Your complimentary use period has ended. Thank you for using PDF Complete.
Click Here to upgrade to Unlimited Pages and Expanded Features

OLITÉCNICO NACIONAL
UPERIOR DE INGENIERÍA
MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN
UNIDAD PROFESIONAL ñADOLFO LÓPEZ MATEOSò

ñCOMPORTAMIENTO DE DIFERENTES DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN AL INSTALAR UN MODULO TERMOELÉCTRICO EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓNò

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

MAESTRO EN CIENCIAS

EN

INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

ING. CUAUHTÉMOC JIMÉNEZ CASTILLO

DIRECTOR DE TESIS

DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL

M. en C. JUAN ABUGABER FRANCIS

México D.F. 2011

PDF Complete
Your complimentary use period has ended. Thank you for using PDF Complete.
Click Here to upgrade to Unlimited Pages and Expanded Features

SIP-14BIS

POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 12:00 horas del día 09 del mes de Diciembre del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E. S. I. M. E.

para examinar la tesis titulada:

"COMPORTAMIENTO DE DIFERENTES DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN AL INSTALAR UN MODULO TERMOELÉCTRICO EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN".

Presentada por el alumno:

JIMÉNEZ	CASTILLO	CUAUHTÉMOC
Apellido paterno	Apellido materno	Nombre (s)

Con registro: B 0 9 1 7 4 9

aspirante de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron ***SU APROBACIÓN DE LA TESIS***, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Directores de tesis

DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL

M. EN C. JUAN ABUGABER FRANCIS

Presidente

DR. FLORENCIO SÁNCHEZ SILVA

Segundo Vocal

M. EN C. JUAN ABUGABER FRANCIS

Tercer Vocal

DR. ALEJANDRO ZACARÍAS SANTIAGO

Secretario

DR. GEORGIY POLUPAN

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. JAIME ROBLES GARCIA

I. P. N.
SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION

PDF Complete
Your complimentary use period has ended. Thank you for using PDF Complete.
Click Here to upgrade to Unlimited Pages and Expanded Features

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de México, D. F. el día 12 del mes Diciembre del año 2011, el (la) que suscribe Cuauhtémoc Jiménez Castillo alumno (a) del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica con número de registro B091749, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrados e Investigación de la E.S.I.M.E. Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección de Dr. Ignacio Carvajal Mariscal y cede los derechos del trabajo intitulado Comportamiento de Diferentes Dispositivos de Expansión al Instalar un Módulo Termoeléctrico en un Sistema de Refrigeración por Compresión, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección jc_cuauhtemoc@hotmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Ing. Cuauhtémoc Jiménez Castillo

ÍNDICE

Pág.

ÍNDICE I
RELACIÓN DE FIGURAS IV
RELACIÓN DE TABLAS VII
NOMENCLATURA VIII
RESUMEN XI
ABSTRACT XII
INTRODUCCIÓN XIII

CAPÍTULO I
ANTECEDENTES Y TERMODINÁMICA DE LA REFRIGERACIÓN 1

1.1 Termodinámica en la refrigeración 2
1.1.1 Refrigeración 2
1.1.2 Refrigeración mecánica 2
1.1.3 Objetivo de la refrigeración mecánica 3
1.2 Conservación de la masa 4
1.3 Primera ley de la termodinámica 4
1.4 Segunda ley de la termodinámica 5
1.5 Sistemas de refrigeración 6
1.5.1 Ciclo inverso de Carnot 6
1.5.2 Ciclo básico del sistema de refrigeración 8
1.5.3 Ciclo real 9
1.6 Diagrama de presión-entalpía (P-h) o diagrama de Moolier 12
1.7 Refrigeración doméstica 12
1.7.1 Refrigeradores domésticos 13
1.7.2 Circuito elemental 14
1.7.3 Condiciones normales de funcionamiento temperaturas y presiones 15
1.8 Métodos para incrementar el COP 17
1.8.1 Subenfriamiento 17
1.8.2 Sobrecalentamiento 18
1.9 Sistemas directos 18
1.10 Sistema indirecto. 18
1.11 Estado del Arte 19
1.11.1 Coeficiente de Operación (COP) 19
1.11.2 Válvulas de Expansión 21
1.11.3 Subenfriamiento 22
1.11.4 Módulo Termoeléctrico 24

CAPÍTULO II
DISPOSITIVOS DE CONTROL DE FLUJO (DE EXPANSIÓN) Y TERMODINÁMICA DE LOS MODULOS TERMOELECTRICOS 29

2.1 Dispositivos de expansión 30
2.1.2 Tipos y funciones de los dispositivos de control del refrigerante 30
2.1.3 Válvula de expansión termostática (VET) 31
2.1.3.1 Funcionamiento de la válvula de expansión termostática. 32
2.3.3.2 Control del sobrecalentamiento 33
2.1.4 Válvulas limitadoras de presión 35
2.1.5 La válvula de expansión termostática de carga limitada 35
2.1.6 La válvula mecánica limitadora de presión 36
2.1.7 La válvula de expansión termostática de carga mixta 37
2.1.8 Válvulas operadas por piloto 38
2.1.9 La válvula de expansión termoeléctrica 38
2.1.10 Válvula de flotador 39
2.1.11 La válvula de expansión a presión constante 41
2.1.12 El tubo capilar 42
2.1.13 El orificio 43
2.1.14 Localización e instalación de la VET 44
2.2 Termoelectricidad 45
2.2.1 Breve historia de la termoelectricidad 45
2.2.2 Efecto Peltier 46
2.2.3 Estudio y Aplicaciones 47
2.2.4 Refrigeración por termoelectricidad 48

CAPÍTULO III
INSTALACIÓN EXPERIMENTAL 53

3.1 Instalación experimental 54
3.2 Descripción de componentes del equipo de refrigeración 55
3.2.1 Condensador 55
3.2.2 Válvulas de expansión 55
3.2.3 Evaporadores. 55
3.2.4 Compresor 56
3.2.5 Panel de control 57
3.2.6 Panel de control de condensador y evaporadores 57
3.2.7 Termostatos. 58
3.3 Descripción de la instrumentación del equipo de refrigeración 58
3.3.1 Manómetros de tipo Bourdon 58
3.3.2 Rotámetros 59
3.4 Funcionamiento del equipo de refrigeración 59
3.5 Descripción de componentes de la instalación del modulo termoeléctrico 59

3.5.1 Módulo termoeléctrico 59
3.5.2 Características del módulo termoeléctrico LC200 61
3.5.3 Fuente eléctrica del módulo termoeléctrico 62
3.5.4 Circuito hidráulico 63
3.6 Metodología empleada para la realización de las pruebas experimentales del sistema de refrigeración 63
3.6.1 Matriz experimental 64
3.7 Descripción de la instrumentación de la instalación del módulo termoeléctrico 64
3.7.1 Termopares 64
3.8 Metodología empleada para usar el módulo termoeléctrico 65

CAPÍTULO IV
ANÁLISIS DE LOS RSULTADOS 67

4.1 Análisis de resultados 68
4.1.1 Pruebas con la válvula de expansión termostática (VET) 68
4.1.1.1 Caso 1 a 775 rpm=50% de carga de aire del ventilador del condensador ... 68
4.1.1.2 Caso 2 a 1550 rpm=100% de carga de aire del ventilador del condensador 69
4.1.2 Comparación de caso 1 y 2. 71
4.1.3 Pruebas con la válvula de expansión automática 71
4.1.3.1 Caso 3 a 775 rpm=50% de carga de aire del ventilador del condensador ... 71
4.1.3.2 Caso 4 a 1550 rpm=100% de carga de aire del ventilador del condensador 73
4.1.4 Comparación de caso 3 y 4 74
4.1.5 Pruebas con subenfriamiento con la válvula de expansión termostática (VET) 75
4.1.5.1 Caso 5 a 775 rpm=50% de carga de aire del ventilador del condensador ... 75
4.1.5.2 Caso 6 a 1550 rpm=100% de carga de aire del ventilador del condensador 77
4.1.6 Pruebas con subenfriamiento con la válvula de expansión automática 79
4.1.6.1 Caso 7 a 775 rpm=50% de carga de aire del ventilador del condensador ... 79
4.1.6.2 Caso 8 a 1550 rpm=100% de carga de aire del ventilador del condensador 81

CONCLUSIONES 84
REFERENCIAS 85
ANEXO 1 Conceptos 88
ANEXO 2 Modelado matemático del modulo termoeléctrico 93
ANEXO 3 Cálculo de la caída de presión en el módulo termoeléctrico 96
ANEXO 4 Especificaciones del LC200 100
ANEXO 5 Tabla de resultados 103

RELACIÓN DE FIGURAS

Pág.

Fig. 1.1 El objetivo del refrigerador es extraer calor (Q_e) del medio frio..... 6
Fig. 1.2 a) Esquema de un refrigerador de Carnot, b) Digrama T-s del ciclo invertido de Carnot 7
Fig. 1.3 Sistema básico de refrigeración por compresión de vapor. En el evaporador se realiza la refrigeración útil, en este proceso se gana calor latente (el refrigerante pasa de liquido a gas), después, pasa al compresor, en este se eleva la presión y la temperatura. A continuación pasa al condensador, aquí es donde se retira el calor al refrigerante, en este proceso se pierde calor latente (el refrigerante pasa de gas a liquido). Por último pasa a la válvula de expansión que es la que regula el paso del refrigerante hacia el evaporador. 8
Fig. 1.4 a) Esquema de un sistema de refrigeración, b) Diagrama T-s. 10
Fig. 1.5 Muestra los componentes principales de un refrigerador 11
Fig. 1.6 Forma de un diagrama P-H que indica las regiones de líquido y vapor 12
Fig. 1.7 Refrigeradores domesticas a) Refrigerador domestica de una puerta, b) Refrigerador domestica de dos puertas horizontal..... 14
Fig. 1.8 Circuito elemental de refrigeración. 15
Fig. 1.9 Representación grafica de un Sistema Directo 18
Fig. 1.10 Representación grafica de un sistema indirecto. 19

Fig. 2.1 Sección esquemática de una válvula de expansión térmica (VET) del tipo de igualado interno 32
Fig. 2.2 Presiones que actúan en una válvula de expansión térmica..... 33
Fig. 2.3 VET limitadora de presión, del tipo mecánico con doble diafragma..... 36
Fig. 2.4 Curvas de presión-temperatura para una VET del tipo de carga mixta, ilustrando su efecto anti-cicle 37
Fig. 2.5 Disposición de una VET accionada por piloto (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año 1979)..... 38
Fig. 2.6 Válvula eléctrica de expansión térmica y sensor. (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año 1979)..... 39
Fig. 2.7 Válvula de flotador de lado de alta. (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año 1979) 39
Fig. 2.8 Válvula de flotador de lado de baja (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año de 1979) 40
Fig. 2.9 Disposición de la conexión de una válvula de flotador de lado de baja, en el sistema (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año 1979) 40
Fig. 2.10 Válvula de expansión a presión constante (esquemática) 41
Fig. 2.11 Disposición de los orificios como un dispositivo de control de flujo..... 44
Fig. 2.12 Ilustración de la colocación y fijación apropiada del bulbo de la VET..... 45
Fig. 2.13 Esquema de los semiconductores por Efecto Peltier 48

Fig. 2.14 Circuitos equivalentes de la resistencia térmica. 49
Fig. 2.15 Modulo por Efecto Peltier..... 50
Fig. 2.16 Circuitos eléctrico y térmico de una pareja de semiconductores 50
Fig. 2.17 Esquema, estructura interna y modulo termoeléctrico típico 51

Fig. 3.1 Equipo experimental de refrigeración de baja capacidad..... 54
Fig. 3.2 Condensador..... 55
Fig. 3.3 Válvulas de expansión (elementos regula dores de flujo). a) VET, b) Tubo capilar, c) Válvula automática de expansión 55
Fig. 3.4 Evaporadores 1 y 2..... 56
Fig. 3.5 Compresor semihermetico. 56
Fig. 3.6 Panel de control principal..... 57
Fig. 3.7 Panel de control condensadores y evaporadores 57
Fig. 3.8 Termostatos del equipo de refrigeración 58
Fig. 3.9 Manómetros distribuidos en el sistema de refrigeración con su numeración respectiva 59
Fig. 3.9 Rotámetro del equipo de refrigeración 1 y 2..... 60
Fig. 3.10 Módulo termoeléctrico para pruebas experimentales. a) Modulo termoeléctrico posterior, b) Modulo termoeléctrico vista frontal..... 61
Fig. 3.11 Circuito hidráulico. a) Tanque de almacenamiento de agua, b) Deposito de agua con banco de resistencia, c) Conexiones hidráulicas hacia el modulo termoeléctrico..... 62
Fig. 3.12 Fuente eléctrica para el funcionamiento del modulo termoeléctrico. 63
Fig. 3.13 Termopares tipo J colocados en la pantalla para lectura de temperaturas..... 65

Fig. 4.1 Diagrama P-h ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador 68
Fig. 4.2 Diagrama T-S ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 50%=775 rpm de carga, ventilador del condensador 69
Fig. 4.3 Diagrama P-h ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador 70
Fig. 4.4 Diagrama T-S ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador 70
Fig. 4.5 Diagrama P-h ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Automática, al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador..... 72
Fig. 4.6 Diagrama T-S ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador. 72
Fig. 4.7 Diagrama P-h ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Automática, al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador..... 73
Fig. 4.8 Diagrama T-S ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Automática, al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador..... 74
Fig. 4.9 Diagrama P-h comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Termostática (VET) como elemento restrictivo 76

Fig. 4.10 Diagrama T-S comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Termostática (VET) como elemento restrictivo 77
Fig. 4.11 Diagrama P-h comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Termostática (VET) como elemento restrictivo.. 78
Fig. 4.12 Diagrama T-S comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Termostática (VET) como elemento restrictivo. 79
Fig. 4.13 Diagrama P-h comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Automática como elemento restrictivo. 80
Fig. 4.14 Diagrama T-S comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Automática como elemento restrictivo 81
Fig. 4.15 Diagrama P-h comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Automática como elemento restrictivo 82
Fig. 4.16 Diagrama TS comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Automática como elemento restrictivo 83

Fig. A1.1 Conversión de valores de temperaturas. (Aquí se pueden observar las diferentes escalas de temperatura más utilizadas, al igual que sus diferencias)..... 90
Fig. A2.1 Esquema de la transferencia de calor en el modulo termoeléctrico 95
Fig. A4.1 Modulo Peltier - Termoeléctrico 100
Fig. A4.2 Especificaciones del Modulo Peltier - Termoeléctrico 101
Fig. A4.3 Prueba experimental del Modulo Peltier - Termoeléctrico 102

RELACIÓN DE TABLAS

Pág.

Tabla A3.1 Calculo del número de Reynolds 97
Tabla A3.2 Calculo la caída de presión 99

Tabla A5.1 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 775 rpm, del ventilador del condensador 103
Tabla A5.2 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador 103
Tabla A5.3 Resultados del ciclo de refrigeración real 103
Tabla A5.4 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 775 rpm del ventilador del condensador 103
Tabla A5.5 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador 103
Tabla A5.6 Resultados del ciclo de refrigeración real 104
Tabla A5.7 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador 104
Tabla A5.8 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador 104
Tabla A5.9 Resultados del ciclo de refrigeración real 104
Tabla A5.10 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador 104
Tabla A5.11 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador 105
Tabla A5.12 Resultados del ciclo de refrigeración real. 105

NOMENCLATURA

Símbolo	Definición	Unidad
A	$Area\ de\ la\ sección\ transversal$	m^2
A_e	$Sección\ transversal\ a\ la\ entrada$	m^2
A_s	$Sección\ transversal\ a\ la\ salida$	m^2
COP	$Coeficiente\ de\ Operación$	$Adimensional$
$C_{p,agua}$	$Calor\ especifico\ del\ agua$	$J/kg-K$
C_p	$Calor\ especifico\ a\ presión\ constante$	$J/kg-K$
d	$Diametro\ de\ la\ tuberia$	m
f	$Factor\ de\ fricción$	$Adimensional$
f_L	$Factor\ de\ fricción\ en\ la\ vuelta\ cerrada$	$Adimensional$
g	$Gravedad$	$9.81\ {}^{m}/_{s^2}$
H_L	$Calor\ de\ fusión$	J/kg
h_L	$Pérdidas\ de\ carga$	m
h_e	$Entalpía\ a\ la\ entrada$	${}^{J}/_{kg}$
h_s	$Entalpia\ de\ salida$	${}^{J}/_{kg}$
h_1	$Entalpía\ en\ el\ punto\ 1, vapor\ saturado$	kJ/kg
h_2	$Entalpía\ en\ el\ punto\ 2, vapor\ sobrecantado$	kJ/kg
h_3	$Entalpía\ en\ el\ punto\ 3, liquido\ saturado$	kJ/kg
$h_3{}'$	$Entalpía\ del\ punto\ de\ subenfriamiento$	kJ/kg
h_4	$Entalpía\ en\ el\ punto\ 4, mezcla\ de\ refrigerante\ liquido - vapor$	kJ/kg
I	$Intensisdad\ de\ corriente\ que\ pasa\ a\ taves\ de\ la\ unión$	A
I_{MT}	$Corriente\ eléctrica\ del\ MT$	A
L	$Longitud\ del\ tubo$	m
$\dot{m}$	$Flujo\ másico\ del\ refrigerante$	kg/s
$\dot{m}_{agua}$	$Flujo\ másico\ del\ agua$	kg/s
$\dot{m}_e$	$Flujo\ másico\ en\ la\ entrada$	kg/s
$\dot{m}_f$	$Flujo\ másico\ del\ fluido$	kg/s
$\dot{m}_s$	$Flujo\ másico\ a\ la\ salida$	kg/s
n	$Núemro\ de\ vueltas$	$Adimensional$
P	$Equivalente\ del\ trabajo\ mecánico$	W
P_b	$Presión\ del\ bulbo$	kPa
$P_{e,MT}$	$Potencia\ eléctrica\ entregada\ por\ el\ módulo$	W
P_e	$Presión\ del\ evaporador$	kPa
P_f	$Potencia\ termoeléctrica\ para\ refrigerar$	W
P_J	$Perdidas\ por\ efecto\ Joule$	W
P_r	$Presión\ del\ resorte$	kPa
$\dot{Q}$	$Calor\ que\ es\ transportaado\ de\ una\ zona\ otra$	W

$\dot{Q}_{agua}$	Calor que puede retirar el MT	W
$\dot{Q}_{caliente}$	Calor de la cara caliente	W
$\dot{Q}_c$	Calor del condensador	W
$\dot{Q}_{CD}$	Conducción natural del calor a través de módulo termoeléctrico	W
$\dot{Q}_e$	Calor del evaporador	W
$\dot{Q}_f$	Calor de la cara fría	W
$\dot{Q}_L$	Calor latente	W
$\dot{Q}_p$	Calor generado por efecto Peltier	W
$\dot{Q}_s$	Calor sencible	W
$\dot{Q}_J$	Calor po efecto Joule	W
R	Resistencia electrica del conductor	Ω
Re	Número de Reynolds	$Adimensional$
R_E	Resistencia eléctrica equivalente	Ω
R_t	Resistencia térmica equivalente	V/K
T	Temperatura absoluta en la unión	K
T_{amb}	Temperatura ambiente	°C
T_c	Temperatura de la cara caliente	°C
T_{ent}	Temperatura de entrada al MT	°C
T_f	Temperatura de la cara fría	°C
T_{sal}	Temperatura de salida al MT	°C
T_1	Temperatura a la entrada del evaporador	°C
T_2	Temperatura a la salida del evaporador	°C
T_3	Temperatura a la entrada del compresor	°C
T_4	Temperatura a la salida del compresor	°C
T_5	Temperatura a la descaraga del compresor	°C
T_6	Temperatura del domo del compresor	°C
T_7	Temperatura del bobinado del motor del compresor	°C
$\dot{V}$	Flujo volumétrico del fluido	$m^3/_{min}$
V	Tensión eléctrica de alimentación	V
V_{MT}	Tension eléctrica del MT	V
v	Velocidad del fluido	m/s
v_e	Velocidad del fluido a la entrada	$m/_s$
v_s	Velocidad del fluido a la salida	$m/_s$
$\dot{W}$	Trabajo mecánico	W
$\dot{W}_c$	Trabajo realizado por el compresor	W
$\dot{W}_e$	Potencia eléctrica; poder de transferencia de calor de una cara a otra	W
$W_{especifico}$	Peso específico del fluido agua	$N/_{m^3}$
$\dot{W}_{MT}$	Trabajo del módulo termoeléctrico	W
$\dot{W}_T$	Trabajo total	W
z_e	Altura en el punto a la entrada	m
z_s	Altura en el punto a la salida	m

$\propto$	*Coeficiente de Seebeck de dos conductores distintos*	$V/°C$ *o* V/K
ΔP	*Caida de presión*	Pa
ΔT	*Diferencia de temperaturas entre las dos caras*	°C
ΔT_{BS}	*Diferencia de temperaturas*	°C
Δz	*Diferencia de alturas*	m
ε	*Rugosidad relativa*	m
ϵ	*Coeficiente peltier*	kg/s
μ	*Viscosidad dinámica*	$N-s/m^2$
ρ_{agua}	*Densidad del agua*	kg/m^3
ρ_e	*Densidad del fluido a la entra*	kg/m^3
ρ_s	*Densidad del fluido a la salida*	kg/m^3

RESUMEN

En este trabajo se presentan los resultados de la experimentación que se realiza a un sistema de refrigeración por compresión de vapores de baja capacidad. Analizando el comportamiento de diferentes dispositivos de expansión al instalar un Módulo Termoeléctrico con una Válvula de Expansión Termostática (VET) y una Válvula de Expansión Automática. Se obtuvieron diagramas Presión-entalpía y Temperatura-entropía. Para así poder analizar su comportamiento real del sistema, se calculo el calor que retira el evaporador, el trabajo del compresor, el calor que se tiene que retirar en el condensador y el COP.

Para realizar la experimentación se tomaron las presiones a la salida de los siguientes elementos: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. También se tomaron las temperaturas a la salida del evaporador, compresor y condensador. A diferentes velocidades del ventilador que enfría el condensador (775, 1162.5 y 1550 rpm). Con estos datos se calcularon los principales parámetros. Posteriormente se simulo añadir un módulo termoeléctrico a la salida del condensador para subenfriar el refrigerante, como el módulo que se tiene no soportaba la presión de la salida del condensador (aproximadamente 900 kPa). Las pruebas se realizaron en una instalación hidráulica, teniendo la condición de $\dot{m}_{agua} \cong \dot{m}_{refrigerante}$ de acuerdo a las curvas experimentales del módulo termoeléctrico (Anexo 2). Se igualo el calor que obtuvo como calor de subenfriamiento ($\dot{Q}_{agua} = \dot{Q}_{subenfriamiento}$). Con estas pruebas también se trazaron los diagramas Presión-entalpía y Temperatura-entropía a diferentes velocidades del ventilador que enfría el condensador (775, 1162.5 y 1550 rpm) para así poder analizar las inestabilidades que se pueden encontrar en el sistema de refrigeración. También se obtuvo el calor retirado el calor que puede retirar el evaporador, el calor retirado en el condensador, el trabajo del compresor y el del módulo termoeléctrico, y por último el COP.

Cabe mencionar que se obtuvieron los siguientes grados de subenfriamiento con la VET a 775, 1162.5 y 1550 rpm del ventilador que enfría el condensador son: 18.48 °C, 12.19 °C y 10.62 °C respectivamente. Y con la Válvula de Expansión Automática a las mismas velocidades del ventilador que enfría el condensador son: 18.76 °C, 13.83 °C y 9.13 °C. Se encontró que cuando se instala el módulo termoeléctrico en el sistema de refrigeración el efecto refrigerante se incremento, pero el trabajo que realizó el modulo hizo que el COP disminuyera. Por tal motivo se propone que hacer un control automático para que cuando la temperatura ambiente aumente, el equipo de refrigeración entre en funcionamiento junto con el módulo y así poder enfriar en menos tiempo un cierto producto.

ABSTRACT

In this work we present the experimental results is made to a system of vapor compression refrigeration low capacity. Analyzing the behavior of different expansion devices to install a thermoelectric module with a Thermostatic Expansion Valve (TEV) and an Automatic Expansion Valve. We obtained Pressure-enthalpy diagrams and Temperature-entropy. In order to analyze the actual behavior of the system, calculate the heat removed from the evaporator, compressor work, heat must be removed in the condenser and the COP.

To make the experimental pressures were taken out of the following components: evaporator, compressor, condenser and expansion valve. They also took the temperatures of the evaporator, compressor and condenser. Different speeds of the fan that cools the condenser (775, 1162.5 and 1550 rpm). With these data we calculated the main parameters. Then add a module is simulated thermoelectric output capacitor to subcool the refrigerant, as the module has not bear the pressure of the condenser outlet (approximately 900 kPa). The tests were conducted in a hydraulic system, with the condition $\dot{m}_{agua} \cong \dot{m}_{refrigerante}$ according to the experimental curves of the thermoelectric module (Appendix 2). It equals the heat subcooling obtained as heat ($\dot{Q}_{agua} = \dot{Q}_{subenfriamiento}$). These tests are also plotted Pressure-enthalpy diagrams and Temperature-entropy at different speeds of the fan that cools the condenser (775, 1162.5 and 1550 rpm) in order to analyze the instabilities that can be found in the cooling system. Also there was the heat removed heat can remove the evaporator, the heat removed in the condenser, the compressor and thermoelectric module, and finally the COP.

