6	233.4	374.3	358.7	503.0	382.9	337.1	245.5	296.7	380.0	335.4	57
136	195.6	320.7	216.7	239.7	383.9	368.0	515.9	392.7	345.8	252.3	304.5	389.7	344.1	58
138	200.8	329.0	222.9	246.0	393.7	377.4	529.1	402.7	354.7	259.2	312.5	399.6	352.9	59
140	206.0	337.4	229.2	252.5	403.7	387.0	542.5	413.0	363.7	266.2	320.6	409.7	361.9	60
142	211.4	345.9	235.7	259.1	413.9	396.7	556.2	423.4	372.9	273.4	328.9	420.0	371.0	61
144	216.9	354.6	242.3	265.9	424.3	406.6	570.2	434.1	382.3	280.7	337.3	430.5	380.3	62
146	222.5	363.5	249.0	272.7	434.9	416.7	584.5	445.0	391.8	288.1	345.9	441.2	389.8	63
148	228.1	372.5	255.9	279.7	445.7	427.0	599.0	456.1	401.5	295.7	354.6	452.1	399.4	64
150	233.9	381.7	262.9	286.8	456.8	437.5	613.9	467.4	411.4	303.5	363.5	463.2	409.2	65

\*: Mediciones en pulgadas de Hg.

## **ANEXO G**

### **Presupuesto de Tuberías de Cobre**

**Empresa: Solo Cobre C.A.**

---

## LISTA DE PRECIOS DE TUBERIAS DE COBRE

CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO	CON IVA
		Sin IVA	+IVA
1	TUBERIA FLEXIBLE DE 1/8	3.240	3.628,80
2	TUBERIA FLEXIBLE DE 3/16	5.076	5.685,12
3	TUBERIA FLEXIBLE DE 1/4	6.804	7.620,48
4	TUBERIA FLEXIBLE DE 5/16	9.072	10.160,64
5	TUBERIA FLEXIBLE DE 3/8	10.800	12.096,00
6	TUBERIA FLEXIBLE DE 1/2	15.120	16.934,40
7	TUBERIA FLEXIBLE DE 5/8	21.060	23.587,20
8	TUBERIA FLEXIBLE DE 3/4	24.300	27.216,00
9	TUBERIA FLEXIBLE DE 7/8	36.180	40.521,60
10	TUBERIA FLEXIBLE DE 1.1/8	48.600	54.432,00

CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO	CON IVA
11	TUBERIA RIGIDA 3/8 x 1/4	4.320	4.838,40
12	TUBERIA RIGIDA 1/2 x 3/8	7.020	7.862,40
13	TUBERIA RIGIDA 5/8 x 1/2	10.260	11.491,20
14	TUBERIA RIGIDA 3/4 x 5/8	12.960	14.515,20
15	TUBERIA RIGIDA 7/8 x 3/4	15.660	17.539,20
16	TUBERIA RIGIDA 1.1/8 x 1	22.680	25.401,60
17	TUBERIA RIGIDA 1.3/8 x 1.1/4	32.400	36.288,00
18	TUBERIA RIGIDA 1.5/8 x 1.1/2	39.960	44.755,20
19	TUBERIA RIGIDA 2.1/8 x 2	59.400	66.528,00
20	TUBERIA RIGIDA 2.5/8 x 2.1/2	86.400	96.768,00
21	TUBERIA RIGIDA 3.1/8 x 3	102.600	114.912,00
22	TUBERIA RIGIDA 4.1/8 x 4	167.400	187.488,00

**ANEXO H**

**Vistas del Sistema Diseñado**

---