It is noteworthy that we obtained the following degrees of subcooling with VET to 775, 1162.5 and 1550 rpm of the fan that cools the condenser are: 18.48 ° C, 12.19 ° C and 10.62 ° C respectively. And with the Automatic Expansion Valve to the same speed fan that cools the condenser are: 18.76 °C, 13.83 °C and 9.13 °C. It was found that when installing the thermoelectric module cooling system will increase the cooling effect, but the work that made the COP module caused the decrease. For this reason it is proposed to make a machine to control when the ambient temperature increases, the cooling system into operation with the module and thus less time to cool a certain product.

INTRODUCCIÓN

La refrigeración doméstica y comercial ha sido un factor importante para la humanidad, tanto para refrigerar o congelar un alimento que se encuentra ya sea en estado sólido o liquido. Los sistemas comunes son sistema de refrigeración por absorción y por compresión de vapores, este último es el más usado en la actualidad.

El sistema de refrigeración por compresión tiene cuatro principales componentes que son: dos intercambiadores de calor (evaporador y condensador), un compresor y una válvula de expansión.

El bajo coeficiente de operación (COP) y por consecuencia un alto consumo de de energía, esto genera un mayor gasto económico, por otra lado el parámetro que mas causa efectos positivos o negativos en los sistemas de refrigeración es la temperatura ambiente ya que es la que se tiene que abatir para poder conservar, refrigerar o congelar un producto.

Los sistemas de refrigeración tienen un gasto de energía alto, aproximadamente 29% del consumo de energía eléctrica de cada hogar de México. En los países más desarrollados, se ha obligado a que los refrigeradores nuevos tengan mayor eficiencia energética, es decir, usen menos energía para un mayor servicio. Una de las opciones para incrementar el coeficiente de operación es usar un modulo termoeléctrico para lograr un mayor subenfriamiento; sin embargo, se tendrá que estudiar las inestabilidades en el sistema debidas a la introducción del modulo termoeléctrico. Estudios teóricos anteriores han demostrado la factibilidad para poder usarlo el módulo termoeléctrico en el sistema de refrigeración.

En este trabajo se desarrolla una investigación experimental para analizar las inestabilidades en el sistema de refrigeración de baja capacidad, que se encuentra en las instalaciones del Instituto Politécnico Nacional, en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada, ubicado en la Unidad Profesional Zacatenco.

El capítulo 1 contiene se dan a conocer una breve historia de la refrigeración, los ciclos de refrigeración que existen por compresión de vapores el ideal y el real, los métodos para incrementar el COP y un estado del arte acerca de esta área.

El capítulo 2 contiene la teoría de las diferentes válvulas de expansión que se ocupan en los sistemas de refrigeración de alta, media y de baja capacidad (refrigeración domestica y comercial), funcionamiento, ventajas y desventajas. Por otro lado se da una a conocer la teoría de los módulos termoeléctricos para efectos del cálculo de sus principales parámetros.

En el capítulo 3 se explica a detalle la instalación experimental, selección y calibración de instrumentos y el desarrollo de las pruebas experimentales necesarias para cumplir el objetivo establecido.

En el capítulo 4 se trazan los diagramas P-h y T-s de equipo de refrigeración. Calculando el calor disipado en el evaporador, condensador, así como el trabajo del compresor y su coeficiente de operación COP. Enfriando el condensador con un ventilador, las pruebas experimentales se desarrollaron a 50% = 775 rpm y 100% =1550 rpm. Con dos elementos de restrictivos que fueron: Válvula de Expansión Termostática (VET) y Válvula de Expansión Automática. Después se realizo un subenfrimaiento con un Módulo Termoeléctrico (LC200) simulando la colocación a la salida del condensador.

CAPÍTULO I

"ANTECEDENTES Y TERMODINÁMICA DE LA REFRIGERACIÓN"

En este primer capítulo se dan a conocer una breve historia de la refrigeración, los ciclos de refrigeración que existen por compresión de vapores el ideal y el real, que es ocupado para conservar alimentos en los hogares de México [42], también se da un estado del arte acerca de esta área.

1.1 TERMODINÁMICA EN LA REFRIGERACIÓN

1.1.1 REFRIGERACIÓN

La refrigeración es una técnica que ha sido el resultado de las necesidades que la misma sociedad va creando a medida que avanzan los inventos en diferentes campos. La refrigeración contribuye a elevar el nivel de vida de los pueblos de todos los países. Los avances logrados en refrigeración en los últimos años son el resultado del trabajo conjunto de técnicos, artesanos, ingenieros, hombres de ciencia y otros que han unido sus habilidades y conocimientos. La base sobre la que se fabrican nuevas sustancias y materiales la suministra la ciencia. Estos conocimientos son aplicados al campo de la refrigeración por aquellos que diseñan, fabrican instalan y mantienen equipos de refrigeración. Las aplicaciones de la refrigeración son muy numerosas, siendo unas de las más comunes la conservación de alimentos, acondicionamiento ambiental (tanto de temperatura como de humedad), enfriamiento de equipos y últimamente en los desarrollos tecnológicos de avanzada en el área de los ordenadores. En pocas palabras la refrigeración es quitar o extraer calor de una sustancia lugar o espacio. La historia de la refrigeración es tan antigua como la civilización misma. Se pueden distinguir dos períodos: refrigeración natural y refrigeración artificial, en esta última se encuentra la refrigeración mecánica.

1.1.2 REFRIGERACIÓN MECÁNICA

La refrigeración mecánica es aquella que incluye componentes fabricados por el hombre y que forman parte de un sistema, o bien cerrado (cíclico), o abierto, los cuales operan en arreglo a ciertas leyes físicas que gobiernan el proceso de refrigeración. Así, disponemos de sistemas cerrados de refrigeración mediante el uso de refrigerantes halogenados como los **CFC**, **HCFC**, **HFC** y otros (sistemas de absorción de amoníaco, de bromuro de litio, entre los más usuales); máquinas de aire en sistemas abiertos o cerrados; equipos de enfriamiento de baja capacidad (hasta 1 TR) que usan el efecto Peltier o efecto termoeléctrico; otros sistemas refrigerantes a base de propano o butano y para refrigeración de muy baja temperatura se utiliza CO_2.

La refrigeración mecánica se usa actualmente en acondicionamiento de aire para el confort así como congelación, almacenamiento, proceso, transporte y exhibición de productos perecederos. Ampliando estos conceptos, se puede decir que sin la refrigeración sería imposible lograr el cumplimiento de la mayoría de los proyectos que han hecho posible el avance de la tecnología, desde la construcción de un túnel, el enfriamiento de máquinas, el desarrollo de los plásticos, tratamiento de metales, pistas de patinaje, congelamiento de pescados en altamar, hasta la investigación nuclear y de partículas, aplicaciones en el campo de la salud y otros.

Clasificación según la aplicación:

1. Refrigeración doméstica.
2. Refrigeración comercial.
3. Refrigeración industrial.
4. Refrigeración marina y de transporte.
5. Acondicionamiento de aire de “confort”.
6. Aire acondicionado automotriz
7. Acondicionamiento de aire industrial.
8. Criogenia.

En los equipos de refrigeración de baja capacidad se toma en cuenta dos tipos de sistemas de refrigeración:

Enfriamiento: Los sistemas de enfriamiento operan normalmente con temperaturas que van desde +15°C a +2°C (59°F a 35.6°F). Aun cuando en algunos casos existe una disminución de temperaturas hasta los 0°C (32°F), en este proceso *nunca se presenta cambio de estado en la sustancia que se maneja y solamente se elimina calor sensible*. Su aplicación es muy amplia y **se utiliza en productos que no requieren conservación y la temperatura en que se encuentran son solo para efectos de gusto** [3]. Como ejemplos tenemos:

1. Enfriadores de bebidas carbonatadas.
2. Enfriadores de productos lácteos.
3. Sistemas de acondicionamiento de aire.

Refrigeración: Los niveles de temperatura de este proceso comprenden valores ligeramente inferiores de los 0°C a -18°C (32°F a -0.4 °F) aproximadamente. En este proceso *si existe cambio físico y lógicamente eliminación de calor latente*. Este proceso se utiliza para la **conservación de productos** llevando a cabo los procedimientos adecuados, es utilizado ampliamente en instalaciones domesticas, comerciales y de investigación [3].

1.1.3 OBJETIVO DE LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA

El objetivo de la refrigeración mecánica es enfriar un objeto o ambiente por medio de los dispositivos desarrollados por el ser humano para este fin. Para lograr este propósito partimos de conocimientos de la física de los materiales y en particular, los gases, según los cuales, el calor, como forma de energía, siempre tiende a fluir hacia un contorno más frío. Este proceso físico se efectúa a mayor o menor velocidad según las características de resistencia que oponga el material por el cual el calor circula, si es un sólido; o según la velocidad, forma, posición, densidad y otras propiedades, si se trata de un fluido como el aire o el agua.

1.2 CONSERVACIÓN DE LA MASA

La ecuación de conservación de la masa representa una previsión de la adición y sustracción de masa de una región concreta de un fluido. Pensemos en un volumen fijo e indeformable de un fluido, llamado volumen de control, que tiene un límite de superficie definido, llamado superficie de control. Para que se cumpla la conservación de la masa, la tasa de intercambio de masa por unidad de tiempo dentro del volumen de control tiene que ser igual a la velocidad la que la masa penetra en el volumen de control más la velocidad a la que éste gana o pierde masa debido a fuentes y sumideros. A continuación se describe una expresión matemática de esta ley, es estado estacionario.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} \tag{1.1}$$

O bien $$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \tag{1.2}$$

Donde:

$\dot{m}_e = Flujo\ másico\ a\ la\ entrada \left({}^{kg}/_{s}\right)$

$\dot{m}_s = Flujo\ másico\ a\ la\ salida \left({}^{kg}/_{s}\right)$

$\rho_e = Densidad\ del\ fluido\ a\ la\ entrada \left({}^{kg}/_{m^3}\right)$

$v_e = Velocidad\ del\ fluido\ a\ la\ etrada\ ({}^{m}/_{s})$

$A_e = Sección\ transversal\ a\ la\ entrada\ (m^2)$

$\rho_s = Densidad\ del\ fluido\ a\ la\ salida \left({}^{kg}/_{m^3}\right)$

$v_s = Velocidad\ del\ fluido\ a\ la\ salida\ ({}^{m}/_{s})$

$A_s = Sección\ transversal\ a\ la\ salida\ (m^2)$

1.3 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Se refiere al concepto de *energía interna*, *trabajo* y *calor*. Nos dice que si sobre un sistema con una determinada energía interna, se realiza un trabajo mediante un proceso, la energía interna del sistema variará. A la diferencia de la energía interna del sistema y a la cantidad de trabajo le denominamos calor. El calor es la energía transferida al sistema por medios no mecánicos. Pensemos que nuestro sistema es un recipiente metálico con agua; podemos elevar la temperatura del agua por fricción con una cuchara o por calentamiento directo en un mechero; en el primer caso, estamos haciendo un trabajo sobre el sistema y en el segundo le transmitimos calor. Cabe aclarar que la energía interna de un sistema, el trabajo y el calor no son más que diferentes manifestaciones de energía.

Es por eso que la energía no se crea ni se destruye, sino que, durante un proceso solamente se transforma en sus diversas manifestaciones. Se ejemplifica con la siguiente ecuación para un volumen de control en estado estacionario.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{{v_1}^2 - {v_2}^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] \quad (1.3)$$

Donde:

$\dot{Q} = Transferencia\ de\ calor\ (W)$
$\dot{W} = Trabajo\ mecánico\ (W)$
$h_s = Entalpía\ a\ la\ salida\left({}^{kJ}/_{kg}\right)$
$h_e = Entalpía\ a\ la\ entrada\left({}^{kJ}/_{kg}\right)$
$z_s = Altura\ en\ el\ punto\ a\ la\ salida\ (m)$
$z_e = Altura\ en\ el\ punto\ a\ la\ entrada\ (m)$

1.4 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

En términos sencillos diría lo siguiente: "No existe un *proceso* cuyo único resultado sea la absorción de calor de una fuente y la conversión íntegra de este calor en trabajo". Este principio (Principio de Kelvin-Planck) nació del estudio del rendimiento de máquinas y mejoramiento tecnológico de las mismas. Si este principio no fuera cierto, se podría hacer funcionar una central térmica tomando el calor del medio ambiente; aparentemente no habría ninguna contradicción, pues el medio ambiente contiene una cierta cantidad de energía interna, pero debemos señalar dos cosas: primero, la segunda ley de la termodinámica no es una consecuencia de la primera, sino una ley independiente; segundo, la segunda ley nos habla de las restricciones que existen al utilizar la energía en diferentes procesos.

Por otra parte el concepto de entropía fue introducido por primera vez por R. J. Clausius a mediados del siglo XIX. Clausius, ingeniero francés, también formuló un principio para la Segunda ley: "No es posible proceso alguno cuyo único resultado sea la transferencia de calor desde un cuerpo frío a otro más caliente". En base a este principio, Clausius introdujo el concepto de entropía, la cual es una medición de la cantidad de restricciones que existen para que un proceso se lleve a cabo y nos determina también la dirección de dicho proceso.

$$COP = \frac{Salida\ deseada}{Entrada\ requerida} \quad (1.4)$$

Donde:

$COP = Coeficiente\ de\ Operación\ (Adimensional)$

1.5 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en esos ciclos se llaman refrigerantes. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la Fig. 1.1, en este caso Q_e es la magnitud de calor extraído del espacio a una temperatura T_e; Q_c es la magnitud de calor rechazado hacia el espacio a una temperatura T_c; y $W_{neto\ entrada}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador.

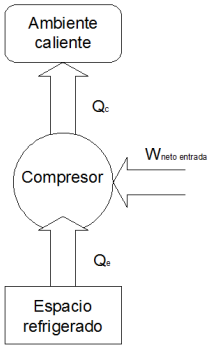


Fig. 1.1 El objetivo del refrigerador es extraer calor (Q_e) del medio frio.

El desempeño de los refrigeradores se expresa en términos del **coeficiente de operación (COP)**, por sus siglas en ingles (coefficient of peformance) $[4]$, definido como:

$$COP = \frac{Calor\ retirado\ en\ el\ evaporador}{Trabajo\ realizado\ por\ el\ compresor} = \frac{Q_e}{W_c} \tag{1.5}$$

1.5.1 CICLO INVERSO DE CARNOT

El ciclo de Carnot es totalmente reversible y se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y dos procesos isotrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un patrón contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan. Los cuatro procesos que comprenden el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las interacciones de cualquier transferencia de calor e interacción de trabajo $[1]$.

Es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T-s, que se llama el *ciclo invertido de Carnot.* Un refrigerador que opera en el ciclo invertido es definido como un *refrigerador de Carnot*. Si se considera un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante según lo muestra la Fig. 1.2 a.

El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente baja de temperatura T_e en la cantidad de Q_e (proceso de 4-1), se comprime isotrópicamente hasta el estado 2 (la temperatura se eleva hasta T_c), rechaza el calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a una temperatura T_c en la cantidad de calor Q_c (proceso 2-3) y se expande isentrópicamente hasta el estado 4 (la temperatura desciende hasta T_e). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 2-3 [1].

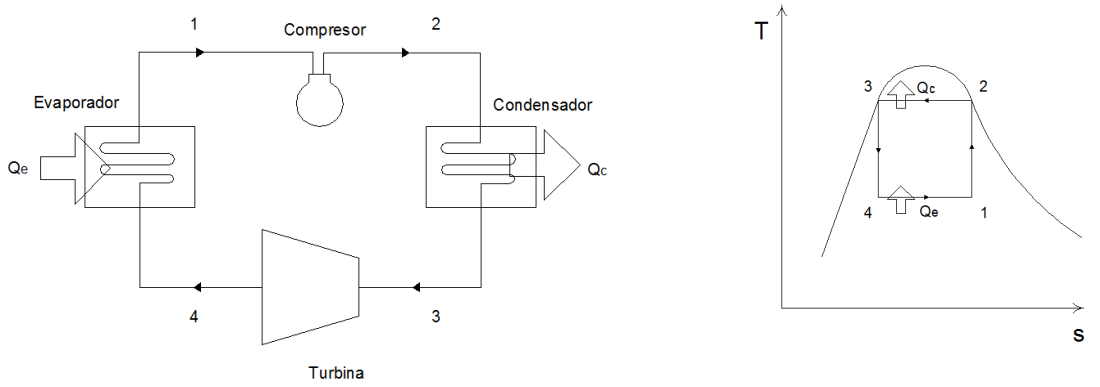


Fig. 1.2 a) Esquema de un refrigerador de Carnot, b) Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot.

Los coeficientes de operación de los refrigeradores se expresan en términos de la temperatura como:

$$COP = \frac{1}{T_c/T_e - 1} \tag{1.6}$$

Se puede observar que el COP aumenta cuando la diferencia de ambas temperatura decrece, esto es cuando T_e se eleva o T_c baja. El ciclo invertido de Carnot es el más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores. En la Fig. 1.2 b) se muestra un diagrama T-s en el cual los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor, en la práctica no son difíciles. Dado que al mantener una presión constante se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación.

Estos son los procesos 2-3 y 4-1 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 1-2 y 3-4 no pueden aproximarse lo suficiente a la práctica, esto se debe a que el proceso 1-2 incluye la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases. El proceso 3-4 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en un compresor en la turbina. En apariencia estos problemas se eliminan si se ejecuta el ciclo invertido de Carnot fuera de la región de saturación pero en este caso tenemos dificultades para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor.

Por ello se plantea que el ciclo inverso de Carnot no puede aproximarse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración.

1.5.2 CICLO BÁSICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El método más utilizado para producir refrigeración mecánica se conoce como el sistema de refrigeración por compresión de vapor. En la siguiente Fig. 1.3 se muestra la disposición del equipo y de la tubería de interconexión del sistema básico de compresión de vapor. Los cuatro componentes básicos del sistema son: dispositivo de expansión o dispositivo de control de flujo), evaporador, compresor y condensador.

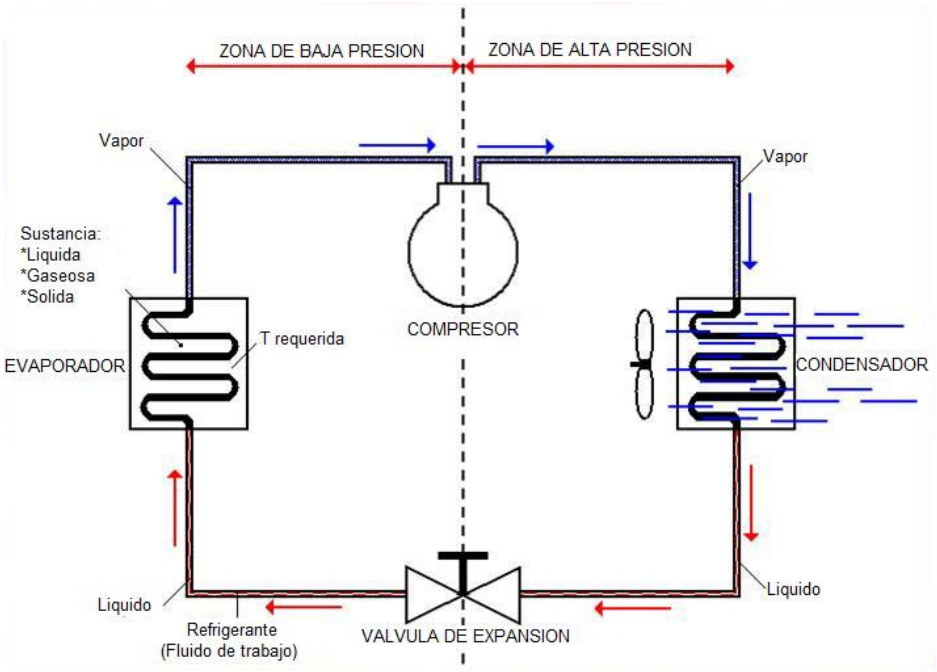


Fig. 1.3 Sistema básico de refrigeración por compresión de vapor. En el evaporador se realiza la refrigeración útil, en este proceso se gana calor latente (el refrigerante pasa de liquido a gas), después, pasa al compresor, en este se eleva la presión y la temperatura. A continuación pasa al condensador, aquí es donde se retira el calor al refrigerante, en este proceso se pierde calor latente (el refrigerante pasa de gas a liquido). Por último pasa a la válvula de expansión que es la que regula el paso del refrigerante hacia el evaporador.

A través del dispositivo de control de flujo (válvula de expansión), el refrigerante líquido M049 Plus (por ejemplo), entra al dispositivo de expansión en la zona de presión alta y temperatura relativamente baja. Existen diversos dispositivos de expansión: los más comunes son la válvula de expansión y el tubo capilar. En cualquier caso, el dispositivo de control de flujo tiene una abertura estrecha, lo que da por resultado una gran pérdida de presión al fluir el refrigerante a través del mismo.

Evaporador.- El refrigerante fluye a través de la tubería del evaporador, de la zona de alta a la zona de baja presión. La sustancia que se debe enfriar, generalmente aire o un líquido, fluye por el exterior de los tubos. Se halla a una temperatura más elevada que la del refrigerante dentro del evaporador, el calor fluye de la sustancia al refrigerante, a través de la pared del tubo.

Debido a que el refrigerante ya se encuentra a su temperatura de saturación, el calor que gana hace que se evapore a través del evaporador. En este dispositivo se lleva a cabo la refrigeración útil.

Compresor.- El compresor hace entrar al vapor por el lado de la succión, para luego comprimirlo a una presión elevada, adecuada para efectuar la condensación. Esta presión es aproximadamente igual a la cual entro al dispositivo de control de flujo. Se requiere trabajo para comprimir el gas; este trabajo procede de un motor o de una maquina que mueve al compresor.

Condensador.- El gas a alta presión que descarga el compresor fluye a través de la tubería del condensador. Un fluido, tal como el aire o el agua, fluye por el exterior de la tubería. El calor fluye a través de las paredes del tubo, desde el refrigerante a mayor temperatura hasta el agua de enfriamiento.

Como el refrigerante esta sobrecalentado cuando entra al condensador, primero se enfría hasta que alcanza su temperatura de saturación. La remoción adicional de calor resulta en la condensación gradual del refrigerante, hasta que se licue en su totalidad. El refrigerante puede salir del condensador como un líquido saturado o subenfriado.

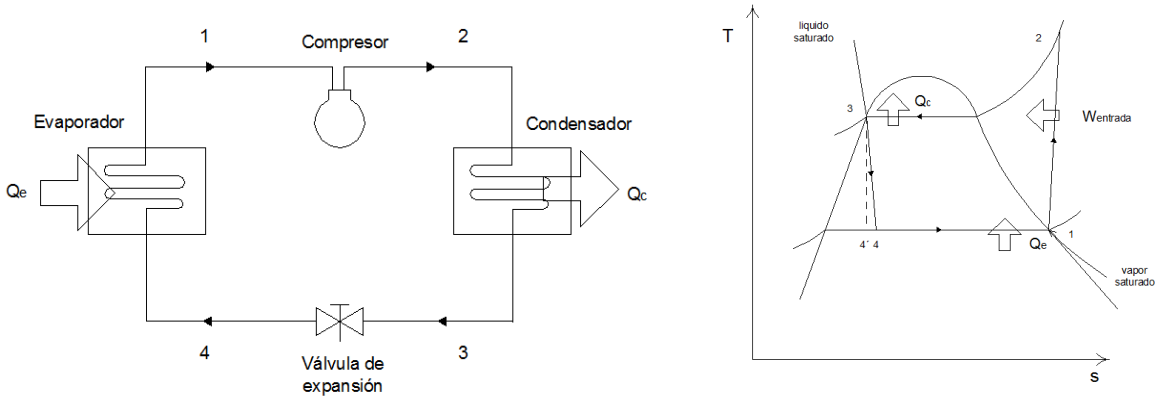
El lado de alta presión y el de baja presión.- La presión existente entre la descarga del compresor y la entrada al dispositivo o elemento restrictivo se conoce como la presión del lado de alta, o presión de condensación. La presión entre la salida del dispositivo de control de flujo y la entrada de succión del compresor, se conoce como la presión del lado de baja o presión de evaporación.

1.5.3 CICLO REAL

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes que se comprima, y al sustituir la turbina por un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo de refrigeración se muestra en la Fig. 1.4 de manera esquemática y un diagrama T-s. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica en un compresor.
2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador.



a) b)

Fig. 14 a) Esquema de un sistema de refrigeración, b) Diagrama T-s.

En el ciclo por compresión de vapores, el refrigerante entra en el compresor en estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastantemente superior al de la temperatura circundante, el compresor realiza un trabajo el cual se calcula con la ecuación.

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{1.7}$$

Donde:

$\dot{W}_c = Trabajo\ realizado\ por\ el\ compresor\ (W)$
$\dot{m} = Flujo\ másico\ del\ refrigerante\ (kg/s)$
$h_1 = Entalpía\ en\ el\ punto\ 1, vapor\ saturado\ (kJ/kg)$
$h_2 = Entalpía\ en\ el\ punto\ 2, vapor\ sobrecantado\ (kJ/kg)$

Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en estado 3, como resultado del rechazo del calor hacia los alrededores.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \tag{1.8}$$

Donde:

$\dot{Q}_c = Calor\ del\ condensador\ (W)$
$h_3 = Entalpía\ en\ el\ punto\ 3, liquido\ saturado\ (kJ/kg)$

El refrigerante líquido saturado en estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso, en este dispositivo la entalpía 3 se considera casi igual que la entalpía 4. Cabe mencionar que la entropía en 3 y 4 son diferentes debido a que es necesario bajar la presión y temperatura del líquido refrigerante.

$$h_3 \cong h_4 \tag{1.9}$$

Donde:

$h_4 = Entalpía\ en\ el\ punto\ 4, mezcla\ de\ refrigerante\ liquido - vapor\ (kJ/kg)$

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

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{1.10}$$

Donde:

$\dot{Q}_e = Calor\ del\ evaporador\ (W)$

En un refrigerador domestico los tubos en el compartimiento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante, sirven como evaporador. Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina sirven como condensador, un ejemplo se puede apreciar en la Fig. 1.5. El área debajo de la curva del proceso de un diagrama T-s representa la transferencia de calor en el caso de los procesos internamente reversibles. Una regla empírica es que el COP mejora entre 2 y 4 % para cada °C que eleva la temperatura de evaporación o disminuye la temperatura de condensación.

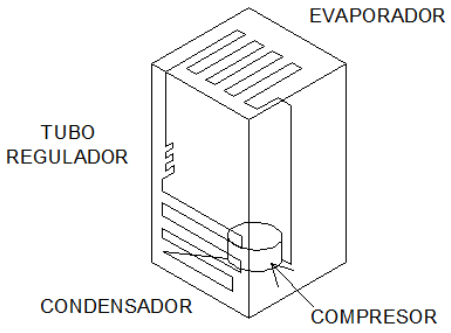


Fig. 1.5 Muestra los componentes principales de un refrigerador.

1.6 DIAGRAMA PRESIÓN – ENTALPÍA (P-H) O DIGRAMA DE MOOLIER

Las propiedades de los refrigerantes se pueden indicar en tablas o se pueden mostrar en una grafica. Al diagrama de mayor utilidad y que se usa con mayor frecuencia en cálculos de refrigeración, se le llama diagrama de presión – entalpía o diagrama de Moolier. *Características principales de los diagramas P-H.-* Línea de saturación y las regiones de líquido y vapor: Los valores de la presión se sitúan en la escala vertical, y los valores de la entalpía en la escala horizontal. Hay un concepto importante que es preciso comprender: un punto sobre el diagrama representa la condición completa del refrigerante.

Esto es si se conoce un punto sobre el diagrama, es posible determinar todas las propiedades del refrigerante correspondiente a dicha condición particular. La curva gruesa en forma de domo que aparece en el diagrama, representa todas las condiciones del líquido saturado, y la parte derecha indica las condiciones del vapor saturado. El punto crítico separa la línea del líquido saturado de la línea del vapor saturado.

La región dentro del domo representa todas las posibles condiciones de la mezcla de líquido y vapor saturado. La región a la izquierda de la línea del líquido saturado representa todas las condiciones a las cuales pueden existir los líquidos subenfriados. La región de la derecha del vapor saturado representa todas las condiciones del vapor sobrecalentado. El punto crítico representa un límite de temperatura y presión, por encima del cual el refrigerante existe en un estado tal, que no se puede distinguir el líquido del vapor. Esto se ilustra en la Fig. 1.6.

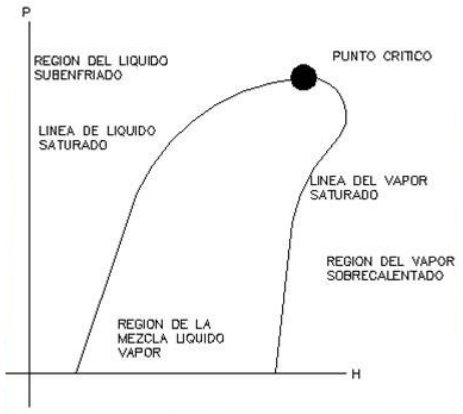


Fig. 1.6 Forma de un diagrama P-H que indica las regiones de líquido y vapor.

1.7 REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA

Existen tres tipos básicos de artefactos destinados a este sector: **refrigeradores**, **diversas combinaciones de refrigeradores - congelador y congeladores.** Los refrigeradores y congeladores de mayor precio están equipados con circuitos para su descongelamiento automático, en tanto que las combinaciones refrigeradores – congelador siempre cuentan

con este circuito auxiliar. Adicionalmente, los refrigeradores y combinaciones de refrigeradores - congelador pueden ser equipadas con sistemas automáticos fabricadores de hielo y otros dispositivos de confort. Tales como puntos dispensadores de agua potable, proveniente de la red externa, enfriada, circuitos de enfriamiento rápido de productos, controles de funcionamiento sofisticados basados en microprocesadores y en equipos de última generación, interfaz para conexión vía Internet con el taller de servicio autorizado para realizar un pre-diagnóstico antes del envío del técnico de servicio.

1.7.1 REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Los refrigeradores pueden presentarse en dos configuraciones básicas: una o dos puertas; en este último caso las puertas pueden estar dispuestas una arriba de la otra o lado a lado. Desde el punto de vista de comodidad de uso, se ofrecen dos opciones: con y sin escarcha. El tamaño de una nevera se define en base a la capacidad interna del gabinete, que es igual a su volumen interno, y se expresa en pies cúbicos. Las neveras comienzan a fabricarse a partir de los $2\ ft^3 = 57\ litros$ y llegan hasta los $12\ ft^3 = 340\ litros$. Las pequeñas neveras son empleadas mayormente en cuartos de hotel, mientras que algunas de mediano tamaño están dirigidas al sector oficinas, por lo que se las denomina ejecutivas y el resto está destinado al uso doméstico y en este rango son normalmente de bajo costo. En estos refrigeradores existe una sección con temperaturas de congelación en el interior del evaporador y sus paredes. Este se moldea en forma de paralelepípedo, con la cara posterior abierta, pero a corta distancia de la pared posterior interna del gabinete y la anterior normalmente cerrada por una puerta interna que disminuye y controla el intercambio con el resto del compartimiento.

El evaporador se fija a la cara superior del interior del gabinete de manera que provea enfriamiento al resto del compartimiento de alimentos por convección. La zona adyacente al evaporador hacia abajo generalmente se emplea para conservar alimentos que requieren de temperatura más baja (generalmente se dispone en esta posición una bandeja identificada para conservación de carnes). A continuación se disponen rejillas para facilitar el almacenaje de mercancía a conservar y en la parte inferior uno o dos recipientes para el almacenaje de vegetales y otros productos que requieran temperaturas menos bajas.

Las combinaciones refrigeradores - congelador usualmente comienzan en los $13\ ft^3 = 368\ litros$ y llegan hasta los $26\ ft^3 = 736\ litros$. En estos casos, los modelos de menor capacidad 13 hasta $18\ ft^3$ (368 hasta $510\ litros$) poseen compartimiento de congelación y compartimiento de alimentos separados y accesibles mediante dos puertas independientes, arriba para el congelador y abajo para el compartimiento de alimentos (aunque existen versiones con el compartimiento de congelación abajo). En tanto que las neveras - congelador por encima de $20\ ft^3 = 566\ litros$ y hasta $26\ ft^3 = 736\ litros$, posicionan los compartimientos de congelación y de alimentos lado a lado "side by side", cada cual con su puerta dispuesta verticalmente.

El volumen interno se distribuye entre las dos secciones refrigeradores - congelador en una proporción aproximada de 1 - 3 (congelador – refrogerador), en la Fig. 1.7 se muestran neveras de 1 puerta y dos puertas horizontales.

a) Refrigerador doméstico de una puerta.

b) Refrigerador doméstico de dos puertas horizontal.

Fig. 1.7 Refrigerador domésticos.

1.7.2 CIRCUITO ELEMENTAL

En cuanto a los sistemas de refrigeración, las más sencillas y económicas (entre $2\ ft^3 = 57\ litros$ y $12\ ft^3 = 340\ litros$) generalmente utilizan compresores herméticos enfriados por convección natural, con potencias que varían desde $\frac{1}{20} hp \approx 37\ W$ hasta $\frac{1}{6} hp \approx 124\ W$. Condensadores de tubo - alambre o tubo - lámina, enfriados por convección natural, montados externamente en la pared posterior del gabinete. Evaporadores de tipo "roll-bond" (consistente en dos láminas de aluminio adheridas una a la otra, excepto en un trazado continuo interno, en relieve, que se ha diseñado para que circule el gas refrigerante entre el dispositivo de expansión, que en estos casos siempre es un tubo capilar, y la línea de retorno de gas al compresor).

Estos evaporadores exponen un gran área superficial destinada a absorber calor del interior del gabinete para que sea retirado de allí por el flujo de refrigerante en evaporación y normalmente incluyen, cerca de la salida, un acumulador de líquido (que se observa como un ensanchamiento del trazado en relieve cercano al punto de conexión de la línea de retorno al compresor). Minimiza el riesgo de retorno de líquido a aquel en ocasiones de carga crítica del sistema (baja absorción de calor en el evaporador y falla de corte oportuno del termostato o exceso de carga de refrigerante), en la Fig. 1.8 se observa lo antes descrito.

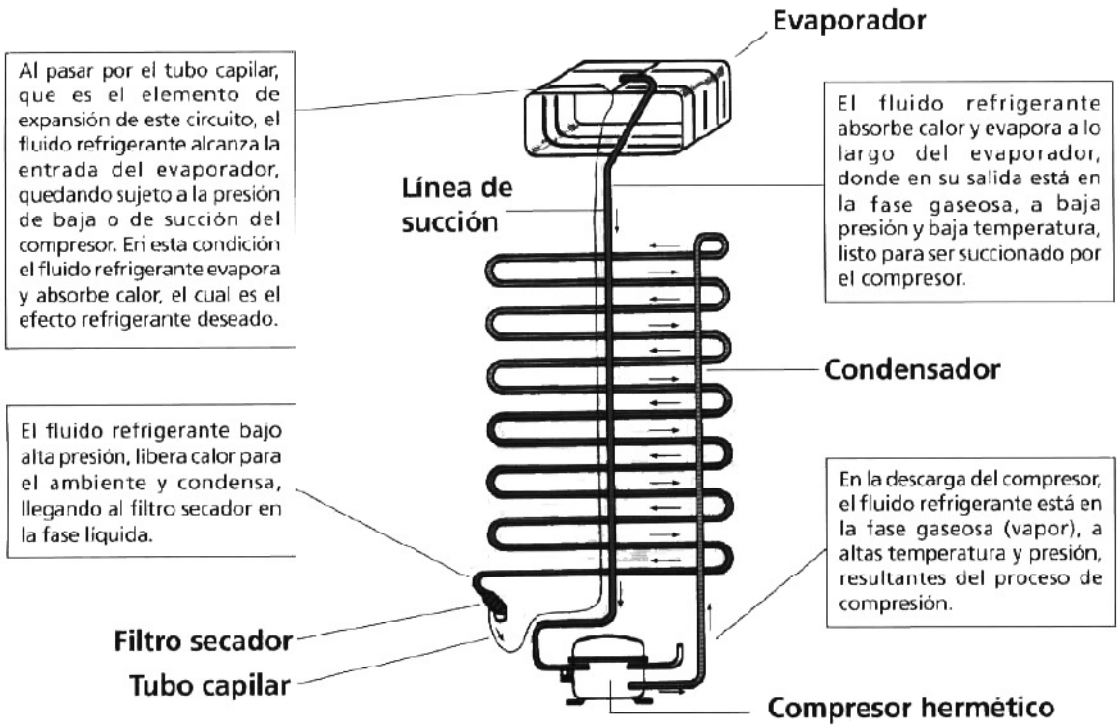


Fig. 1.8 Circuito elemental de refrigeración.

1.7.3 CONDICIONES NORMALES DE FUNCIONAMIENTO TEMPERATURAS Y PRESIONES

Las temperaturas de diseño son, normalmente, las siguientes:

$T_1 = Temperatura\ a\ la\ entrada\ del\ evaporador = -25℃ \sim -26℃$
$T_2 = Temperatura\ a\ la\ salida\ del\ evaporador = -26℃$
$T_3 = Temperatura\ a\ la\ entrada\ del\ compresor = 3℃ \sim 5℃ < T_{amb}$
$T_4 = Temperatura\ a\ la\ salida\ del\ compresor = 10℃ \sim 13℃ < T_{amb}$
$T_5 = Temperatura\ a\ la\ descaraga\ del\ compresor = 120℃$
$T_6 = Temperatura\ del\ domo\ del\ compresor = 110℃$
$T_7 = Temperatura\ del\ bobinado\ del\ motor\ del\ compresor < 130℃$

Estos límites de temperatura deben ser respetados rigurosamente pues de ello depende que el compresor funcione bien durante el total de su vida útil. Estas son las razones:

Las temperaturas a la entrada y salida del evaporador $[T_1]\ y\ [T_2]$ iguales, o casi iguales determinan que se está empleando este a su plena capacidad y dependen de la temperatura de evaporación del gas empleado.

La temperatura a la entrada del compresor $[T_3]$ depende de que el proceso de evaporación se haya completado dentro del evaporador y del trayecto del vapor por la línea de succión. Para obtener una temperatura aceptable se suele recurrir a un intercambio de calor entre el tubo capilar y el tubo de retorno desde el evaporador a la

succión del compresor. El rango de esta temperatura tiene por objeto: por el límite inferior, que no haya retorno de líquido al compresor y por el superior, que el gas de retorno no llegue excesivamente caliente pues el equilibrio térmico de funcionamiento. En este caso de un compresor de baja presión de succión $[LBP]$ requiere de la baja temperatura del gas de retorno para enfriar el compresor y mantener sus temperaturas críticas por debajo de los límites aceptables.

La temperatura de condensación $[T_4]$ debe estar por encima de la temperatura ambiente para que haya intercambio de calor desde el gas refrigerante hacia el aire que rodea el condensador. Así mismo, debe ser tal que respete la máxima presión de descarga recomendada para el compresor.

La temperatura de descarga $[T_5]$, usualmente medida en el tubo de descarga, a 5 cm de la carcasa, es un fiel reflejo de la temperatura de la válvula de descarga. Si la temperatura en la válvula de descarga supera el valor límite hay riesgo de carbonización del lubricante en el asiento de la válvula, con la consiguiente pérdida de compresión.

La temperatura medida en el domo $[T_6]$ (el centro de la tapa del compresor) normalmente se correlaciona con la temperatura del bobinado del motor. Siendo la temperatura del domo aproximadamente 20°C más baja que la temperatura de bobinas.

La temperatura de los bobinados del motor $[T_7]$*,* que solamente podemos medir por el método de variación de la resistencia, pues no podemos acceder a ellos con instrumentos de medición directa de la temperatura. Se especifica en función de la clase térmica del barniz empleado en la fabricación del alambre esmaltado de las bobinas.

En cuanto a las presiones se tiene:

La *presión de equilibrio* que alcance el circuito de refrigeración durante los períodos de reposo del compresor dependerá de la carga de gas del sistema. Que deberá ser calculada de manera de lograr el efecto máximo de enfriamiento en el evaporador (que se observa cuando las temperaturas de entrada y salida son iguales o casi iguales). Un exceso de carga producirá como efecto: Primero que las presiones de equilibrio sean superiores a lo especificado y segundo, retorno de líquido al compresor.

La *presión de pico* es la consecuencia de: a) la presencia de gases no condensables en el sistema, b) que se ha cargado una mezcla zeotrópica indebidamente, o sea en fase vapor, y como consecuencia el gas resultante no responde a las especificaciones de presiones - temperaturas correspondientes a la mezcla correcta, c) que se haya introducido una carga térmica en el gabinete demasiado elevada, provocando que el gas de retorno se sobrecaliente en exceso y al ser comprimido en el compresor se eleve temporalmente la presión que alcanza en el condensador. El protector térmico debe estar en capacidad de detectar esta situación y detener temporalmente el compresor. La *presión de descarga* estabiliza depende del gas en el circuito y nuevamente de la carga de gas.

Las presiones de descarga elevadas pueden ser producto de una sobrecarga de gas en el sistema, así como de un condensador sucio o mal ventilado, por falla del ventilador (si es de enfriamiento forzado) u obstrucción en el flujo regular de aire de enfriamiento.

1.8 METODOS PARA INCREMENTAR EL COP

Para poder incrementar el COP se puede hacer de dos formas diferentes realizando un subenfriamiento a la salida del condensador o realizando un sobrecalentamiento a la salida del evaporador, manejarlos por separado y/o combinar ambos efectos.

1.8.1 SUBENFRIAMIENTO

Se define como el líquido en un sistema, al valor de temperatura °C de un refrigerante en estado líquido al quitarle calor sensible a partir de su punto de saturación o una mezcla liquido-vapor, empieza dentro del condensador, hasta el dispositivo de control de líquido. Se remueve calor del refrigerante líquido, que causa que su temperatura disminuya abajo de su temperatura de saturación.Una vez que el vapor saturado dentro del condensador comienza a cambiar de fase a liquido saturado, el subenfriamiento empieza a ocurrir y calor sensible se rechaza, por lo que una disminución en temperatura de líquido saturado en el condensador.

Se consideran dos tipos de subenfriamientos:

1. Subenfriamiento en el Condensador.
2. Subenfriamiento total.

Subenfriamiento en el Condensador: El subenfriamiento del líquido dentro del condensador, puede ser determinado mediante la diferencia de temperatura de condensador, y la del líquido a la salida del condensador. Cuando el refrigerante es subenfriado no tiene perdida en su presión de vapor.

Subenfriamiento total: Abarca desde el subenfriamiento del condensador con líquido saturado o la mezcla liquido-vapor hasta el dispositivo del control de líquido del sistema (válvula de expansión, tubo capilar, etc.), esto significa que el subenfriamiento total se incluye el del condensador, y el de cualquier otro subenfriamiento que tenga lugar después de este, se puede subenfriar en el recibidor, en el filtro secador, tubería o línea de líquido, etc. hasta el dispositivo de control de líquido.

En el caso de tubo capilar como elemento para la regulación del flujo de líquido en el sistema, su funcionamiento es complejo y depende del subenfriamiento de liquido en su entrada, el subenfriamiento continua a todo lo largo del tubo capilar, por simplificación se supone que el subenfriamiento termina a la entrada del tubo, en servicio es muy difícil medir la temperatura a la salida del tubo.

El cálculo del subenfriamiento Total se hace restando la temperatura a la entrada del elemento regulador de flujo de la temperatura de condensador.

1.8.2 SOBRECALENTAMIENTO

En ingles es conocido como (superheat), es el calor contenido en un vapor por arriba de su punto de saturación. El sobrecalentamiento eleva la temperatura del vapor saturado, y es medido en grados por arriba de la temperatura de saturación. Cuando un líquido cambia a vapor, cualquier cantidad adicional de calor aumentará su temperatura (calor sensible), siempre y cuando la presión a la que se encuentre expuesto se mantenga constante. El término sobrecalentado se emplea para denominar a un gas cuya temperatura se encuentra por encima de la temperatura de saturación**.** Es la cantidad de calor sensible que se le quita a 1 lb/masa de vapor saturado bajo ciertas condiciones específicas de trabajo.

1.9 SISTEMAS DIRECTOS

Sistema directo (Vaporización directa): En un sistema directo la refrigeración útil se realiza directamente en el evaporador y opera con un solo refrigerante. El fluido capta el calor de la carga a enfriar y una vez ya modificado su estado ya no se vuelve a utilizar; este es el caso de algunos transportes que utilizan nitrógeno como medio de producción de frío, como se muestra en la Fig. 1.9.

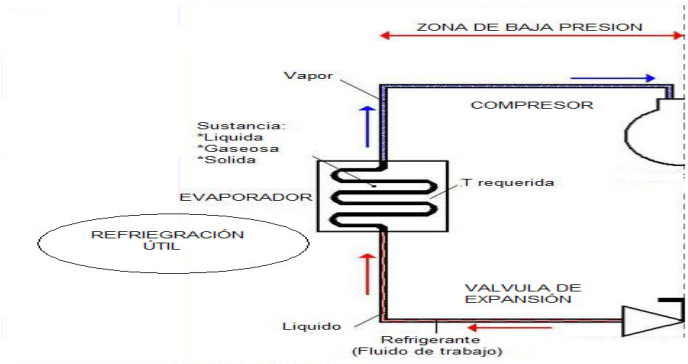


Fig. 1.9 Representación grafica de un Sistema Directo

1.10 SISTEMA INDIRECTO

En un sistema indirecto de refrigeración, la refrigeración útil se realiza en el evaporador, pero se utilizan dos tipos de refrigerantes; el refrigerante secundario es el aire, este es enfriado por otro tipo de refrigerante llamado refrigerante primario, es decir, el fluido se recupera con vistas a ser utilizado en un proceso cíclico. Como característica general de estos métodos, hay que hacer un aporte de energía al sistema y utilizar fluidos que vaporicen a baja presión, se representa en Fig. 1.10.

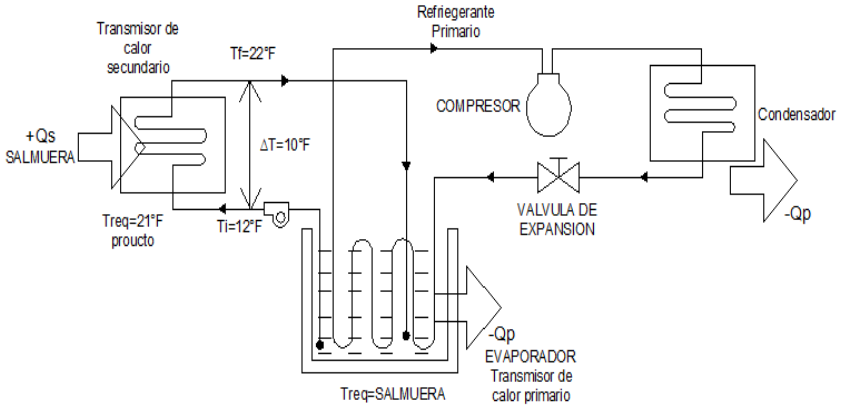


Fig. 1.10 Representación grafica de un sistema indirecto.

1.11 ESTADO DEL ARTE

1.11.1 COEFICIENTE DE OPERACIÓN (COP)

En este punto se dan a conocer algunas investigaciones recientes acerca del COP, para lo cual tenemos:

1. Influencia del *enfriamiento en el condensador sobre la eficiencia de un sistema de refrigeración*; se da a conocer la influencia que tiene al enfriar el condensador con un ventilador a diferentes rpm, se menciona que hay un gran beneficio al enfriarlo. Puesto que se puede condensar el líquido refrigerante para que llegue a la válvula de expansión y este lo suministre al evaporador en forma liquida [7].

2. *Evaluation of environmental friendly refrigerant fluids;* por otro lado se presenta un estudio de una simulación en un sistema de refrigeración comparando tres refrigerantes (R-406A, NH3 y R-123). Se calculó el calor en el evaporador y condensador, el trabajo del compresor y el coeficiente de operación. Se encontró que el refrigerante idóneo es el R-123 ya que el COP subió de 6.86 hasta 10.79 [8].

3. *Aplicación de la termoelectricidad para aumentar el COP de refrigeradores convencionales*; en este artículo se plantea implementar un módulo termoeléctrico como un intercambiador de calor aplicado en sistema de refrigeración. Para subenfriar el refrigerante, suponiendo un ciclo ideal se obtuvo un incrementando de 17.83% en el COP [9].

4. *Estudio termodinámico de la factibilidad de usar la termoelectricidad para incrementar el COP de refrigeradores convencionales*; se instala un módulo termoeléctrico en un sistema de refrigeración como intercambiador de calor.

Realizando un análisis energético y después se realizó un análisis exegético teniendo un aumento del COP de 17.67% con 18 °C de subenfriamiento [10].

5. *Performance Comparison of Single-Stage and Cascade Refrigeration Systems Using R134a as the Working Fluid*; es un estudio experimental de un sistema de refrigeración de una etapa y en cascada usando como refrigerante R-134a. En sistema estacionario se toman las temperaturas del evaporador y condensador, flujo másico, trabajo del compresor y COP [11].

6. *Comparative performance study of vapor compression refrigeration system with R22/R134a/R410A/R407C/M20*; en este artículo se hace un estudio termodinámico de cinco diferentes refrigerantes. Para saber cual refrigerante es el más idóneo y así poder reemplazar el R-22. Ya que los fabricantes se enfrentan a desafíos de mayor eficiencia y responsabilidad ambiental, manteniendo su sistema económico. El R407C puede ser un reemplazo del refrigerante HFC potencial de los sistemas nuevos y existentes actualmente con R22 con la mínima inversión y esfuerzo. Dando a conocer sus COP, trabajo del compresor, flujo másico, alta y baja presión [12].

7. *An Evaluation of Superheat-Based Refrigerant Charge Diagnostics for Residential Cooling Systems*; en este trabajo se analizán tres tecnologías de sobrecalentamiento. Se realizan medidas experimentales a cuatro casas que indican que es importante para medir la temperatura del aire del condensador la importancia de la carga de refrigerante para el uso de energía y la capacidad de los sistemas de refrigeración residencial. Las limitaciones de la prueba de sobrecalentamiento, y las variaciones en los resultados del método de ensayo. Las interfaces requieren el desarrollo de un método estándar o los métodos para determinar el nivel de carga de refrigerante [13].

8. *Natural Refrigerant Applications in North American Supermarkets*; se presenta un análisis que se centran en los impactos de las tuberías de distribución, costos de material, y la ganancia de calor en comparación con el convencional sistemas de expansión directa con refrigerantes HFC. Se hace una comparación de la energía y TEWI entre varios tipos del sistema, incluyendo CO_2 como refrigerante secundario. Así como diversos refrigerantes primarios. Proyectos de éxito que contiene la carga de refrigerante en la sala de máquinas promueve la posibilidad de la utilización de amoníaco en estos sistemas, una discusión sobre el potencial de los sistemas de amoníaco comercial en los Estados Unidos [14].

9. *Refrigeration systems in supermarkets with propane and CO_2 – energy consumption and economy*; En 2000, una nueva tecnología de refrigeración se implementó en un pequeño supermercado, "DagliBrugsen", en Odense, Dinamarca. El sistema ha estado en funcionamiento desde entonces y ha demostrado que es posible la construcción de sistemas en cascada sobre la base

de propano y dióxido de carbono (CO_2). Por lo tanto, se decidió llevar a cabo un proyecto similar - en un supermercado típico - con el fin de proporcionar datos comparativos de nuevos sistemas convencionales basados en expansión directa y con modernos compresores scroll. El proyecto se llevó a cabo en cooperación con Super Kol, Instituto Tecnológico Danés y COOP Dinamarca FDB (Fakta) y finalizó en 2001.El proyecto fue, además, en parte financiado por la Agencia Danesa de Protección Ambiental. Los supermercados de la cadena de Fakta al por menor (un total de 238 supermercados) tienen la ventaja de que los más recientes son muy estandarizados y una comparación estadística por lo tanto, puede llevarse a cabo con gran certeza. El proyecto arrojó resultados muy interesantes. El consumo de energía disminuyó aproximadamente un 5% en comparación con un promedio, supermercados convencionales y comparables. La inversión fue de un 20% mayor en el caso concreto, pero se estima que sólo el 10% mayor en el futuro. El proyecto anterior se centraba en la investigación de la función y operación, mientras que este proyecto se centró en la documentación del sistema en cuanto a consumo de energía y la economía [15].

1.11.2 VÁLVULAS DE EXPANSIÓN

En cuanto a las válvulas de expansión en los sistemas de refrigeración se tiene lo siguiente:

1. *Optimized Thermal Expansion Valves for R-410A Systems;* Para el año 2010, en Estados Unidos se obligaban eliminar las sustancias que agotan la capa de ozono y refrigerantes transición a la hidrofluorocarbonos (HFC) como refrigerante R-410A para la calefacción, ventilación y aire acondicionado. El cambio de R-410A ha iniciado un rediseño de los sistemas refrigeración y válvulas de expansión térmica (TXV) diseñado para funcionar con la mayor presión de refrigerante R-410A son necesarios. Para satisfacer esta necesidad, Emerson Climate Technologies ha desarrollado la serie C Válvula de expansión térmica. La primera válvula de expansión diseñado y optimizado específicamente para su uso en el R-410A. Este documento explica cómo la válvula de expansión C-Series puede ofrecer ventajas significativas para el aire acondicionado y bomba de calor de aplicaciones [16].

2. *An homogeneous model for adiabatic capillary tubes*; Este trabajo se presentaron un modelo homogéneo dos fases de fluido. Que está diseñado para estudiar el comportamiento de adiabático con tubos capilares en los pequeños sistemas de refrigeración por compresión de vapor, especialmente en los refrigeradores domésticos y congeladores. El modelo se basa en las ecuaciones fundamentales de conservación de la masa, la energía y el impulso que se resuelven con un procedimiento iterativo y la regla de Simpson. El modelo utiliza correlaciones empíricas para una sola fase y dos fases factores de fricción y también es responsable de los efectos de la entrada. El modelo utiliza la base de datos REFPROP donde la ecuación Carnahan-Starling-DeSantis de estado se utiliza para

calcular las propiedades del refrigerante. El modelo se valida con los datos experimentales disponibles para el HFC-134a [17].

3. *Effect of Coiled Capillary Tube Pitch on Vapour Compression Refrigeration System Performance*; los efectos de las diversas geometrías de tubos capilares había sido investigado por muchos investigadores. En la actualidad no se dispone de información acerca de los efectos de los tubos capilares en el rendimiento frigorífico. Este estudio examinó los efectos de helicoidales y serpentín enroscada. En el rendimiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Varios tubos capilares de igual longitud 2.03 m y se midieron diferentes, diámetros y alturas. La presión de entrada y salida y la temperatura de la sección de prueba (tubo capilar) y se utiliza para estimar el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema. Los resultados muestran que, en el caso de geometrías en espiral helicoidal no tiene efecto significativo sobre el rendimiento del sistema. Las correlaciones se han propuesto para describir las relaciones entre el tubo capilar recto y espiral y entre helicoidal en espiral; y de serpentín enroscado [18].

4. *Válvulas de expansión electrónicas vs válvulas de expansión termostáticas*; En este artículo se puede apreciar el ahorro de Energía obtenido en un Gran Supermercado Italiano que ya estaba funcionando con válvulas de Expansión Termostáticas. Lo único que se hizo fue instalar en paralelo Válvulas de Expansión Electrónicas y haciéndolas funcionar en forma alternada de forma de tener el consumo con ambas y poder compararlos. El ahorro como dicen los autores sería aún mayor si en lugar de colocar las válvulas en paralelo como se hizo para el experimento [19].

1.11.3 SUBENFRIAMIENTO

Para el caso de la parte del susbefriamiento se tiene:

1. *Effects of Sub-Cooling on the Performance of R12 Alternatives in a Domestic Refrigeration System*; Este trabajo presenta los resultados experimentales de investigación de los efectos de subenfriamiento en el rendimiento de cuatro refrigerantes alternativos (R32, R152a, R143a y R134a) en un sistema de refrigeración doméstica. El estudio se realizó con un sistema diseñado para R12, con el objetivo de encontrar un reemplazo exacto para el refrigerante. Los resultados obtenidos mostraron que el frío en el subsistema de refrigeración repercutido positivamente en el rendimiento del sistema y todos los refrigerantes investigados se beneficiaron de la mejora del rendimiento. Un aumento en el subenfriamiento reduce la eficacia de la entrada de trabajo compresor y aumenta la capacidad del sistema de refrigeración. Además, un aumento en el grado de subenfriamiento, reduce el índice de presión, y aumenta el flujo másico del refrigerante y el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema [20].

2. *Optimal operation of an Ammonia refrigeration cycle*; se realizó una simulación en un ciclo de refrigeración utilizando como refrigerante amoníaco al cual se le aplico un subenfriamiento de 4.66 °C reduce el trabajo de compresión 1.74 %. Aunque hay un aumento de alta presión de 0.45 % pero es compensado por la reducción de caudal al 2.12 % y la carga en el condensador incrementa 5.01 % en una operación optima. También se encontraron datos similares para un ciclo de CO_2 [21].

3. *Design And Rating Of An Integrated Mechanical-Subcooling Vapor-Compression Refrigeration System*; este artículo se refiere al subenfriamiento del refrigerante a la salida del condensador en un sistema de refrigeración por compresión de vapores, que permite al refrigerante entrar al evaporador con baja calidad. Por lo tanto, permite que el refrigerante absorber más calor en el evaporador, lo que mejora el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema. El subenfriamiento se lleva a cabo mediante la utilización de un pequeño ciclo de refrigeración por compresión de vapor, conocido como el ciclo subenfriador. Este ciclo subenfriador está acoplado a el ciclo principal a la salida del condensador y el condensador se utiliza el ciclo principal de rechazar el calor. En este trabajo, los modelos termodinámicos de un sistema integrado de mecánica subenfriamiento del sistema han sido desarrollados para simular el funcionamiento real del subenfriamiento sistema, especialmente con respecto a la temperatura de saturación subenfriador además de zonas de intercambiadores de calor. Se ha demostrado que el rendimiento del ciclo general es mejorado a lo largo del ciclo simple correspondiente [22].

4. *Refrigerant Subcooling*; El subenfriamiento del refrigerante está demostrando ser un confiable de ahorro de energía alternativa a aumentar la capacidad de refrigeración de aire acondicionado. La tecnología modifica una norma de expansión directa, por compresión de vapor del sistema de refrigerante con la adición de un intercambiador de calor en la línea de líquido del sistema. Se describe la teoría de la operación, mecanismos de ahorro de energía, el rango de aplicaciones, y la experiencia de campo para la tecnología de subenfriamiento del refrigerante. Es destacado un dispositivo con un subenfriamiento disipador de calor externo, llamado Fisher Tri-Temp Sistema (FTTS), patentado por Ralph H. Fisher [23].

5. *Optimal operation of simple refrigeration cycles Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling*; En este documento la parte principal es el funcionamiento de los ciclos de refrigeración simple, desde un punto de vista del control y puntos operativos. Cinco son los grados de libertad en estado estacionario, la potencia del compresor, la transferencia de calor en el condensador, la transferencia de calor en el evaporador, el estrangulador apertura de la válvula y la carga activa en el ciclo. Se dan a conocer diferentes diseños para influir en la carga activa, incluyendo la ubicación del receptor de líquido. Con una

carga dada de la potencia del compresor. Los dos grados de libertad restantes (estrangulador de la válvula y la carga activa) se pueden utilizar para establecer el grado de sobrecalentamiento y de subenfriamiento. Se ha encontrado que sobrecalentamiento debe reducirse al mínimo, mientras que un subenfriamiento es óptimo, para un ciclo de amoníaco simple, subrefrigeración proporciona un ahorro en la potencia del compresor de alrededor del 2% [24].

6. *The influence of subcooling on refrigeration control quality*; El objetivo es explicar las características de control del sistema de refrigeración en función del subenfriamiento teniendo en cuenta la interacción interna entre los componentes individuales. El resultado suele ser una imagen completamente diferente y completa que surge cuando se utiliza el componente perspectiva. Un enfoque práctico para analizar el tema dos ejemplos de un diagrama de Mollier [25].

7. *Dedicated Mechanical Subcooling Design Straregies for Supermarket Applications*; Ciclos dedicados subenfriamiento mecánico utiliza un pequeño sistema mecánico por compresión de vapor, junto al ciclo principal a la salida del condensador, para proporcionar el subenfriamiento en el ciclo de refrigeración principal. La cantidad de subenfriamiento del ciclo total puede estar directamente relacionada con la temperatura del evaporador del ciclo subenfriamiento. Estos resultados se comparan con modelos generados a partir de propiedades-dependientes. La consideración de esta temperatura óptima del evaporador subenfriamiento conduce a una regla de diseño para el distribución óptima de la superficie de intercambio de calor del ciclo con subenfriamiento [26].

1.11.4 MÓDULO TERMOELECTRICO

Para los módulos termoeléctricos se dispone de:

1. *New methodology of thermoelectric modules design to an increase of performances*; Este artículo presenta una nueva metodología de diseño de los módulos termoeléctricos, mediante la definición de una nueva geometría parámetros extraídos de un modelo analítico, lo que permite una optimización del rendimiento eléctrico. Con la necesidad de aumentar continuamente el rendimiento eléctrico de los módulos termoeléctricos y de la necesidad de disminuir el tamaño de los módulos (especialmente en la tecnología de películas delgadas) para facilitar su integración. Por lo tanto, para evaluar el impacto del diseño, se define aquí un parámetro geométrico, llamado los materiales termoeléctricos relación (TMR). La elección de la TMR son dependiente de los parámetros del sistema, tales como materiales de TE propiedades. Por lo tanto, en este trabajo se desarrollara un modelo que introduce TMR y teniendo en cuenta todos los parámetros del sistema. Este modelo ha sido aplicado a los materiales clásicos (SiGe policristalino y Bi_2Te_3) y de los materiales nano

estructurados, como siliciros QDSL (puntos cuánticos superredes). La influencia de cada parámetro se estudia y se muestra entonces que un valor específico de TMR optimiza el rendimiento del módulo para cada material [27].

2. *Electrical Properties of Commercial Thermoelectric Modules*; El mejor rendimiento en la generación de energía eléctrica se obtiene mediante elementos especialmente diseñados TE, pero la producción masiva de módulos Peltier lleva a un importante reducción en los precios, termoeléctrica comercial. Los módulos no tienen un rendimiento muy alto, pero son baratos, robustos y fáciles de instalar. TE módulos son adecuados para recuperación del calor residual a bajas temperaturas. Este artículo muestra los resultados de las pruebas de un Módulo termoeléctrico comercial para la generación de energía eléctrica. Todos los resultados han sido obtenidos experimentalmente mediante un banco de pruebas comercial diseñado para estudiar los módulos de la ET. Se han trabajado a varias condiciones, la obtención de voltajes de hasta a 2.4 V y corrientes de hasta 0.45 A para un solo módulo. Cuadros de la tensión eléctrica en función de la corriente se muestran para diferentes transferencias de calor hasta 28 W [28].

3. *Assessment of the subcooling capabilities of a thermoelectric device in a vapor compression refrigeration system*; El artículo presenta algunos resultados teóricos sobre el subenfriamiento con un dispositivo termoeléctrico. El sistema de refrigeración cuenta con el refrigerante R-134a, un constante flujo constante de refrigerante de 1.4 m^3/h fue considerado para todas las variantes de trabajo. Se utilizó el software con el fin de hacer los cálculos necesarios. Un TEC 1 - 12710 tipo Peltier fue considerado por subenfriamiento del líquido refrigerante y sus características fueron evaluadas experimentalmente. La temperatura de subenfriamiento comprendido entre 0 K (sin subenfriamiento) y 10 K, se calcularon la capacidad de enfriamiento, la carga de subenfriamiento y el COP. El enfriador Peltier logrado COP elevado (5.6 - 7.7) para los grados de subenfriamiento bajo (1 - 3 K), el COP del sistema de refrigeración termoeléctrica con subenfriamiento alcanzó un máximo 2.507 por subenfriamiento de 5 K y el enfriamiento del capacidad era comprendida entre 505-557 W. El uso de SGHX llevó a superior general de la COP (2.56 – 2.79) [29].

4. *A 3D TCAD simulation of a thermoelectric module connected for thermoelectric power generation, heating and cooling*; Este artículo documenta la simulación del nuevo diseño, modelado y simulado en 3D de un modulo termoeléctrico módulo con la Tecnología Informática Diseño asistido (TCAD) de simulación de semiconductores paquete de software de Synopsys. Los resultados de la simulación en se presentan en la energía termoeléctrica de generación, calefacción y refrigeración. Y asípoder demostrar con éxito la fundamental termoeléctrica los efectos [30].

5. *Thermoelectric Cooling for Power Density Maximisation of Power Electronic Converters*; En muchas áreas de aplicación de la densidad de potencia alimentación del sistema convertidor electrónico es un criterio importante en el diseño, que es a menudo limitado por los componentes pasivos y el enfriamiento del del sistema. Con el fin de disminuir el tamaño del sistema de refrigeración, un enfriador termoeléctrico (TEC) puede ser insertado entre el semiconductor y el disipador de calor. Con el TEC, la temperatura de carga a través del disipador de calor podría ser mayor por lo que el volumen del disipador de calor disminuye. En el caso de la temperatura ambiente es relativamente cerca de la temperatura de la unión máxima admisible, esta reducción de volumen del disipador de calor es mayor que el adicional volumen requerido para la TEC y su fuente de alimentación como se se muestra en este documento [31].

6. *Performance of a Thermoelectric Module Using the Thermodynamic Relationship Temperature-Entropy (T-S)*; En este trabajo, se analiza el rendimiento de un módulo termoeléctrico con el diagrama termodinámico temperatura-Entropía. Este diagrama puede ser utilizado como una herramienta gráfica que permite el análisis de procesos termoeléctricos, tanto reversibles y no reversibles, en un par elemental. Se encuentra una semejanza entre el coeficiente de Seebeck y entropía por unidad de carga eléctrica. Esto permite representar el uso del coeficiente de Seebeck y la temperatura absoluta coordenadas en un sistema cartesiano [32].

7. *Cooling system for hermetic devices based on thermoelectricity*; Este documento describe las diferentes alternativas para la refrigeración de los dispositivos herméticos. El estudio fue realizado por un ordenador personal, la evaluación de la cantidad de calor producida durante el estado de sueño y estado de ocupado. Se presentan diferentes alternativas de refrigeración: convección natural con radiadores estándar (para un sistema sin ruido), y por convección forzada mediante radiadores y ventiladores. Ambas configuraciones se comparan con las equivalentes con termoelectricidad para aumentar la transferencia de calor entre el interior de la caja hermética y el medio ambiente exterior. Se ha demostrado que sin la termoelectricidad, que es casi imposible de extraer el calor suficiente, porque la caja de la PC tiene que estar lleno de radiadores. Al aplicar el efecto Peltier la transferencia de calor es mayor [33].

8. *High Performance Heat Exchanger For Thermoelectric Cooling With Large Heat Loads;* Este artículo se discute las estrategias de diseño y desarrollo de una tecnología de intercambiadores de calor adecuado para aplicaciones de refrigeración termoeléctrica con cargas de calor de gran tamaño. La incorporación de estrecho (micro-escala) de líquido, flujos de calor a cambio, el concepto presentado y aprovecha. El calor excelentemente

características de transferencia de flujo de microcanales para mejorar el rendimiento térmico. Se desarrollan modelos de simulación para el intercambiador de calor para evaluar la influencia de la crítica las variables del sistema en las tasas de transferencia de calor y potencia de bombeo, y para determinar las combinaciones óptimas paramétrico para termoeléctrica de aplicaciones [34].

9. *New Technology for Thermoelectric Cooling*; En este documento analiza una nueva tecnología que es multicapa de pozo cuántico (MLQW) termoeléctrico, que debería aumentar en cuatro o cinco veces la COP de los refrigeradores termoeléctricos que utilizan en aplicaciones electrónicas de refrigeración. También los detalles y actualizaciones el trabajo experimental en MLQW, materiales termoeléctricos y se detalló el análisis de apoyo de la predicción mayor rendimiento de refrigeración. Se presenta un ejemplo específico de una configuración electrónica del módulo de refrigeración [35].

10. *User-friendly and intuitive graphical approach to the design of thermoelectric cooling systems*; Este estudio propone un método gráfico de fácil uso para el cálculo del punto de funcionamiento en estado estacionario de un refrigeración termoeléctrico (TEC) basado en el sistema de enfriamiento activo, incluido el papel del disipador de calor. El método es simple e intuitivo, proporciona una completa información sobre el sistema de enfriamiento, tales como su viabilidad, disipador de calor necesario, las temperaturas del lado frío y caliente, y el coeficiente de rendimiento (COP). El método podría ayudar a los diseñadores para examinar y elegir en un catalogo un módulo termoeléctrico para cumplir con un problema de refrigeración específico. Los resultados experimentales de este estudio verifican la alta la exactitud del modelo propuesto gráficamente [36].

11. *Test Bench for Measuring the Electrical Properties of Commercial Thermoelectric Modules*; Este artículo describe un banco de pruebas (la geometría, materiales, equipos de medición) para analizar el comportamiento de este tipo de módulos de trabajo a diferentes temperaturas. Esto permite estimar el potencial de energía eléctrica generada en una aplicación donde el DT óptima no se puede lograr porque la cantidad de calor suministrado por la fuente de calor es demasiado pequeño, o si hay una limitación en la capacidad de disipación de calor en el lado frío [37].

12. *Experimental Results: Thermoelectric "Subcooler" for CO2Transcritical Vapor Compression System*; Este document tiene como objetivo diseñar y fabricar un subenfriador que utiliza termoeléctrico (TE). E investigar el potencial de rendimiento de un transcrítico dióxido de carbono (CO_2) de refrigeración en la utilización de un sistema de subenfriador TE [38].

13. *Theory of thermoelectric cooling in semiconductor structures*; Se sugiere un nuevo método para explicar el efecto Peltier. Este enfoque se basa en la idea de la aparición de la difusión térmica inducida por flujos en cualquier medio no uniforme a través del cual una corriente continúa flujo de corriente eléctrica, en particular en una estructura compuesta por dos diferentes semiconductores. Estos flujos inducidos por la difusión térmica surgen para compensar el cambio en los flujos térmicos llevados a cabo por una corriente eléctrica (deriva flujos térmicos). Durante su conducción a través de la unión de acuerdo con el general Le Chatelier-Braun, la ocurrencia de estos flujos de difusión térmica conduce a la temperatura de la falta de uniformidad en la estructura y, en consecuencia, a un enfriamiento de la unión o la calefacción [39].

14. *The performance of a refrigerator using cooling thermoelectric modules*; En este documento se toma en consideración algunas de las ventajas que presenta en comparación con TEC los componentes tradicionales de los refrigeradores. Con el fin de lograr algunos resultados se ha realizado una instalación experimental. Mediante el uso de los módulos termoeléctricos de refrigeración, el condensador y el evaporador se extraen del equipo. Debido a este hecho, hay dos aspectos importantes: la primera es que el refrigerante se elimina, el refrigerador es más ecológico y el medio ambiente menos contaminado, en la segunda dirección, se obtiene el volumen útil máximo en el interior el refrigerador micro. Los experimentos realizados también muestran un mejor desempeño del micro refrigerador con módulos termoeléctricos de refrigeración. Se obtiene un control más valioso de la temperatura en el interior del micro refrigerador [40].

CAPÍTULO II

"DISPOSITIVOS DE CONTROL DE FLUJO (DE EXPANSIÓN) Y TERMODINÁMICA DE LOS MODULOS TERMOELECTRICOS"

En el presente capitulo da a conocer las diferentes válvulas de expansión que se ocupan en los sistemas de refrigeración de alta, media y de baja capacidad (refrigeración domestica y comercial), funcionamiento, ventajas y desventajas. Por otro lado se da una a conocer una teoría de los módulos termoeléctricos para efectos de cálculos.

2.1 DISPOSITIVOS DE EXPANSION

Los dispositivos de expansión también llamados dosificadores, estos componentes se encuentran ocultos en interior del gabinete del equipo. Puede ser una válvula de paso, una obstrucción o un conducto de diámetro pequeño, estos forman una línea divisora en el lado de alta y baja presión del sistema. Los dispositivos de expansión tienen dos funciones principales:

1. Regular el flujo del refrigerante líquido que alimenta al evaporador, según sea la demanda.
2. Debe crear una caída de presión, desde el lado de alta al lado de baja del sistema. Esta caída de presión da por resultado la expansión del refrigerante que fluye, haciendo que una pequeña cantidad del mismo se evapore, de manera que se enfrié hasta obtener una temperatura capaz de extraer el calor de una sustancia o producto.

El evaporador tiene una mayor eficiencia cuando está completamente lleno de líquido refrigerante. La válvula de expansión se encuentre entre el condensador y el evaporador, La misma cantidad de flujo que bombea compresor al sistema debe ser la que el dispositivo de control de flujo suministre al evaporador. Esto es, el evaporador no debe sobrealimentarse, los dispositivos de control de flujo deben reaccionar ante un cambio de condiciones, cuando aumenta la carga térmica en el evaporador, el dispositivo debe reaccionar y alimentar más refrigerante y debe reducirlo cuando disminuye la carga.

Como cada dispositivo de expansión es diferente, su funcionamiento varía de acuerdo a la aplicación que se esté usando. Estos no son controladores de presión, por tal motivo es conveniente controlar la presión del evaporador, manteniéndola fija en un cierto valor, o limitarla a un valor elevado o bajo, cuando es necesario controlar la presión, pueden requerirse dispositivos adicionales o la modificación del dispositivo de control de flujo.

2.1.2 TIPOS Y FUNCIONES DE LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL DEL REFRIGERANTE

Los siete tipos de controles de refrigerante más importantes son:

1. Válvula de expansión termostática.
2. Tubo capilar.
3. Válvula de expansión automática.
4. Válvula de aguja operada a mano.
5. Flotador en lado de baja presión.
6. Flotador en lado de alta presión.
7. Válvula de expansión termoeléctrica.
8. El orificio.

Estos controles dependen para su operación de uno de los siguientes factores:

1. Cambios de presión.
2. Cambios de temperatura.
3. Cambios de volumen.
4. Cualquier combinación de los puntos anteriores.

Los dispositivos de control del refrigerante se conocen también como dispositivos medidores, es principalmente, una restricción que se introduce en el sistema y permite que el compresor por su acción de bombeo, mantenga una diferencia de presión. El compresor bombea el refrigerante del lado de menor presión al lado de mayor presión del sistema de refrigeración. El refrigerante regresa del lado de alta presión al lado baja presión y temperatura a través de la restricción (dispositivo medidor), el compresor debe tener suficiente capacidad para poder bombear el refrigerante tan pronto como regresa por el dispositivo medidor. Cuando el compresor efectúa este trabajo, mantiene una menor presión en el evaporador, lo cual es necesario que allá un cambio de fase del refrigerante a una temperatura baja, entonces, se puede absorber calor por medio del evaporador y se lleva a cabo la refrigeración. También, se puede disipar el calor cuando el compresor mantiene un nivel de presión alta y de temperatura alta en el condensador, además de constituir una restricción, controla (mide) la velocidad de flujo del refrigerante del lado alta al lado de baja presión.

2.1.3 VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA (VET)

Dentro de los dispositivos de control de flujo es el más usado. Ya que se puede instalar en sistemas con cualquier capacidad, sin importar si tiene serpentín de expansión directa o con enfriadores de líquido, de expansión seca. Puede realizar un buen control automático del flujo refrigerante al evaporador en una amplia gama de cargas. La diferencia entre esta válvula y la válvula de expansión automática es que se conecta a ella un elemento térmico mediante un pequeño tubo capilar cerrado. El elemento térmico (bulbo) está parcialmente lleno de líquido refrigerante.

En la Fig. 2.1, se muestra una válvula típica así como un dibujo esquemático, el bulbo térmico esta unido a la línea de succión de manera que cualquier cambio de temperatura de la línea de succión produce un cambio correspondiente en el bulbo térmico. Bajo un aumento de carga por calor, el refrigerante hierve con más rapidez en el evaporador. Esto da como resultado un aumento de temperatura en el bulbo térmico debido al sobrecalentamiento. La temperatura más alta produce una presión mayor dentro del bulbo y del tubo y esto, a su vez hace que se dilate el fuelle metálico y ocasione una abertura de la válvula como resultado se admite mas refrigerante en el evaporador para hacerse cargo del aumento de la carga, la abertura de la válvula se controla por medio de la temperatura para la cual se haya ajustado la válvula.

Si disminuye la carga de refrigeración la abertura de la válvula admite menos refrigerante al evaporador, esta condición continua hasta que la abertura de la válvula es constante para el calor que este ajustado el bulbo térmico.

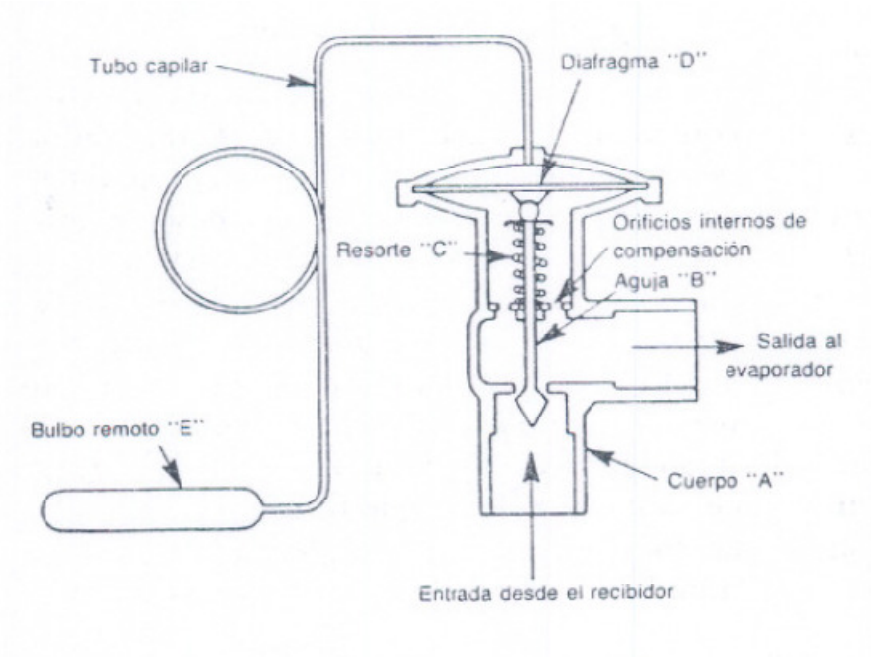


Fig. 2.1 Sección esquemática de una válvula de expansión térmica (VET) del tipo de igualado interno [1].

2.1.3.1 FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA

Presiones de operación: Existen tres presiones para accionar la válvula a una posición abierta o cerrada las cuales son como se observa en la Fig. 2.2;

1. Presión de bulbo (P_b): Es la que se origina dentro del bulbo, el vástago y la cabeza la válvula que actúan sobre la parte superior del diafragma a fin de abrir la válvula.
2. Presión de resorte (P_r): Es la que actúa sobre la aguja con el fin de cerrar la válvula.
3. Presión del evaporador (P_e): Es la que actúa sobre la parte inferior del diafragma para cerrar la válvula.

Para tales efectos se tiene la siguiente ecuación.

$$P_b = P_r + P_e \tag{2.1}$$

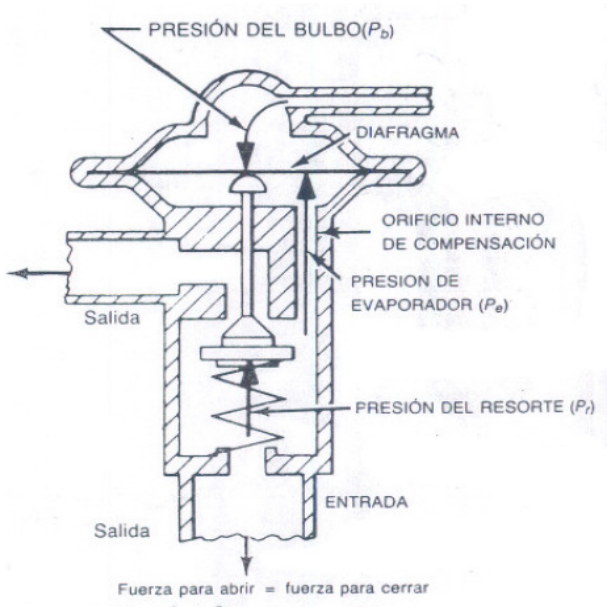


Fig. 2.2 Presiones que actúan en una válvula de expansión térmica [1].

La carga del bulbo: El fluido que llena el bulbo se conoce como la carga de la válvula, es posible variar tanto la clase de fluido como su cantidad, el tipo de carga afecta la operación de la válvula bajo ciertas condiciones. Por ahora se mencionará la operación de una válvula de expansión termostática utilizando una *carga convencional de líquido.*

Esta trabaja con la misma sustancia para la carga líquida y para el sistema de refrigeración. Por lo tanto si el sistema utiliza refrigerante M049plus, la carga del bulbo también será M049 plus. La cantidad de carga con la que está lleno el bulbo es lo suficientemente, Por lo que siempre hay en el bulbo una mezcla de líquido y gas, a cualquier temperatura y presión. En este punto la carga se encuentra siempre en una condición de saturación. Si se tiene una temperatura cualquiera la carga líquida ejercerá una presión.

2.1.3.2 CONTROL DEL SOBRECALENTAMIENTO

Es necesario que no entre liquido al compresor, por tal motivo se aplica un sobrecalentamiento a la salida del evaporador. Es práctica común hacer que el refrigerante salga del evaporador ligeramente sobrecalentado. *El sobrecalentamiento se define como la diferencia entre la temperatura real del vapor sobrecalentado y su temperatura de saturación, a la misma presión*. Es recomendable que la válvula controle un sobrecalentamiento de 4 a 8 °C, por otra parte, un exceso de sobrecalentamiento indica que la superficie de transferencia de calor no se utiliza con eficiencia. La válvula de expansión termostática puede operar para controlar un sobrecalentamiento constante, en las condiciones de salida del evaporador. A continuación se muestran varios ejemplos de cómo controlar el sobrecalentamiento:

1. Se tiene un sistema de refrigeración usando refrigerante M049 plus, se desean mantener 5 °C de sobrecalentamiento a la salida del evaporador, la válvula de

expansión está en estado estable, la temperatura del evaporador es de -7 °C, por consiguiente la presión del evaporador es de 285.30 kPa. La presión del resorte se ha ajustado a 51.02 KPa = 7.4 Psi. La fuerza total de cierre es igual a la suma de ambas presiones por (2.1).

$$P_b = (285.30 + 51.02)kPa = 336.32\ kPa$$

Puesto que la carga del bulbo también está cargado con M049 plus, el cual se encuentra en estado de saturación es posible determinar la temperatura a 336.32 kPa tomando de las tablas de las propiedades termodinámicas se tiene -2.5 °C, esta es la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador, puesto que la línea de succión y del bulbo están unidos a otro y tienen buen contacto térmico, por tal motivo se tiene:

$$Sobrecalentamiento = -7℃ - (-2.5℃) = -5℃ = |5℃|$$

2. La presión de evaporación de un sistema de refrigeración usa M049 plus, con una VET cargada con liquido es de 255.10 kPa, ¿Cuál debe ser la temperatura del bulbo (la temperatura de succión), a la salida del evaporador para obtener un sobrecalentamiento de 8 °C? ¿Cuál es la presión del resorte para esta condición?.

La temperatura de evaporación del M049 plus correspondiente a 255.10 kPa es de -10 °C por lo tanto la temperatura de succión debe ser:

$$T_{bulbo} = T_{evaporación} + sobrecalentamiento \qquad (2.2)$$
$$T_{bulbo} = (-10 + 8)℃ = -2\ ℃$$

La presión del bulbo a –2 °C es de 340.90 kPa, por consiguiente del resorte es:

$$P_r = P_b - P_e = (340.90 - 255.10)kPa = 85.80\ kPa$$

3. Si la unidad del ejemplo anterior aumenta la presión del resorte a 300.20 kPa haciendo girar el vástago de ajuste ¿Cuál es el efecto sobre el sobre el funcionamiento del sistema?

La presión del bulbo está dada por (2.1):

$$P_b = (300.20 + 255.10)kPa = 555.30\ kPa$$

A esta presión la temperatura de carga del M049 plus, de acuerdo con las tablas es 12.5 °C. Por consiguiente el sobrecalentamiento del refrigerante sale del evaporador a: $[12.5 - (-10)]℃ = 22.5\ ℃$. Esto indica que gran parte de la superficie del evaporador no se está utilizando para obtener el efecto de refrigeración útil, y que se le está subalimentando.

2.1.4 VÁLVULAS LIMITADORAS DE PRESIÓN

Cuando aumenta la presión de succión en un compresor se tiene como consecuencia el aumento de la capacidad de la corriente eléctrica que toma el motor. Las presiones excesivas de succión pueden dar por resultado una sobrecarga y daños en el motor. Las válvulas ocasiones permiten, que se eleve la presión de succión a medida que aumenta la carga, mediante la alimentación de más refrigerante al evaporador. Por tal motivo se existen válvulas termostáticas *limitadoras de presión,* las cuales tienen como función limitar el valor máximo de la presión de succión, esta característica se llama Presión Máxima de Operación (PMO). Este tipo de válvula ejerce el control de la misma manera que una válvula normal, dentro de los límites de las presiones de succión que son permisibles para el compresor. En el caso de que se llegue a la máxima presión de operación, la válvula no alimentará un flujo adicional de refrigerante, y la presión de succión no subirá más.

La válvula limitadora de presión ayuda también puede impedir el escurrimiento del líquido al compresor durante el arranque. Cuando arranca el compresor, el bulbo se halla a menudo a una elevada temperatura ambiente, la carga estará a presión elevada, y la válvula se abrirá totalmente causando una súbita alimentación de refrigerante líquido, si se utiliza una válvula limitadora de presión, ésta no se abrirá hasta que la presión de succión disminuya por debajo de la PMO, durante este intervalo, el compresor succiona una cantidad relativamente pequeña de refrigerante que queda en el evaporador. La temperatura de succión baja y la fuerza de apertura hacen que la válvula se abra en la forma normal de control.

Otra característica indeseable que se deriva del hecho de que la válvula se abra totalmente durante el arranque, como ocurre con las válvulas con carga líquida, es que retarda el tiempo de caída de la temperatura de evaporación. Existen dos tipos de válvulas de expansión termostática limitadoras de presión: el tipo de *carga limitada* y el tipo *mecánico.*

2.1.5 LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TEMOSTÁTICA DE CARGA LIMITADA

En esta válvula la cantidad de fluido es lo suficientemente grande para que siempre haya algo de líquido en el bulbo, no importa cuál sea la temperatura. En la válvula de carga limitada, llamada también válvula de *carga de gas,* la cantidad es menor, lo suficiente para que por encima de una cierta temperatura del evaporador, se vaporice totalmente. La presión de un gas no aumenta rápidamente con un aumento de la temperatura, a diferencia del caso de una mezcla saturada de líquido y gas.

Por consiguiente, a medida que aumenta la temperatura y la presión del evaporador por encima de un punto máximo, la presión en el bulbo no aumenta, y la válvula no abre aún más, por tanto actúa como una válvula limitadora de presión.

La VET de carga limitada se utiliza a menudo en las aplicaciones del aire acondicionado, donde es posible que ocurran elevadas presiones de succión. Una limitación a su instalación se basa en el hecho de que el cabezal de la válvula o el tubo capilar no deben colocarse en un sitio en donde se puedan enfriar más que el bulbo. Si esto ocurre, la carga puede condensarse en el cabezal o en el capilar, perdiéndose así el control que ejerce el bulbo, y la válvula se cierra.

2.1.6 LA VÁLVULA MECÁNICA LIMITADORA DE PRESIÓN

Este tipo de válvula tiene una carga líquida convencional de manera que el control que ejerce el bulbo funciona de la manera usual, por debajo de la máxima presión de operación. La válvula posee dos diafragmas en lugar de uno Fig. 2.3. El diafragma superior se mantiene hacia abajo mediante un resorte, y no funciona durante la operación normal. El diafragma inferior funciona de la manera normal, actuando sobre éste la presión del bulbo, desde una conexión ubicada entre los dos diafragmas. Sin embargo, cuando esta presión aumenta por encima de un cierto valor, los diafragmas se traban de un modo efectivo como una unidad rígida, y un cambio en la presión del bulbo no tiene ningún efecto adicional. Cualquier aumento en la presión del evaporador, actúa sobre el lado de abajo del diafragma inferior, y tiende a cerrar la válvula contra la presión que ejerce el resorte superior, limitando así el aumento de la presión de succión. Bajo estas condiciones, la válvula funciona como una válvula de expansión a presión constante (la cual se describirá más adelante en este capítulo).

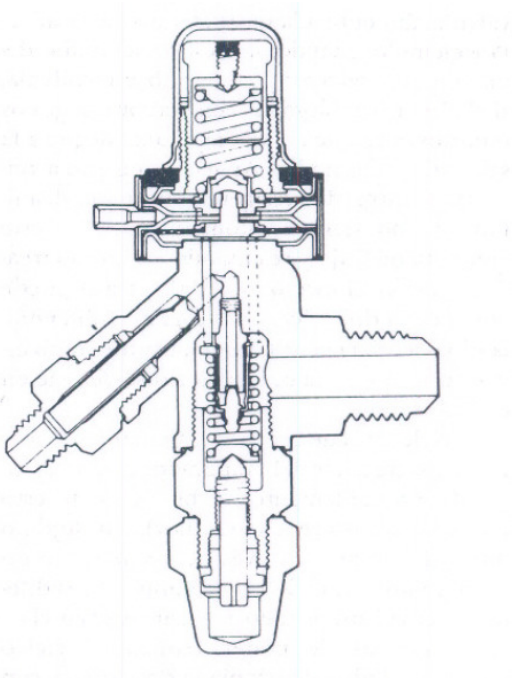


Fig. 2.3 VET limitadora de presión,
del tipo mecánico con doble diafragma [1].

2.1.7 LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA DE CARGA MIXTA

Este tipo de VET tiene una carga líquida, pero el fluido utilizado tiene una característica de presión-temperatura, es diferente de la del refrigerante utilizado en el sistema. La Fig. 2.4 ilustra esta condición, con el trazo de la curva P-T del fluido saturado, para la carga del bulbo es más abierto que el de la del refrigerante en el evaporador. Esto indica que para un cambio dado en la temperatura, el cambio de la presión de la carga es menor que la presión de evaporación del refrigerante por consiguiente la respuesta del bulbo es menos sensible que la de la válvula de carga líquida convencional.

Esta diferencia amortigua los efectos de cicle. Por ejemplo, si la presión y temperatura del evaporador aumentan, lo que indica la necesidad de más refrigerante, se eleva también la temperatura del bulbo. No obstante, debido a la carga mixta, la presión de apertura del bulbo aumenta a una proporción más lenta que si se utilizara una carga convencional, esto impide una apertura demasiado súbita y excesiva de la válvula. El efecto opuesto de amortiguamiento tiene lugar cuando baja la presión del evaporador.

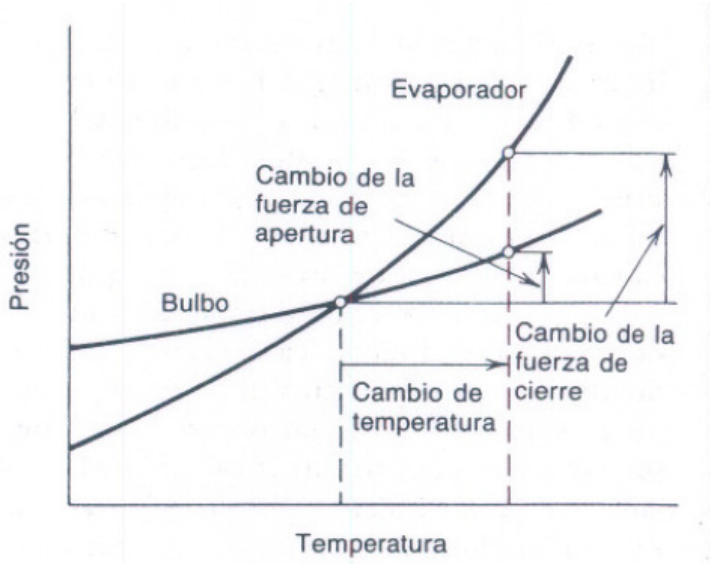


Fig. 2.4 Curvas de presión-temperatura para una VET del tipo de carga mixta, ilustrando su efecto anti-cicleo [1].

La válvula de carga mixta ayuda asimismo a impedir el escurrimiento y la sobrecarga del motor del compresor durante el arranque. Por supuesto, después del paro, tanto el evaporador como el bulbo estarán a la misma temperatura relativamente alta. Sin embargo, la presión de fluido del bulbo es mucho menor que la presión del refrigerante en el evaporador. Como consecuencia la válvula permanecerá cerrada hasta que la reducida cantidad de refrigerante en el evaporador se caliente mediante la carga, hasta alcanzar un elevado valor de sobrecalentamiento, esto hace que la temperatura y presión del bulbo aumenten hasta un punto en que la válvula empieza a abrirse. El retraso en la apertura hasta que tiene lugar un gran sobrecalentamiento, impide el escurrimiento y la sobrecarga del motor.

2.1.8 VÁLVULAS OPERADAS POR PILOTO

Por encima de ciertas dimensiones físicas, no resulta factible la construcción de una válvula de expansión termostática que funcione satisfactoriamente. Por consiguiente, es común utilizar en los sistemas de gran capacidad una instalación que incluye una válvula piloto Fig. 2.5. Esta pequeña VET piloto se instala con el fin de detectar el sobrecalentamiento en la línea de succión. El tubo de salida de esta válvula se conecta a la cámara de operación de la válvula principal, cuando el sobrecalentamiento de la línea de succión aumenta, se abre la válvula piloto y la presión en la cámara de la válvula principal hace que se abra todavía más.

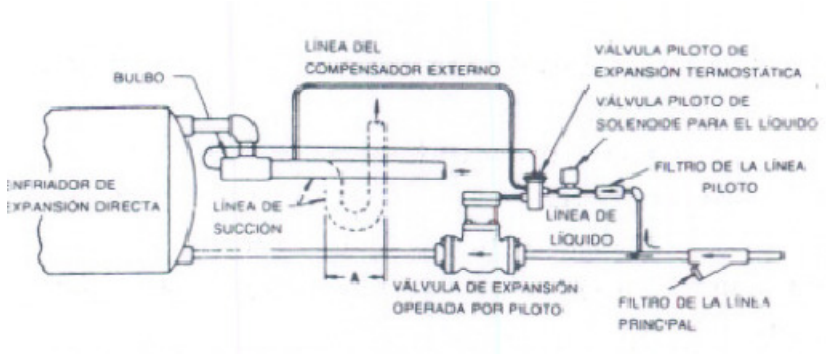


Fig. 2.5 Disposición de una VET accionada por piloto (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año 1979).

2.1.9 LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOELÉCTRICA

Este tipo de válvula puede utilizarse como válvula de control de flujo. Está equipada con un motor que abre y cierra la válvula en respuesta a los cambios de un voltaje eléctrico de señal, un sensor de líquido llamado termistor. Se instala en el punto del evaporador o línea de succión donde se desea obtener una completa evaporación. El sensor se conecta en serie con el motor como se muestra en la Fig. 2.6. La resistencia eléctrica del sensor aumenta con la disminución de la temperatura.

La presencia del refrigerante líquido enfría el termistor, aumentando su resistencia, se disminuye así el voltaje al motor, y la válvula procede a cerrarse, disminuyen del flujo de refrigerante. Cuando el termistor detecta la presencia del gas sobrecalentado tiene lugar la secuencia inversa. Puesto que es posible tener un control muy preciso del sobrecalentamiento, la válvula térmica eléctrica puede hacer un uso eficiente de la superficie del evaporador y contribuir a la conservación de la energía.

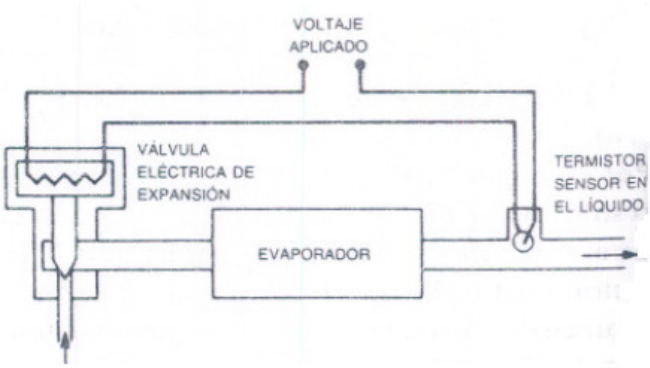


Fig. 2.6 Válvula eléctrica de expansión térmica y sensor. (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año 1979).

2.1.10 VÁLVULA DE FLOTADOR

Las válvulas de flotador se utilizan en algunas aplicaciones como dispositivos de control del flujo del refrigerante. Se pueden agrupar en válvulas de flotador del *Lado de alta* y del *Lado de baja.* En la Fig. 2.7 se muestra una válvula de flotador del lado de alta, un vástago y un orificio de la válvula separan los lados de alta y baja presión del sistema. Un flotador conectado al vástago descansa sobre la superficie del refrigerante líquido. La válvula se abre a medida que el flotador se eleva, y se cierra cuando éste baja.

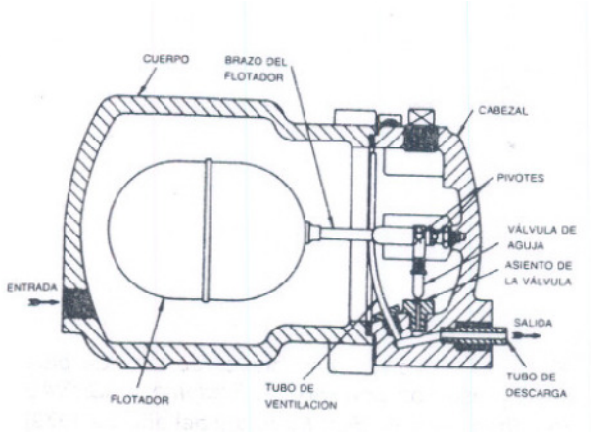


Fig. 2.7 Válvula de flotador de lado de alta. (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año 1979).

La válvula de flotador del lado de alta regula el flujo mediante la alimentación de refrigerante al evaporador a la misma proporción con que sale del condensador. Esto hace que en un sistema de expansión seca, la magnitud de la carga de refrigerante sea decisiva. Si la cantidad de refrigerante es insuficiente, se subalimenta al evaporador, pero si la cantidad es excesiva, puede sobrealimentarse al evaporador y tener lugar el escurrimiento al compresor. Las válvulas de flotador del lado de alta se utilizan a menudo en sistemas centrífugos de refrigeración equipados con condensadores de casco y tubos y evaporador inundados.

La válvula de flotador del lado de baja regula el flujo del refrigerante controlando el nivel del refrigerante líquido en el evaporador, se utiliza con evaporadores inundados. En la Fig. 2.8 se muestra una válvula de flotador del lado de baja. El flotador se instala en el lado de baja presión del sistema, y se puede colocado directamente en el evaporador, en un tambor de compensación, o en una cámara de flotador.

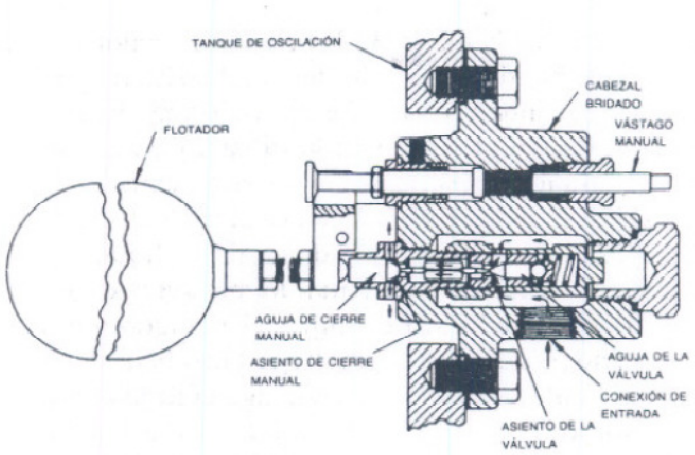


Fig. 2.8 Válvula de flotador de lado de baja (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año de 1979).

En la Fig. 2.9 se muestra un esquema de la instalación de una válvula de flotador del lado de baja. La línea del líquido se conecta a la entrada de la válvula. Si el nivel de líquido es suficientemente alto en la cámara, la válvula permanece cerrada. Cuando baja el nivel del líquido, el flotador desciende y se abre el orificio de la válvula, admitiendo una mayor cantidad de refrigerante procedente de la línea de líquido. La presión del refrigerante disminuye a media que éste fluye desde el lado de alta a través de la válvula hasta la cámara del flotador. Se alimenta líquido a baja presión al evaporador mediante una conexión desde la cámara. También tiene una conexión directa desde la cámara del flotador hasta la línea de succión. Esta última conduce el gas de vaporización súbita que se forma cuando el refrigerante se expansiona a través de la válvula.

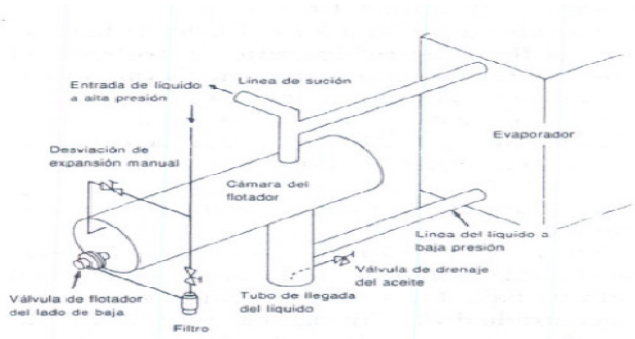


Fig. 2.9 Disposición de la conexión de una válvula de flotador de lado de baja, en el sistema (Reimpreso con permiso del *Equipment ASHRAE Handbook and Product Directory* del año 1979).

2.1.11 LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN A PRESIÓN CONSTANTE

Este tipo de válvula es llamada también *válvula de expansión automática,* se utiliza como un dispositivo de expansión del refrigerante en algunas aplicaciones limitadas. En la Fig. 2.10 se muestra una sección transversal de esta válvula. Dos son las presiones que operan sobre la válvula. La presión constante del resorte actúa sobre la superficie superior de diafragma con el fin de abrir la válvula, y la presión del evaporador actúa sobre la superficie inferior del diafragma tendiendo a cerrar la válvula. Cuando aumenta la presión del evaporador, la válvula se mueve a una posición más cerrada. Esto trae como consecuencia la reducción del flujo del refrigerante que entra al evaporador y por consiguiente baja la presión del mismo. Si disminuye la presión del evaporador, tiene lugar el efecto opuesto. La presión del secuencia resorte sobrepasa ahora a la presión del evaporador, y la válvula se mueve a una posición más abierta.

Con lo anterior se muestra que la válvula de expansión a presión constante regula el flujo de refrigerante de manera que mantiene una presión constante en el evaporador. Sin embargo, este método de controlar el flujo no es recomendable, a menos que la carga de refrigeración sea relativamente constante. Si la carga de refrigeración disminuye, la operación del compresor hará que baje la presión de succión. La válvula de presión constante se abrirá entonces para aumentar la presión. Pero esto hace que aumente el flujo de refrigerante, que es exactamente lo opuesto de lo que se desea en el caso de que disminuya la carga. Por otra parte, cuando aumenta la carga de refrigeración, la válvula reaccionará para restringir la alimentación de refrigerante al evaporador. La válvula de expansión a presión constante sobrealimenta y subalimenta alternativamente al evaporador, si existe una variación apreciable de la carga. Esto resulta en una ineficiente utilización de la superficie del evaporador, un gasto excesivo de energía, y en el caso de la sobrealimentación, un posible escurrimiento del líquido.

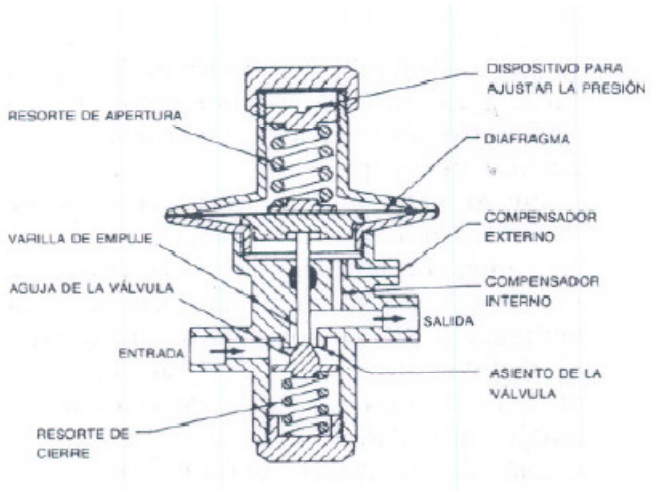


Fig. 2.10 Válvula de expansión a presión constante (esquemática).

Este tipo de válvula se utiliza en enfriadores unitarios para agua y bebidas envasadas, en donde el producto se mantiene en todo momento a la misma temperatura.

2.1.12 EL TUBO CAPILAR

Este dispositivo de control de flujo consiste en un tramo de tubería de muy pequeño diámetro. Normalmente el diámetro interior varía de 0.02 a 0.10 pulg, y la longitud de 2 a 12 pies o más. El dispositivo se utiliza en pequeñas unidades herméticas con serpentines de expansión directa. El término *tubo capilar* conduce a error, puesto que la acción capilaridad (la tendencia de un líquido a adherirse a la pared de un tubo) no tiene nada que ver con la manera cómo funciona el control del flujo.

El tubo capilar no funcionará satisfactoriamente si la cantidad de carga refrigerante en el sistema se aparta de la cantidad apropiada. Además, cualquier sustancia extraña puede bloquear o afectar de otro modo el flujo a través del tubo de diámetro reducido. Es por estas razones que los tubos capilares sólo resultan adecuados en las unidades herméticas. Debido a que su costo es muy bajo y a que no necesitan mantenimiento, se usan ampliamente en los refrigeradores domésticos, equipos de aire acondicionado para una habitación y pequeñas unidades integradas de aire acondicionado (unidades paquete).

Características de operación. Debido a su estrecha abertura y su considerable longitud, el tubo capilar presenta una gran caída de presión en el mismo. De esta manera, actúa como un dispositivo de expansión adecuado. Controla el flujo con eficiencia bajo condiciones variadas, a pesar de que no tiene ajustes. *El tamaño de un tubo capilar se selecciona de manera que entregue el flujo adecuado a una carga de diseño y temperatura específicos.* La cantidad de carga en el sistema es sólo la necesaria para llenar el evaporador. Si la carga de refrigeración disminuye, la presión de succión baja, el tubo entrega momentáneamente más refrigerante del que puede manejar el compresor, y el evaporador se llena de líquido. Esto reduce la alimentación de líquido al condensador y un poco de gas procedente del condensador entra el tubo capilar. Pero el gas tiene un volumen específico mucho mayor que el líquido, por consiguiente, disminuye el flujo a través del tubo. En esta forma se obtiene el control deseado del flujo, ya que el flujo al evaporador disminuye en respuesta a la reducción de la carga de refrigerante. La acción inversa tiene lugar si aumenta la carga de refrigeración. Aumenta la presión de succión, y el compresor bombea una mayor masa de refrigerante. Esto reduce la alimentación de refrigerante al evaporador y llena el condensador de líquido. El tubo capilar entrega entonces más refrigerante, puesto que se le alimenta todo el líquido, y se obtiene una condición de equilibrio.

Si bien el tubo capilar funciona satisfactoriamente con una gama razonable de condiciones no es igualmente eficiente bajo todas las condiciones. Como se puede ver de lo que precede, excepto en el caso de las condiciones de diseño, la superficie de transferencia de calor no se aprovecha en su totalidad, como ocurre con la válvula de expansión termostática.

Se supone que se requiere más potencia en los sistemas que utilizan un tubo capilar, que en los que utilizan una VET. *Procedimientos en el sistema.* Ya se ha hecho notar que la magnitud de la carga de refrigerante en los sistemas con tubos capilares, es decisiva. La carga de refrigerante deberá ser la mínima necesaria para efectuar la tarea (lo suficiente para llenar el evaporador). Por esta razón, no se utiliza un recibidor para el refrigerante. Un exceso de carga producirá una elevada presión de descarga y quizá dé por resultado un escurrimiento de líquido al compresor. Muy poca carga permitirá que el vapor entre al tubo capilar y dé por resultado una pérdida de la capacidad de refrigeración.

Por supuesto que el tubo capilar no puede cerrarse cuando se para el compresor. Por consiguiente, el refrigerante se distribuirá a través de todo el sistema, y una cierta cantidad emigrará al evaporador. Esto origina la posibilidad de que el líquido entre al compresor durante el arranque. A menudo se instala un tanque acumulador de líquido en la línea de succión del sistema, con el fin de evitar la entrada del líquido al compresor durante el arranque y cuando esté en operación. Por otra parte, la igualación de la presión en todo el sistema cuando se detiene la operación, constituye asimismo un beneficio. El compresor no se ve obligado a operar contra un diferencial de presión durante el arranque, y es posible utilizar motores de poco costo con un bajo par motor.

2.1.13 EL ORIFICIO

El orificio es sencillamente una abertura restringida en un tubo por el que pasa un fluido. Puede ser un agujero estrecho, un grupo de agujeros practicados en una placa. Introducida en un tubo o una restricción gradual llamada *orificio de bordes redondeados* o *Venturi.* Los orificios se pueden usar como dispositivos de control del flujo y de expansión. En la Fig. 2.11 se muestra una disposición patentada de orificio, utilizada como dispositivo de control de flujo en los enfriadores inundados, en los sistemas centrífugos de refrigeración. Este arreglo de orificio consiste de una placa con agujeros, seguida por un tubo Venturi insertados en la línea del líquido. Las aberturas restringidas originan la caída de presión deseada. No importa cuál pueda ser la presión ejercida por el líquido, un tubo Venturi dosifica un volumen constante de fluido.

A plena carga, la columna de líquido es suficientemente alta para que su presión impida la vaporización súbita del líquido antes de que entre al tubo Venturi, y toda la vaporización súbita tiene lugar a través del mismo. Sin embargo, a medida que disminuye la carga, disminuye el suministro de líquido, y baja el nivel de la columna líquida. Esto hace que baje la presión lo suficiente para que ahora el líquido experimente parcialmente una evaporación súbita cuando pasa por el primer orificio. Ahora se le suministra al tubo Venturi una mezcla de líquido y vapor cuyo volumen específico es mayor. Puesto que entrega un volumen constante, el flujo es menor. En esta forma el orificio lleva a cabo su función de variar el flujo.

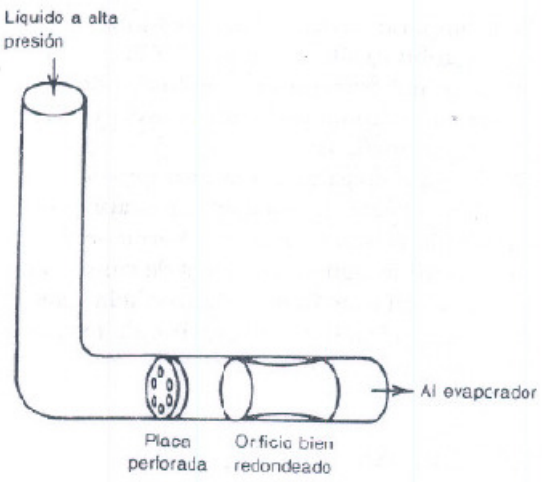


Fig. 2.11 Disposición de los orificios como un dispositivo de control de flujo.

2.1.14 LOCALIZACIÓN E INSTALACIÓN DE LA VET

Una instalación inadecuada de la válvula de expansión termostática y sus elementos correspondientes afectará el funcionamiento del sistema. Algunos de estos factores, concernientes a la instalación de la tubería, La entrada de la válvula sólo debe recibir líquido. Esto quiere decir que tanto las dimensiones de la línea del líquido como los componentes en la misma no deben tener una caída de presión suficiente como para causar la vaporización súbita del gas. *El subenfriamiento en el condensador resulta provechoso para impedir esta condición.* El cuerpo y el tubo capilar de válvula cargada con gas se deben colocar en un lugar relativamente caliente, de manera que no se pierda el control procedente del bulbo.

Localización del bulbo. Con el fin de proveer un buen funcionamiento de las válvulas, la localización apropiada del bulbo es decisiva. Éste debe instalarse en una línea horizontal de succión, a la salida del evaporador. Se debe así mismo instalar en la parte superior de la línea, ya que el aceite que fluye en la parte inferior de la tubería, podría dar una lectura falsa de la temperatura. Es necesario mantener un buen contacto térmico entre el bulbo y la tubería, por lo que el bulbo debe hacer contacto en toda su longitud. Se debe tener cuidado de impedir que el refrigerante líquido y el aceite se acumulen en el lugar donde se ubica el bulbo, puesto que éste se enfriaría, motivando que la válvula se cerrara. Esto se logra conectando las tuberías como se muestra en le Fig. 2.12. Se provee una trampa más adelante del bulbo. El refrigerante y el aceite drenan en la trampa en lugar de acumularse debajo del bulbo. Esta disposición es necesaria ya sea que el compresor esté situado arriba o debajo del evaporador, con sólo una excepción, si el sistema está bajo control por reducción de presión y el compresor está situado debajo del evaporador, no se requiere la trampa. Durante la operación, el refrigerante y el aceite drenan por gravedad, apartándose del bulbo.

En el control por reducción de presión, cualquier cantidad de refrigerante que se encuentre en el evaporador se extrae antes de que el compresor se pare. El igualador externo de la válvula de expansión se debe conectar después del bulbo. Si se coloca antes del bulbo. el refrigerante que se escapa de la válvula a través de la línea del igualador puede enfriar al bulbo y hacer que la válvula se cierre, privando así de refrigerante al evaporador.

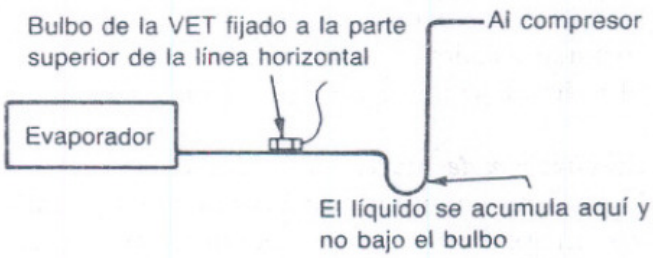


Fig. 2.12 Ilustración de la colocación y fijación apropiada del bulbo de la VET.

2.2 TERMOELECTRICIDAD

2.2.1 BREVE HISTORIA DE LA TERMOELECTRICIDAD

La Termoelectricidad se considera como la rama de la termodinámica superpuesta a la electricidad donde se estudian los fenómenos en los que intervienen el calor y la electricidad, el fenómeno más conocido es el de electricidad generada por la aplicación de calor a la unión de dos materiales diferentes. Si se unen por ambos extremos dos alambres de distinto material (este circuito se denomina termopar), y una de las uniones se mantiene a una temperatura superior a la otra, surge una diferencia de tensión que hace fluir una corriente eléctrica entre las uniones caliente y fría. Este fenómeno fue observado por primera vez en 1821 por el físico alemán **Thomas Seebeck**, y se conoce como efecto **Seebeck**.

Para una pareja de materiales determinada, la diferencia de tensión es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas. Esta relación puede emplearse para la medida precisa de temperaturas mediante un termopar en el que una de las uniones se mantiene a una temperatura de referencia conocida (por ejemplo, un baño de hielo) y la otra se coloca en el lugar cuya temperatura quiere medirse. A temperaturas moderadas (hasta unos 260 °C) suelen emplearse combinaciones de hierro y cobre, hierro y constatan (una aleación de cobre y níquel), y cobre y constatan. A temperaturas mayores (hasta unos 1.650 °C) se utiliza platino y una aleación de platino y rodio. Como los alambres de los termopares pueden tener dimensiones muy pequeñas, también permiten medir con precisión las temperaturas locales en un punto. La corriente generada puede aumentarse empleando semiconductores en lugar de metales, y puede alcanzarse una potencia de unos pocos vatios con eficiencias de hasta el 6%.

Estos generadores termoeléctricos, calentados con quemadores de queroseno, son muy utilizados en zonas remotas de Rusia para alimentar receptores de radio. Cuando se hace pasar una corriente por un circuito compuesto de materiales diferentes cuyas uniones están a la misma temperatura, se produce el efecto inverso. En este caso, se absorbe calor en una unión y se desprende en la otra. Este fenómeno se conoce como efecto **Peltier** en honor al físico francés **Jean Peltier**, que lo descubrió en 1834. Es posible usar sistemas de semiconductores basados en el efecto **Peltier** como refrigeradores para aplicaciones especiales.

Aunque se considera como descubridor del efecto termoeléctrico a Seebeck, al revisar los estudios de A. Volta se ha constatado que en sus trabajos pioneros sobre electricidad midió diferencias de potencial debidas a la termoelectricidad al usar contactos entre diversos metales, sin embargo no prestó demasiada atención a dicho efecto. **Volta, Alessandro**, (1745-1827), fue conde además de físico italiano, conocido por sus trabajos sobre la electricidad. Nació en Como y estudió allí, en la escuela pública. En 1774 fue profesor de física en la Escuela Regia de Como y al año siguiente inventó el electróforo, un instrumento que producía cargas eléctricas. Durante 1776 y 1777 se dedicó a la química, estudió la electricidad atmosférica e ideó experimentos como la ignición de gases mediante una chispa eléctrica en un recipiente cerrado. En 1779 fue profesor de física en la Universidad de Pavía, cátedra que ocupó durante 25 años. Hacia 1800 había desarrollado la llamada pila de Volta, precursora de la batería eléctrica, que producía un flujo estable de electricidad. Por su trabajo en el campo de la electricidad, Napoleón le nombró conde en 1801. La unidad eléctrica conocida como voltio recibió ese nombre en su honor.

2.2.2 EFECTO PELTIER

El científico escocés William Thomson y un poco más tarde Lord Kelvin, descubre en 1854 que la diferencia de temperatura que existe entre dos puntos cualquiera de un conductor que transporta corriente absorbe calor dependiendo del material y la dirección de la corriente en el conductor, éste efecto "Thomson", muestra que el efecto Seebeck es un resultado de la combinación de los efectos de Peltier y Thomson. Los campos magnéticos demuestran la influencia que generan todos estos fenómenos termoeléctricos. Los dispositivos electrónicos que se basan en los efectos termoeléctricos se usan para medir temperatura, transferir calor ó generar electricidad.

"Si una corriente circula a través del termopar, la temperatura de la unión se incrementa y la temperatura en otras secciones se decrementa, el calor se transfiere desde una unión a otra, la cantidad de calor que se transfiere es directamente proporcional a la corriente y la dirección de transferencia se invierte si la corriente cambia de dirección". Este efecto puede considerarse como el inverso del efecto Seebeck y consiste en que al hacer pasar corriente eléctrica a través de la unión de dos conductores distintos en una determinada dirección produce enfriamiento, y al hacerla pasar en dirección contraria produce calentamiento en la unión.

La potencia calorífica generada o absorbida es proporcional a la corriente eléctrica y también depende de la temperatura de la unión y se expresa como:

$$\dot{Q}_p = \epsilon * I \tag{2.3}$$

Donde:

$\dot{Q}_p = Calor\ generado\ por\ efecto\ Peltier\ (W)$
$\epsilon = Coeficiente\ peltier\ (kg/s)$
$I = Intensisdad\ de\ corriente\ que\ pasa\ a\ taves\ de\ la\ unión\ (A)$

Por la primera ley de Kelvin tenemos:

$$\epsilon = \propto * T \tag{2.4}$$

Donde:

$\propto = Coeficiente\ de\ Seebeck\ de\ dos\ conductores\ distintos\ (V/°C)\ o\ (V/K)$
$T = Temperatura\ absoluta\ en\ la\ unión\ (K)$

2.2.3 ESTUDIO Y APLICACIONES

En el estudio de aplicaciones que pueden usar la refrigeración termoeléctrica, así como la elaboración de diferentes equipos de refrigeración que satisfagan las necesidades actuales en este campo hay que tener en cuenta que la refrigeración por métodos termoeléctricos podría sustituir en bastantes casos a los sistemas de refrigeración actuales, eliminando así el uso de los CFC, gases contaminantes que destruyen de la capa de ozono. Además de esta, la refrigeración termoeléctrica posee diversas ventajas, entre las que se pueden destacar:

1. Producción de frío y calor indistintamente simplemente invirtiendo la polaridad de la tensión aplicada.
2. Ser totalmente silenciosas, así como no producir vibraciones.
3. Fácil variación de la potencia refrigerante, actuando sobre la tensión de alimentación.
4. No necesitan mantenimiento.
5. No posee elementos móviles.
6. Asegura la estanqueidad del elemento a refrigerar.
7. Puede funcionar en cualquier posición.

En función de las características de la refrigeración termoeléctrica expuestas, el campo de estudio y aplicación de esta es muy amplio. Es posible el estudio de aplicaciones concretas tales como: refrigeración de cuadros eléctricos, refrigeración de frigoríficos portátiles. Son importantes las aplicaciones alternativas que puedan utilizar

termoeléctrico, como pueden ser aplicaciones en medicina, sistemas de refrigeración de aire acondicionado para habitáculos reducidos, etc.

2.2.4 REFRIGERACIÓN POR TERMOELÉCTRICIDAD

En la refrigeración termoeléctrica no hay partes móviles, puesto que la energía eléctrica es la que realiza el trabajo. Con una analogía con el sistema mecánico de compresión de vapores el cual la transferencia de calor se lleva a cabo gracias al refrigerante, en la refrigeración termoeléctrica es hecha por los semiconductores. En este tipo de refrigeración se da gracitas la diferencia de temperatura a través de una tensión eléctrica, no se tenían aplicaciones concretas puesto que los rendimientos que se obtenían entre los metales y sus uniones era bajo y tenía una influencia importante en el bajo COP. Con los avances tecnológicos, se han hecho pruebas a materiales como el cristal de Telurio de Bismuto que tienen propiedades particulares para la transferencia de calor, de una zona a otra. Gracias a la unión de este semiconductor con un metal, se consigue que los electrones y los huecos, sean los que transporten el calor comportándose de manera idéntica al sistema mecánico de compresión de vapores. Por su gran ventaja de no tener partes móviles y ningún fluido. Se tiene un bajo mantenimiento y aumento de su vida útil. Con una gran restricción que todavía no se utilizan en grandes capacidades de enfriamiento. Para comprender el funcionamiento tienen dos conexiones metálicas por las que son unidas a un material semiconductor tipo N como se observa en la Fig.2.13, el voltaje que se aplica hace que los portadores negativos abandonen la conexión metálica en un extremo, fluyan a través del material N y después penetren en el otro conductor metálico produciéndose en este proceso una absorción de calor (zona fría). Por otro lado en la terminal los electrones impulsados por el voltaje aplicado pasan del semiconductor al metal liberando calor (zona caliente).

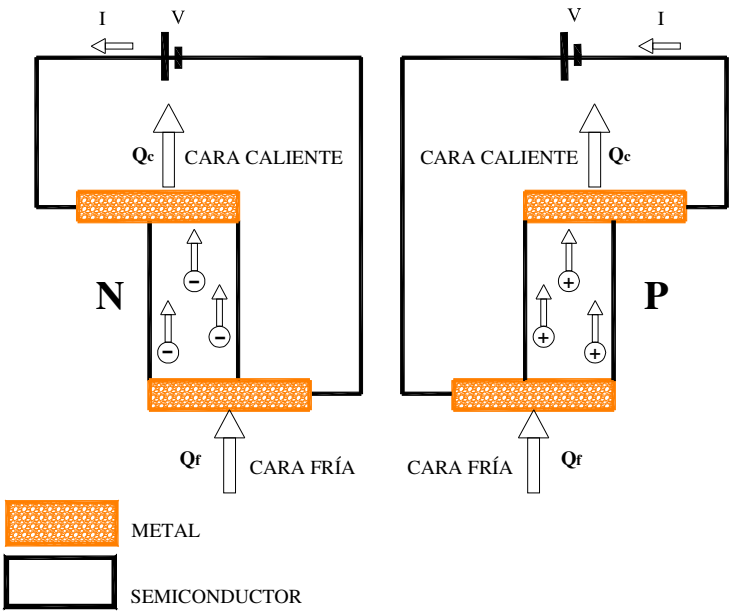


Fig. 2.13 Esquema de los semiconductores por Efecto Peltier [5].

Donde:

$V = Es\ la\ tensión\ eléctrica\ de\ alimentación\ (V)$
$I = Corriente\ elétrica\ (A)$
$Q = Calor\ que\ es\ transportaado\ de\ una\ zona\ otra\ (W)$

Lo electrones o huecos que transportan calor son dependientes de la cantidad del número de los semiconductores, ese movimiento es originado por la corriente eléctrica, el calor es cedido cuando pasa por el metal y absorbido por el cristal cuando inicia su movimiento. Por lo tanto el calor que se absorbe en la parte fría va a ser proporcional a la corriente que pasa por el semiconductor. En la Fig. 2.14 se observan de las energías en movimiento, entre las caras de un semiconductor, junto a los circuitos equivalentes eléctrico y térmico.

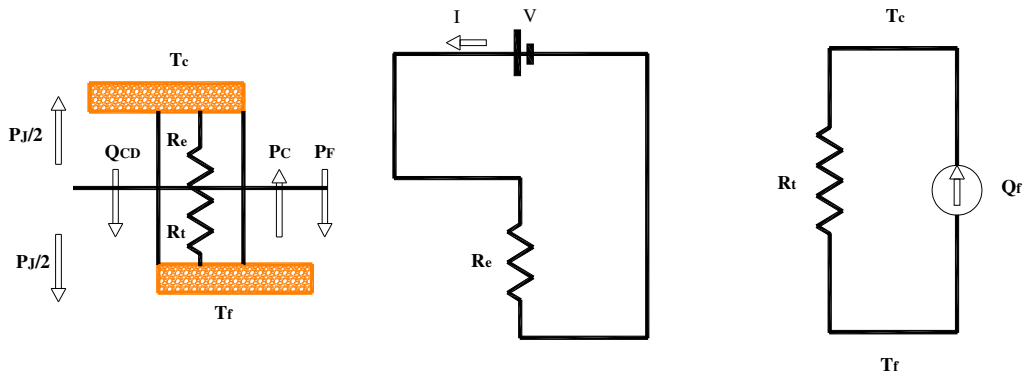


Fig. 2.14 Circuitos equivalentes de la resistencia térmica [5].

Donde:

$T_f = Temperatura\ de\ la\ cara\ fría\ (°C)$
$T_c = Temperatura\ de\ la\ cara\ caliente\ (°C)$

La eficiencia del semiconductor puede aumentar cuando se unen con más parejas de tal forma que eléctricamente quedan conectados en serie y térmicamente en paralelo. Dando como resultado que una misma corriente eléctrica realiza el doble de transferencia de calor. Este arreglo se conoce como Módulo por Efecto Peltier como se aprecia en la Fig. 2.15.

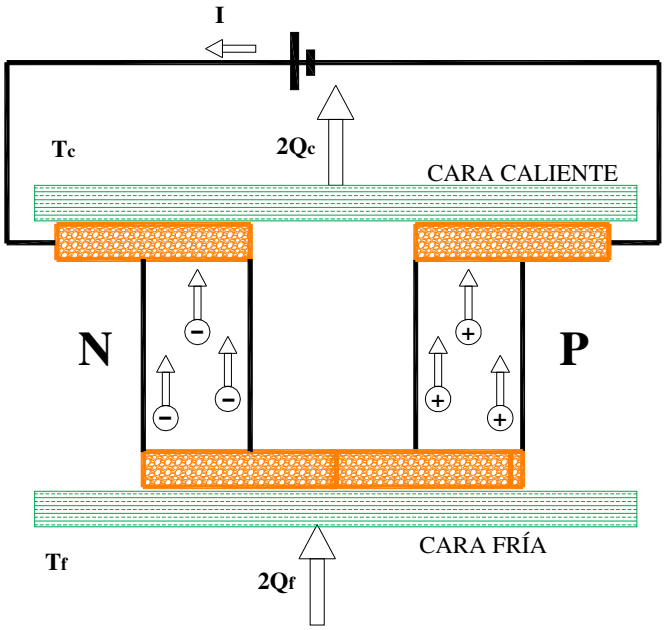


Fig. 2.15 Modulo por Efecto Peltier [5].

El Módulo Peltier es un conjunto de pares de tipo P y N que son conectados en serie eléctricamente y en paralelo térmicamente, se sitúan entre dos placas cerámicas metalizadas, que proporcionan aislamiento eléctrico y excelente conducción térmica. En la Fig. 2.16 se muestran los circuitos equivalentes eléctrico y térmico de una célula.

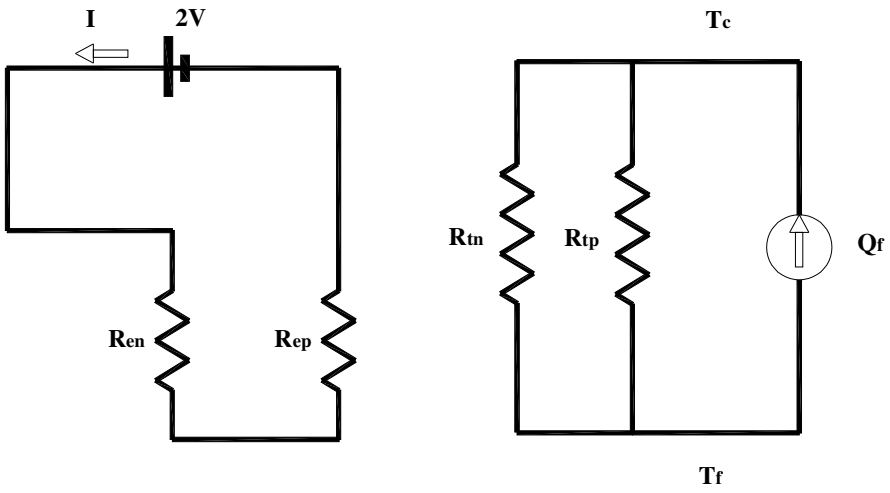


Fig. 2.16 Circuitos eléctrico y térmico de una pareja de semiconductores [5].

En el mercado nacional e internacional los Módulos Termoeléctricos se comercializan con una gran variedad de tamaños, corrientes, tensiones, formas y potencias de enfriamiento. Estos se buscando para una aplicación concreta y obtener el máximo transporte de calor con un mínimo trabajo externo consumido, lo que da como consecuencia un alto coeficiente de operación.

En la Fig. 2.17 se muestra un esquema, la estructura interna típica así como los módulos termoeléctricos, también se puede apreciar la disposición de las parejas y una capa de cerámica de alúmina que impida que se produzcan un cortocircuito eléctrico, al colocar una superficie metálica sobre ellas.

Los principales parámetros que se definen en torno a un modulo Peltier son:

$T_f = Temperatura\ de\ la\ cara\ fría$ (℃)
$T_c = Temperatura\ de\ la\ cara\ caliente$ (℃)
$T_{amb} = Temperatura\ ambiente$ (℃)
$\Delta T = |T_c - T_f| = Diferencia\ de\ temperaturas\ entre\ las\ dos\ caras$ (℃)
$\dot{W}_e = Potencia\ eléctrica; poder\ de\ transferencia\ de\ calor\ de\ una\ cara\ a\ otra\ (W)$

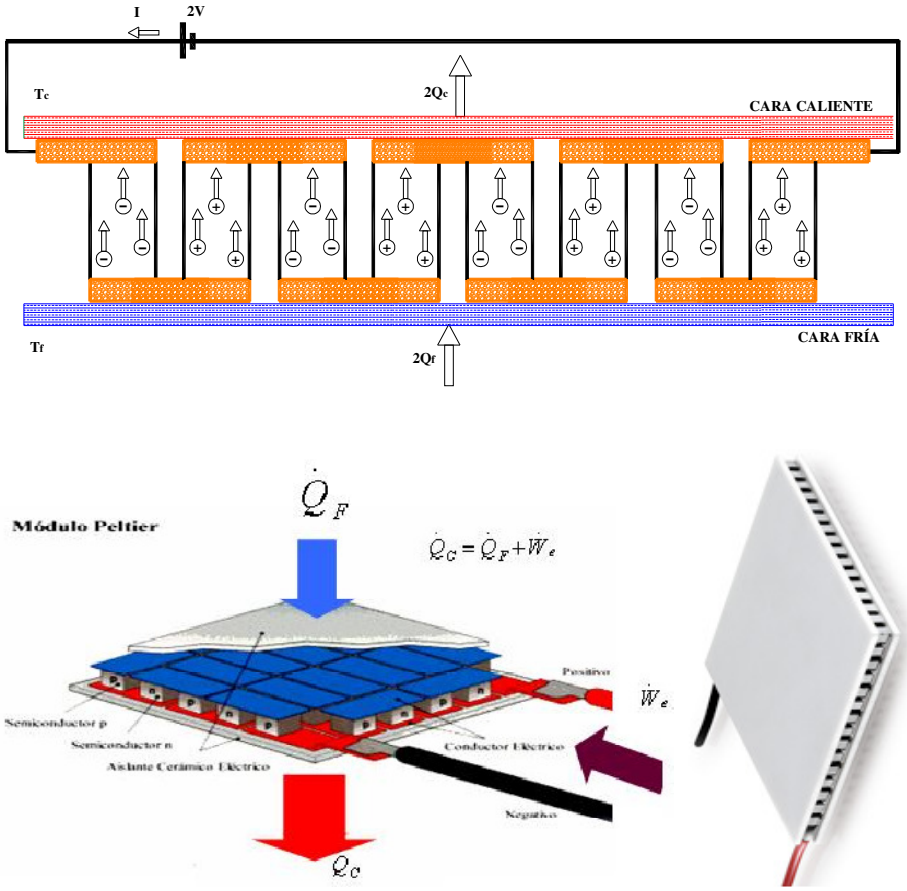


Fig. 2.17 Esquema, estructura interna y modulo termoeléctrico típico [5].

Cuando se tienen condiciones ideales, sin irreversibilidades y con resistencias térmicas infinitas, la cantidad de calor en las dos direcciones se denomina Potencia Termoeléctrica y se expresa con las siguientes funciones, en función del número de semiconductores y

para fines prácticos dado que el numero de semiconductores es el mismo para las dos partes y se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_f = P_f = \alpha * I * T_f \tag{2.5}$$

$$\dot{Q}_{caliente} = P_c = \alpha * I * T_c \tag{2.6}$$

Donde:

$\dot{Q}_f = Calor\ de\ la\ cara\ fria\ (W)$
$\dot{Q}_{caliente} = Calor\ de\ la\ cara\ caliente\ (W)$

CAPÍTULO III

"INSTALACIÓN EXPERIMENTAL"

En este capítulo se explica a detalle la descripción de la instalación experimental, se realizó la selección y calibración de instrumentos de medición, la metodología de cálculo de los principales parámetros y posteriormente se desarrollaron las pruebas experimentales necesarias para cubrir nuestro objetivo.

3.1 INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

La instalación experimental que se describe a continuación. Se encuentra en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada **(**LABINTHAP**)** de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME) de la Unidad Profesional Adolfo López (UPALM) del Instituto Politécnico Nacional (IPN): un compresor, un condensador, tres válvulas de expansión (válvula termostática, válvula automática y tubo capilar), dos evaporadores, un panel de control con interruptor principal e interruptor del compresor, un panel de control para variar la carga de aire de enfriamiento del condensador y evaporadores, dos termostatos para controlar la carga de los evaporadores, dos rotámetros para conocer el caudal, ocho manómetros tipo Bourdon para medir las diferentes presiones, un deshidratador, un filtro de refrigerante, dos válvulas solenoides y diferentes válvulas de apertura y cierre de liquido y gas refrigerante. En la Fig. 3.1 se muestra el equipo de refrigeración.

Este equipo de refrigeración ocupa el refrigerante M049Plus registrado por la empresa Dupont. Este es un refrigerante ecológico de nueva generación, no contamina el medio ambiente es reemplazo del R-12. Entre sus aplicaciones están la *refrigeración doméstica,* aire acondicionado automotriz diseñados para R-12, refrigeración comercial de temperatura media, tales como: equipos de conservación de supermercados, equipos de almacenamiento de alimentos. Entre los beneficios de usar este refrigerante tenemos conversión fácil, rápida y menos costosa, no daña la capa de ozono y es compatible con todos los tipos de aceite AM (Aceite Mineral), AB (Alquil Benceno) y POE (Polyolester). Además permite continuar utilizando el equipo existente y puede ser recargado el equipo después de presentarse una fuga. Por su desempeño provee una similar o mejor capacidad de enfriamiento, como consecuencia mejora el COP del equipo. También se requiere de un 10% a 15% menos cantidad de masa comparado con el R-12.

Fig. 3.1 Equipo experimental de refrigeración de baja capacidad.

3.2 DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN

3.2.1 CONDENSADOR

El condensador es un intercambiador de calor en forma de serpentín con aletas, la separación entre vueltas es de 0.1 m, con un diámetro aproximado de 1/2 plg, el cual es enfriado por un ventilador marca omega de 3/4 hp conectado en la parte trasera, así como un manómetro a la entrada y uno a la salida, con una capacidad de 5.52 kW (1.5 TR). En la Fig. 3.2 se observa el condensador del equipo de refrigeración.

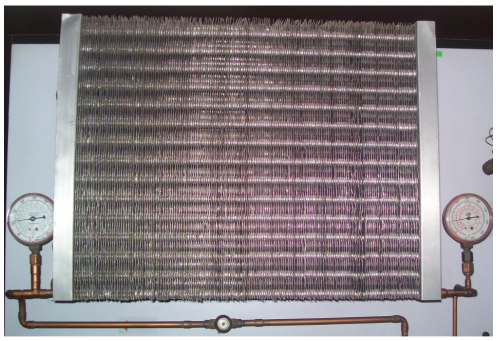


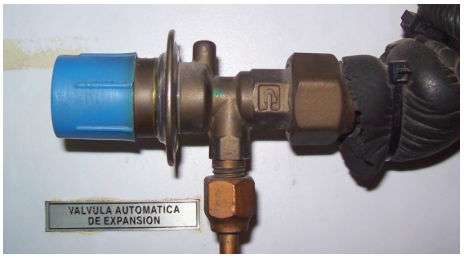
Fig. 3.2 Condensador.

3.2.2 VALVULAS DE EXPANSIÓN

El equipo cuenta con tres elementos restrictivos, con los cuales se pueden realizar diferentes pruebas experimentales. En la Fig. 3.3 se observa lo siguiente; a) válvula de expansión termostática (VET) marca danfoss, b) tubo capilar y c) válvula de expansión automática; cada uno de estos cuenta con una válvula manual de apertura y cierre.

a) VET.

b) Tubo capilar.



c) Válvula automática de expansión

Fig. 3.3 Válvulas de expansión (elementos regula dores de flujo).

3.2.3 EVAPORADORES

Los evaporadores son intercambiadores de calor en forma de serpentín con aletas, la separación entre vueltas es de 0.1 m, con un diámetro aproximado de 1/2 plg, el cual es

enfriado por un ventilador marca omeega de 1/2 hp conectado en la parte frontal con una capacidad de 5.52 kW (1.5 TR). En la Fig. 3.4 se observa el condensador del equipo de refrigeración, cabe mencionar que este componente es el que realiza la refrigeración útil (es el que extrae calor a una sustancia o fluido).

Fig. 3.4 Evaporadores 1 y 2.

3.2.4 COMPRESOR

Es un compresor semihermetico fraccionario marca bohn embraco, modelo NEK 6212Z de ½ HP, con una capacidad de 1304 kcal/hr (5178 BTU/hr). Un peso de 11.6 kg (25.57 lbs), tiene las siguientes dimensiones alto 0.206 m, ancho 0.242 m y 0.17m de diámetro. Con una corriente máxima de 8.95 A, consumo de 766 Watts, el tipo de rotor de arranque es capacitivo y de operación inductivo. Con las siguientes temperaturas de aplicación:

1. Temperatura de evaporación igual a 7.22 °C (45 F).
2. Temperatura de condensación igual a 54.4 °C (130 F).
3. Temperatura de gas de retorno igual a 32 °C (90 F).
4. Temperatura ambiente igual a 35 °C (95 F).
5. Temperatura del líquido igual a 32 °C (90 F).

Este compresor está cargado de aceite polyolester (POE22) aproximadamente 0.35 litros (de fabriación). En la Fig. 3.5 se puede apreciar este componente en el sistema de refrigeración.

Fig. 3.5 Compresor semihermetico.

3.2.5 PANEL DE CONTROL

El panel de control tiene un interruptor de encendido principal, un interruptor de encendido y apagado del compresor así como cada uno de sus respectivos leds indicadores de funcionamiento. También está integrado un volmetro que mide tensión de C.A. con un alcance de 0 a 150 V y una resolución de 5 V. Por otra parte cuenta con un amperímetro que mide corriente eléctrica de C.A. con un alcance de 0 a 30 A y una resolución de 1 A. Un wattmetro que mide la potencia a la que trabaja el compresor con un alcance de 0 a 300 W y una resolución de 50 W. Un termómetro que mide °C (F) con un alcance de 50 a 150 °C (120 a 300 F) con una resolución de 2°C (2 F) y otro con un alcance –45.6 a 54.4 °C (-50 a 130 F) una resolución de 2°C (2 F). En la Fig. 3.6 podemos observar lo antes mencionado.

Fig. 3.6 Panel de control principal.

3.2.6 PANEL DE CONTROL DE CONDENSADOR Y EVAPORADORES

Este panel de control cuenta con reguladores que incrementa las rpm para regular el flujo de aire al condensador y evaporadores. Para que estos puedan ser enfriados por convección forzada. Cada uno con sus respectivos leds de encendido y apagado. También dos interruptores para accionar dos válvulas solenoides, cada uno con un led indicador de abertura o cierre. En la Fig. 3.7 podemos apreciar este componente.

Fig. 3.7 Panel de control condensadores y evaporadores.

3.2.7 TERMOSTATOS

El equipo de refrigeración tiene dos termostatos para controlar la temperatura de los dos evaporadores. De marca Jonson Controls PENA, con un alcance de -34.4 a 37.8 °C (-30 a 100 F) y una resolución de -15 °C (5 F). En la Fig. 3.8 se pueden apreciar los dos termostatos.

Fig. 3.8 Termostatos del equipo de refrigeración.

3.3 DESCRIPCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN

3.3.1 MANÓMETROS DE TIPO BOURDON

El equipo de refrigeración cuenta con ocho manómetros de tipo Bourdon con los cuales se toma las presiones que se presentan en el sistema de refrigeración y se describen a continuación:

1. Manómetro 1: Se encuentra instalado a la salida del compresor en la parte de alta presión. Marca Avaly, con un alcance de 0 a 500 psi y una resolución de 5 psi, este será tomado como uno de los dos parámetros para hacer el ciclo de refrigeración; modelo VA-G500-MR, descripción de refrigerante de alta presión.
2. Manómetro 2: Instalado a la entrada del condensador en la parte de alta presión. De marca Yellow Jack, con un alcance de 0 a 500 psi y una resolución de 5 psi; modelo fluterless, descripción de refrigerante de alta presión.
3. Manómetro 3: Se encuentra instalado a la salida del condensador en la parte de alta presión. De marca J/B, con un alcance de 0 a 500 psi y una resolución de 5 psi; modelo Recal.
4. Manómetro 4: Se encuentra instalado en la salida del los elementos de restricción (válvulas de expansión) en la parte de baja presión: De marca Robinair, con un alcance de -30 a 350 psi; y una resolución de 1 psi.
5. Manómetro 5: Se encuentra instalado en la entrada del evaporador número uno en la parte de baja presión. De marca Robinair, con un alcance de -30 a 350 psi; y una resolución de 1 psi.

6. Manómetro 6: Se encuentra instalado en la entrada del evaporador número dos en la parte de baja presión. De marca Robinair, con un alcance de -30 a 350 psi; y una resolución de 1 psi.
7. Manómetro 7: Se encuentra instalado en la salida del evaporador número dos en la parte de baja presión. De marca Robinair, con un alcance de -30 a 350 psi y una resolución de 1 psi.
8. Manómetro 5: Se encuentra instalado en la entrada del compresor en la parte de baja presión, marca Robinair, con un alcance de -30 a 350 psi y una resolución de 1 psi.

Estos manómetros están diseñados para refrigerantes R-134a, R-404A, R-12, R-22, estos se pueden utilizar para el refrigerante que tiene el sistema de refrigeración M049Plus puesto que es un reemplazo para el R-12 el cual era el refrigerante original. En la Fig. 3.8 se puede observar el manómetro antes descrito.

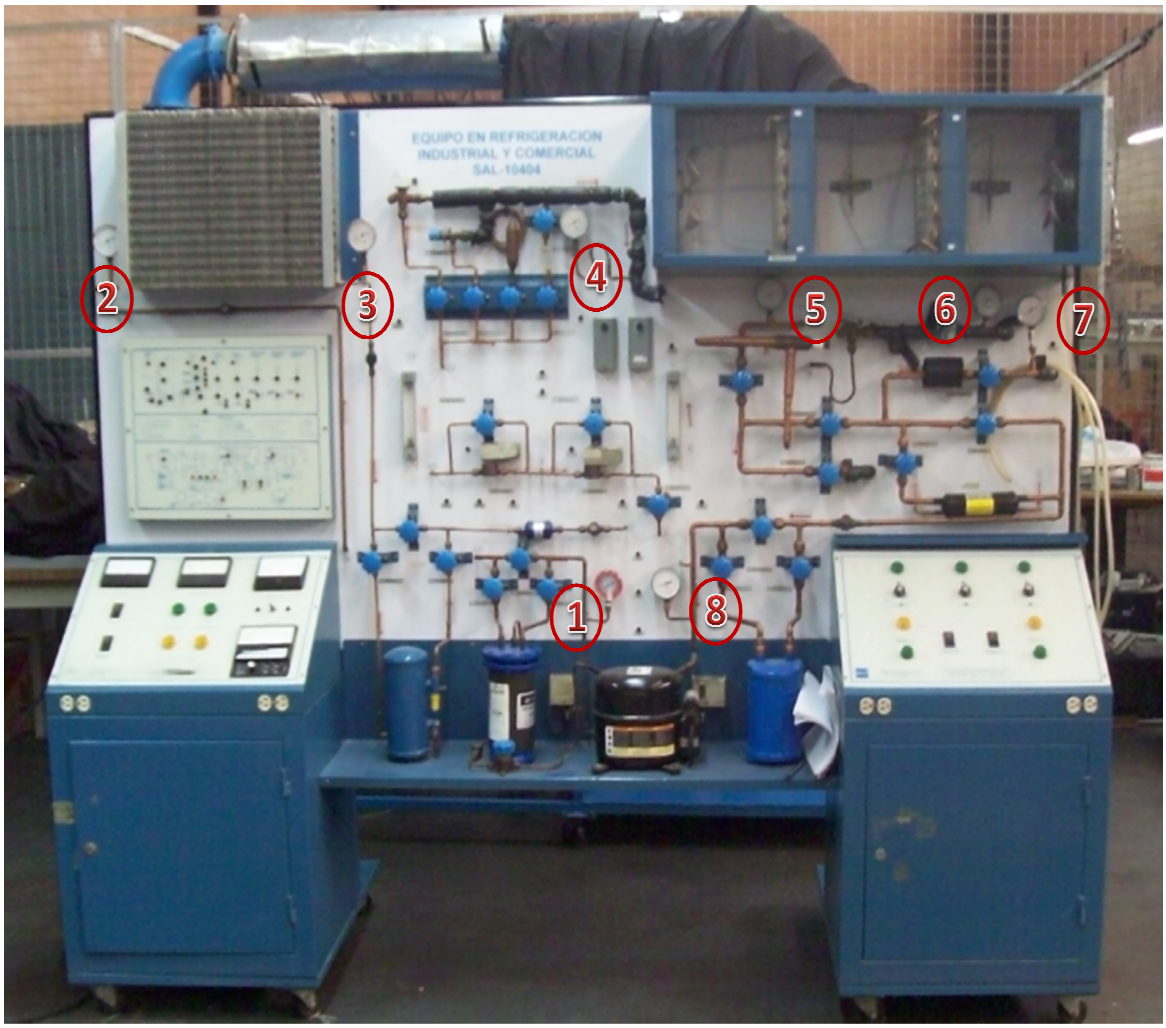


Fig. 3.9 Manómetros distribuidos en el sistema de refrigeración con su numeración respectiva.

3.3.2 ROTÁMETROS

El equipo experimental cuenta con dos rotámetros para medir el caudal de refrigerante líquido. Modelo 10C, fluido freon 12, caudal 25 gr/s, tubo T38L, S/N 96041504, con un alcance de 0 a 25 gr/s y una resolución de 1 gr/s. En la Fig. 3.10 se aprecian los rotámetros antes mencionados.

Fig. 3.10 Rotámetro del equipo de refrigeración 1 y 2.

3.4 FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN

Para el funcionamiento del sistema de refrigeración experimental se siguen los siguientes pasos:

1. Conectar el equipo a la corriente normal de 120-127 V CA.
2. Checar que las válvulas de mano estén totalmente abiertas.
3. Encendido del equipo de refrigeración con el interruptor principal.
4. Encendido del compresor con el interruptor de esté.
5. Toma de lecturas:
   a. Presiones.
   b. Caudal.
   c. Temperatura.
   d. Corriente.
   e. Tensión.
6. Tomar las lecturas en estado transitorio.
7. Tomar las lecturas en estado estable, este régimen se alcanza una hora después de encendido.

3.5 DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN DEL MÓDULO TERMOELÉCTRICO

3.5.1 MÓDULO TERMOELÉCTRICO

El modulo termoeléctrico se encuentra en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada **(**LABINTHAP**)** de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

(ESIME) de la Unidad Profesional Adolfo López (UPALM) del Instituto Politécnico Nacional (IPN). Se utiliza un sistema hidráulico y una caldera de agua con tres resistencias. El módulo termoeléctrico es de la marca TE Technology inc, modelo LC200; con capacidad de 200 W a una diferencia de temperatura 6-8°C (42.8-46.8). Este componente refrigera agua; y a su vez el módulo es enfriado por aire. Entre sus aplicaciones podemos citar los siguientes ejemplos:

1. Instrumentos de laboratorio.
2. Un diodo laser de refrigeración.
3. Productos médicos.
4. Recirculación de enfriadores.
5. Baños de temperatura.

Todos los módulos Peltier enfriadores de líquido puede ser personalizado con inserciones de remolino en el circuito de líquido para mejorar la eficiencia en las tasas de flujo bajo. Este módulo es alimentado por 24 V CC y es compatible con el RS-232-36-TC 25 y TC-48-20 controladores de temperatura de la serie. En la Fig. 3.11 se puede observar conectado para realizar las pruebas experimentales.

a) Modulo termoeléctrico posterior. b) Modulo termoeléctrico vista frontal.

Fig. 3.11 Modulo termoeléctrico para pruebas experimentales.

3.5.2 CARACTERÍSTICAS DEL MÓDULO TERMOÉLECTRICO LC200

El modulo termoeléctrico que se uso para realizar el subenfriamiento a la salida de condensador es de la empresa Cooler TETECHNOLOGY, INC, con sede en Estados Unidos en 1590 Keane Dr, Traverse City, a una tensión eléctrica típico de 24 VDC a 14.1 A, una tensión eléctrica máximo de 24 VDC a 17.3 A, el ventilador utiliza una tensión de 24 VCD a 1A, con un peso de 5.8 kg, y tiene las siguientes características:

1) Una alta densidad de disipar calor por la aleta y ocho pasos de un intercambiador por el que pasan líquido dan gran capacidad de refrigeración en un tamaño relativamente pequeño.

2) Útil en productos médicos, enfriadores de recirculación, refrigeradores láser de diodo, baños de temperatura, instrumentos de laboratorio, etc.
3) El refrigerador puede ser fácilmente personalizada para empresas de producción, las órdenes para satisfacer sus necesidades.
4) Se puede personalizar con inserciones de remolino en los circuitos de líquido para mejorar la transferencia de calor en las tasas de flujo bajo.
5) Rosca encuentra en el intercambiador de líquido proporciona para facilitar la sujeción de un sensor de temperatura.

El rendimiento se basa en el flujo de aire que proporciona el ventilador sin restricciones y las tomas de corriente de aire y $1.6\ l/min$ de agua de caudal a través del intercambiador de calor. El fabricante recomienda lo siguiente:

1. No poner en funcionamiento si la temperatura ambiente supera los 70 ° C.
2. No hacer funcionar a temperaturas del aire por debajo de -10 ° C.
3. No congelar el líquido.
4. No exceder la presión de $205\ kPa = 30\ Psi$ de agua.

La forma de conectarse se da a conocer en el siguiente capítulo y las hojas de especificaciones se añaden en el Anexo 2.

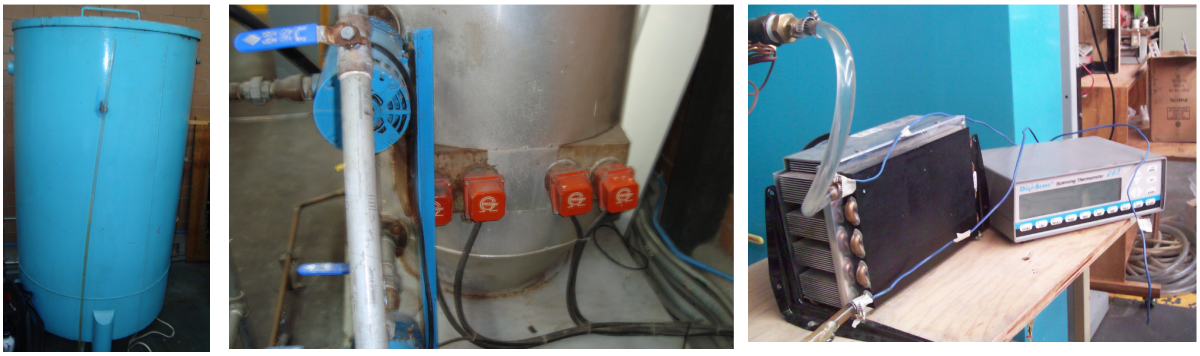
3.5.3 FUENTE ELÉCTRICA DEL MÓDULO TERMOELÉCTRICO

La fuente que utiliza el módulo termoeléctrico es de la marca TE Technology inc, con una tensión de entrada de 88-264 VCA a 47-63 Hz, y una tensión de salida de 24 VDC. Se puede ajustar la tensión de salida +/- 10% a través de un potenciómetro de ajuste, a una corriente máxima de salida 20 A; sus dimensiones son 0.185x0.12x0.093 m. La refrigeración de los componentes electrónicos se da por medio de un ventilador, la velocidad de este se regula mediante un sensor de temperatura interna. La temperatura ambiente máxima de la fuente es de 50 °C, Fig. 3.12 se puede ver la fuente antes descrita.

Fig. 3.12 Fuente eléctrica para el funcionamiento del modulo termoeléctrico.

3.5.4 CIRCUITO HIDRÁULICO

El circuito hidráulico lleva agua de un depósito cilíndrico vertical de 0.7 m de diámetro y 2.0 m de altura por medio de una bomba centrífuga de 1/4 de hp. Este tanque contiene un banco de resistencias eléctricas, para calentar el agua a la temperatura de 30 °C que es la temperatura que se tiene en la salida del condensador. El fluido líquido (agua) es impulsado por una bomba centrífuga de 2 hp. El flujo llega al módulo termoeléctrico por una tubería que tiene válvulas de globo para abrir o cerrar y es medido por un rotámetro colocado antes de la entrada. En la Fig. 3.13 se muestran el arreglo, el procedimiento para su uso se puede ver en [41].



a) Tanque de almacenamiento de agua.

b) Deposito de agua con banco de resistencia.

c) Conexiones hidráulicas hacia el modulo termoeléctrico.

Fig. 3.13 Circuito hidráulico.

3.6 METODOLOGÍA EMPLEADA PARA LAREALIZACIÓN DE PRUEBAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En primera instancia para realizar los cálculos del ciclo de refrigeración se siguen los siguientes pasos:

1. Registro de la presión y temperatura ambiente con una estación meteorológica.
2. Energización del equipo con interruptor principal.
3. Energización del compresor con su respectivo interruptor.
4. Apertura la Válvula de Expansión Termostática (VET) o la Válvula de Expansión Automática según sea el caso.
5. Ajuste de la velocidad del ventilador que enfría el condensador con un variador de velocidades (775, 1162.5 y 1550 rpm).
6. Registro de todas las presiones del sistema con los manómetros numerados del 1 al 8.
7. Registro de las temperaturas con los termopares tipo J (a la salida del evaporador, a la salida del compresor y a la salida del condensador) esto se registra en una pantalla.

3.6.1 MATRIZ EXPERIMENTAL

Velocidad del ventilador que enfría al condensador **(rpm)**	**Válvula de Expansión Termostática (VET)**		**Válvula de Expansión Automática**	
	Presiones (manómetros)	Temperaturas (termopares)	Presiones (manómetros)	Temperaturas (termopares)
775	1, 3, 4 y 7	1, 3 y 7	1, 3, 4 y 7	1, 3 y 7
1162.5	1, 3, 4 y 7	1, 3 y 7	1, 3, 4 y 7	1, 3 y 7
1550	1, 3, 4 y 7	1, 3 y 7	1, 3, 4 y 7	1, 3 y 7

El equipo de refrigeración es necesario dejarlo trabajar una hora para que se pueda estabilizar, después se realizaron los pasos 6 y 7 cada 45 minutos, hasta tener una mínima variación de presión y temperatura (después de repetir 5 veces lo dicho anteriormente). Posteriormente con los datos obtenidos se procede a hacer el cálculo de la entalpia y entropía de la siguiente manera:

1. Entalpía y entropía 1; como vapor sobrecalentado a temperatura y presión a la salida del evaporador.
2. Entalpía y entropía 2; como vapor sobrecalentado a temperatura y presión a la salida del compresor.
3. Entalpía y entropía 3; como liquido saturado a temperatura a la salida del condensador.
4. Entalpía 4; es el mismo valor que la entalpía 3.
5. Entropía 4; con el valor de entalpía 3 a presión a la salida de la válvula de expansión.

Con estos datos obtenidos se procede a utilizar (1.5), (1.7), (1.8), (1.9) y (1.10) para poder calcular el COP, trabajo del compresor, calor en el condensador y evaporador respectivamente.

3.7 DESCRIPCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN DE LA INSTALACIÓN DEL MÓDULO TERMOELÉCTRICO

3.7.1 TERMOPARES

Los termopares que se utilizaron para medir las diferentes temperaturas tanto en el módulo termoeléctrico como en el sistema de refrigeración son de tipo J (Hierro/Constantán); con un limitado rango. Son ideales para usar en viejos equipos que no aceptan el uso de termopares más modernos. El tipo J no puede usarse a temperaturas superiores a 760 °C ya que una abrupta transformación magnética causa un desajuste permanente. Tienen un rango de -40 °C a +750 °C y una sensibilidad de ~52 µV/° C. Es afectado por la corrosión, Fig. 3.14 se observa la pantalla en la cual se puede observar temperatura.

Fig. 3.14 Termopares tipo J colocados en la pantalla para lectura de temperaturas.

3.8 METODOLOGÍA EMPLEADA PARA USAR EL MÓDULO TERMOELÉCTRICO.

Para realizar el subenfriamiento a la salida del condensador se tiene lo siguiente, como el módulo que se tiene no soportaba la presión de la salida del condensador (aproximadamente 900 kPa), las pruebas se realizan en una instalación hidráulica descrita anteriormente. Ya que se utilizó como refrigerante agua se calculó el calor disipado de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua} * C_{p,agua} * (T_{ent} - T_{sal}) \tag{3.1}$$

Como se tiene la condición de $\dot{m}_{agua} \cong \dot{m}_{refrigerante}$, de acuerdo a las curvas experimentales del módulo termoeléctrico (Anexo 2), se iguala el calor que obtuvo en (2.23) como calor de subenfrimiento ($\dot{Q}_{agua} = \dot{Q}_{subenfriamiento}$).

Con las condiciones antes descritas se obtiene la entalpia de subenfriamiento de la siguiente manera:

$$h_3{}' = h_3 - \frac{\dot{Q}_{subenfriamiento}}{\dot{m}_{refrigerante}} \tag{3.2}$$

También se calcula el equivalente de trabajo mecánico del módulo con:

$$P = V_{MT} I_{MT} \tag{3.3}$$

Por último para calcular el COP con un subenfriamiento se utiliza la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_T} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_3{}')}{\dot{W}_c + \dot{W}_{MT}} \tag{3.4}$$

Donde:

$COP = Coeficiente\ de\ operación\ (Adimensional)$
$\dot{W}_T = Trabajo\ total\ (W)$
$\dot{W}_{MT} = Trabajo\ del\ módulo\ termoeléctrico\ (W)$
$\dot{W}_c = Trabajo\ realizado\ por\ el\ compresor\ (W)$
$\dot{m} = \ Flujo\ masico\ del\ refrigerante\ (kg/s)$
$\dot{Q}_{agua} = Calor\ que\ puede\ retirar\ el\ MT\ (W)$
$\dot{m}_{agua} = Flujo\ masico\ del\ agua\ (kg/s)$
$C_{p,agua} = Calor\ especifico\ del\ agua\ (kJ/kg - K)$
$T_{ent} = Temperatura\ de\ entrada\ al\ MT$ (°C)
$T_{sal} = Temperatura\ de\ salida\ al\ MT$ (°C)
$h_3{}' = Entalpia\ del\ punto\ de\ subenfriamiento\ (kJ/kg)$
$P = Equivalente\ del\ trabajo\ mecanico\ (W)$
$V_{MT} = Tension\ eléctrica\ del\ MT\ (V)$
$I_{MT} = Corriente\ eléctrica\ del\ MT\ (A)$
$\dot{Q}_e = Calor\ absirbido\ en\ el\ evaporador\ (W)$

CAPÍTULO IV

"ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS"

En este capítulo se trazan los diagramas P-h y T-s de equipo de refrigeración. Calculando el calor disipado en el evaporador, condensador, así como el trabajo del compresor y su coeficiente de operación COP. Enfriando el condensador con un ventilador, las pruebas experimentales se desarrollaron a 50% = 775 rpm y 100% =1550 rpm. Con dos elementos de restrictivos que fueron: Válvula de Expansión Termostática (VET) y Válvula de Expansión Automática. Después se realizo un subenfrimaiento con un Módulo Termoeléctrico (LC200) simulando la colocación a la salida del condensador.

4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

El análisis de resultados se muestra en dos partes, en la primera se obtuvierón los ciclos de refrigeración real y en la segunda se aplicó el subenfriamiento a la salida del condensador. Haciendo los diagramas P-h y T-S, con la Válvula de Expansión Termostática y la Válvula de Expansión Automática a dos diferentes velocidades del ventilador que enfría el condensador 775 rpm = 50 % de carga y 1550 rpm = 100 % de carga.

4.1.1 PRUEBAS CON LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA (VET)

4.1.1.1 CASO 1 A 775 RPM=50% DE CARGA DE AIRE DEL VENTILADOR DEL CONDENSADOR

Las presiones tomadas con manómetros y las temperaturas con termopares tipo J a la salida del evaporador, del compresor y del condensador, se calculan las propiedades termodinámicas en los puntos 1 al 4. Analizando los datos experimentales se puede decir lo siguiente; en la Fig. 4.1 se tiene un flujo másico de 0.023 kg/s, se observa como el refrigerante sale del evaporador como vapor sobrecalentado con una presión de 153.35 kPa y una entalpia de 385.1 kJ/kg, cabe mencionar que una parte del sobrecalentamiento se puede controlar con la válvula de expansión. Después el compresor eleva su presión hasta 836.33 kPa con una ganancia de entalpia de 50.1 kJ/kg para llegar hasta un valor de 435.20 kJ/kg, el compresor consume una potencia de 1.20 kW para llegar a estos valores. Posteriormente el refrigerante entra al condensador para ser convertido en una mezcla de liquido-vapor con una baja calidad, con una caída de presión de 836.33kPa hasta 822.54 kPa, teniendo un valor de entalpia 245.60 kJ/kg y por ultimo pasa por la válvula de expansión para bajar su presión hasta 157.20 kPa puesto que es un proceso isoentálpico tendrá el mismo valor de 245.60 kJ/kg. Por otro lado se puede observar que en el evaporador se registro una caída de presión de 6.9 kPa.

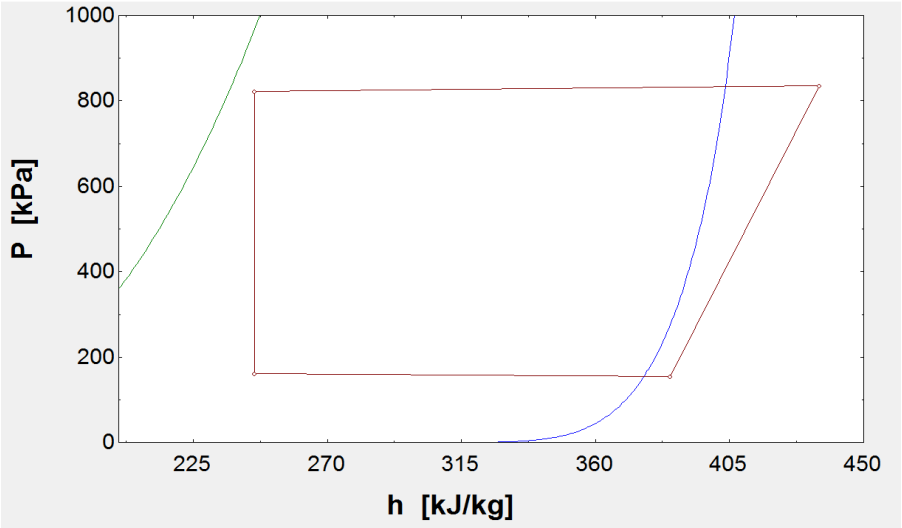


Fig. 4.1 Diagrama P-h ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador.

En la Fig. 4.2 se analiza que la temperatura de operación del evaporador es aproximadamente de -8 °C la cual para un equipo de refrigeración doméstica e industrial eso es bueno ya que solo es necesario conservar los alimentos. Se tiene un incremento de entropía de 0.585 kJ/kg-K en el evaporador causada por las irreversibilidades que se encuentran en el serpentín de enfriamiento, producidas principalmente por la temperatura ambiente. También la temperatura máxima a la que opera, se tuvo a la salida del compresor por lo que es un vapor sobrecalentado aproximadamente 60 °C con una entropía de 1.823 kJ/kg-K. El refrigerante llega al condensador el cual baja su temperatura hasta 32 °C, para que el refrigerante salga con una entropía de 1.198 kJ/kg-K, como el proceso no es isoentrópico, a la salida de la válvula de expansión se tiene un valor de 1.216 kJ/kg-K.

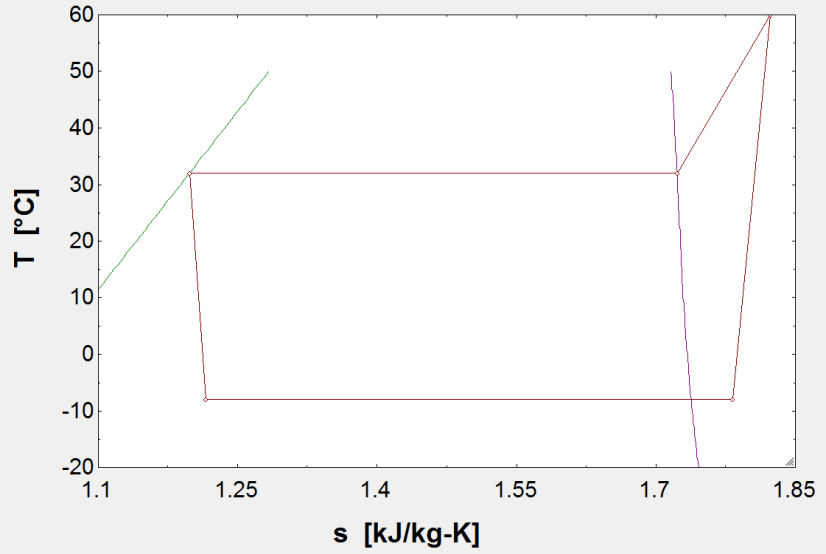


Fig. 4.2 Diagrama T-s ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 50%=775 rpm de carga, ventilador del condensador.

4.1.1.2 CASO 2 A 1550 RPM=100% DE CARGA DE AIRE DEL VENTILADOR DEL CONDENSADOR

En el diagrama de la Fig. 4.3 cuando se tiene un enfriamiento mayor en el condensador, a 1550 rpm del enfriamiento de condensador, el refrigerante con un flujo másico de 0.024 kg/s. A la salida del evaporador se encuentra en a una presión de 208.91 kPa con un valor de entalpia de 383.30 kJ/kg. Entra al compresor el cual realiza un trabajo de 1.11 kW se tiene una ganancia de calor y aumento de presión del refrigerante hasta el valor de 898.39 kPa y un valor de 429.50 kJ/kg, en el condensador se tiene una caída de presión de 898.39 kPa hasta 884.64 kPa. Con ese valor en la condición de liquido saturado resulta 241.20 kJ/kg esto se debe al enfriamiento forzado que se hace al condensador, permite que la válvula baje la presión y suministre en forma más liquida para así poder tener una mejor refrigeración. Como válvula de expansión se lleva a cabo un proceso isoentálpico a una presión de 157.20 kPa en la descarga de la misma, en el evaporador hay un incremento de presione con valor 51.71 kPa.

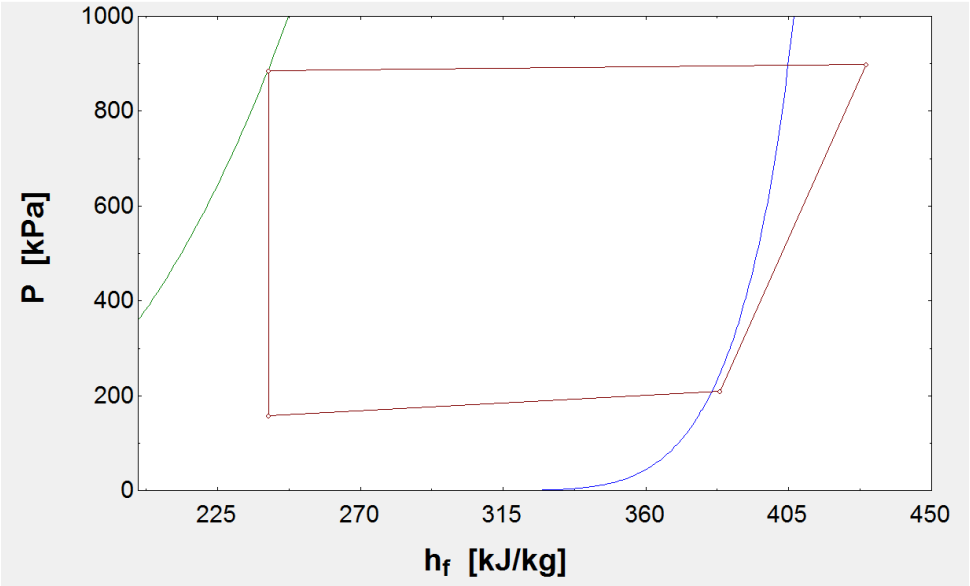


Fig. 4.3 Diagrama P-h ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador.

El la Fig. 4.4 se observa el diagrama T-s del ciclo de refrigeración a 1550 rpm del ventilador del condensador, a la salida del evaporador se tiene una temperatura de -10 °C. Con un valor 1.750 kJ/kg-K de entropía, para tener una máxima temperatura del ciclo de 55 °C y un incremento de entropía de 0.051 kJ/kg-K para llegar a un valor de 1.801 kJ/kg-K en el compresor. Después el refrigerante entra al condensador y este lo descarga a una temperatura de 29 °C con una entropía de 1.184 kJ/kg-K para pasar por ultimo a la valvula de expansión. Como en este elemento se maneja que se lleva a cabo un proceso isoéntropico tendrá el mismo valor de entropía de 1.184 kJ/kg-K.

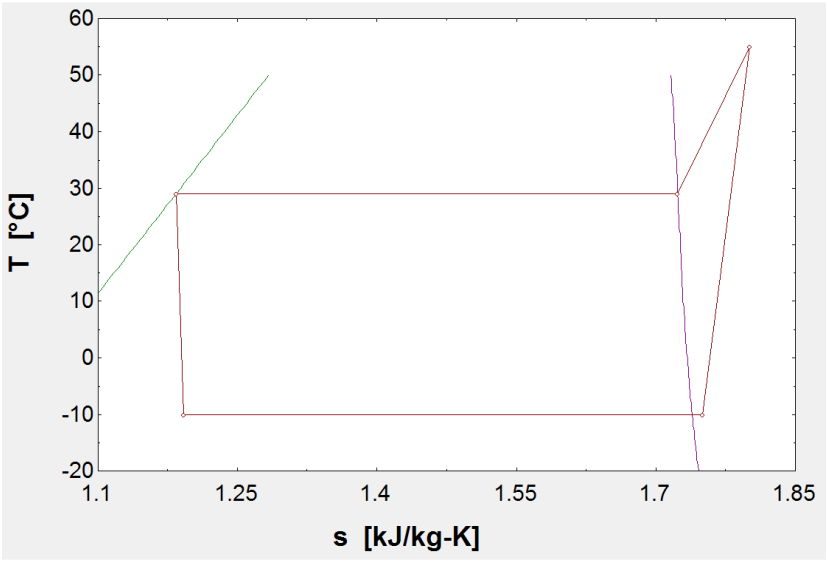


Fig. 4.4 Diagrama T-s ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador.

4.1.2 COMPARACIÓN DE CASO 1 Y 2

Por otro lado comparando ambos casos se tiene:

A la salida del evaporador, caso 1; 157.75 kPa y -8 °C, caso 2; 208.91 kPa y -10 °C, esto nos demuestra que ente mayor sea la presión que tenga el refrigerante a la entrada del compresor, menor es el riesgo que ingrese líquido al mismo, y cause una descompostura. La desventaja que se tiene es que la diferencia de entropía aumenta en un a aproximadamente en un 30% en el compresor. También en caso 1; temperatura máxima es de 60 °C y caso 2; temperatura máxima es de 55 °C, esto nos demuestra que el compresor realiza menos trabajo, puesto que no tiene que elevar más su temperatura. Posteriormente para el condensador caso 1; se tiene una diferencia de entalpías de 189.60 kJ/kg y diferencia de entropías de 0.625 kJ/kg-K, caso 2; con diferencia de entalpías de 188.30 kJ/kg-K y diferencia de entropías 0.617 kJ/kg-K da como consecuencia que este elemento realiza una condensación en menos tiempo gracias al enfriamiento mayor y es posible disminuir las irreversibilidades en este serpentín de condensación. Por último en la válvula de expansión, caso 1; se tiene una diferencia de presiones de 665.30 kPa, y en caso 2; hay una diferencia de presiones de 741.19 kPa. Como se puede apreciar es mayor en el segundo caso dado que este elemento no realiza trabajo o casi despreciable se puede afirma que no es un proceso isoentropico regulador de flujo y por lo tanto la diferencia de entropías es diferente a cero.

En los casos antes mencionados se muestran que los resultados obtenidos. Se observa como el enfriamiento en el condensador trae beneficios al sistema de refrigeración puesto que a 775 rpm hay un mayor trabajo realizado por el compresor igual a 1.15 KW a comparación cuando se tiene 1550 rpm con un trabajo de 1.11 kW, también en el calor que se puede retirar el evaporador va desde 3.21 kW hasta 3.41 kW y por consecuencia con el enfriamiento al 100% el COP subió hasta un valor de 3.07.

4.1.3 PRUEBAS CON LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN AUTOMÁTICA

4.1.3.1 CASO 3 A 775 RPM=50% DE CARGA DE AIRE DEL VENTILADOR DEL CONDENSADOR

Utilizando la válvula de expansión automática se obtuvo que las condiciones de presión y temperatura se puedan estabilizar en un periodo de tiempo mas cortó a diferencia de la VET. Pero su gran desventaja es que como solo trabajan a un rango de presión determinada no es factible en equipos con cargas de calor variables. Analizando la Fig. 4.5 con un flujo másico de 0.031 kg/s se tiene que en el punto 1 a la salida de evaporador se alcanza una presión de 174.44 kPa y 328.6 kJ/kg de entalpía con el refrigerante como vapor sobrecalentado. Entra al compresor y este lo descarga elevándole su presión hasta 836.33 kPa y como consecuencia el valor de la entalpia calculada es de 430.20 kJ/kg, después entra al condensador y se enfría con el aire que proporciona el ventilador, hay una caída de presión de 836.33 kPa hasta 822.54 kPa se tiene un refrigerante como

mezcla liquido-vapor de baja calidad. Para pasar finalmente por la válvula de expansión la cual se encarga de bajar la presión y suministrar el refrigerante al serpentín evaporativo en el cual se tiene una entalpia de 250 kJ/kg con una presión de 188.26 kPa. Cabe mencionar que en este elemento se obtuvo una caída de presión de 13.81 kPa.

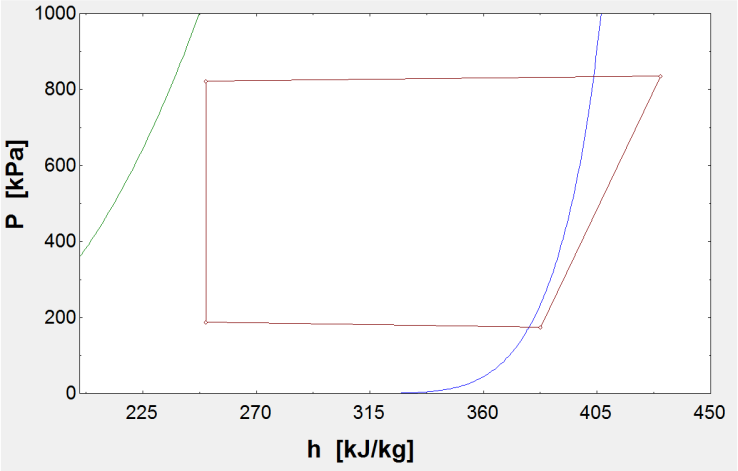


Fig. 4.5 Diagrama P-h ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Automática, al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador.

En la Fig.4.6 se puede observar en el diagrama T-s el siclo de refrigeración real con la válvula de expansión automática a 775 rpm del ventilador de enfriamiento del condensador. A la salida del evaporador se tiene una temperatura de -11°C y 1.763 kJ/kg-K de entropía, el compresor eleva la temperatura hasta 55°C teniendo un incremento de entropía de 0,045 kJ/kg-K hasta llegar a un valor de 1.808 kJ/kg-K. Después el refrigerante entra al condensador el cual hay una pérdida de calor dando como consecuencia una temperatura de 35°C y 1.212 kJ/kg-K. Por último entra a la válvula de expansión teniendo un descenso de temperatura de 35°C hasta -11°C y como el proceso no es isoentropico a la entrada se tiene 1.212 kJ/kg-K y a la salida de la válvula de expansión se tiene un valor de 1.229 kJ/kg-K.

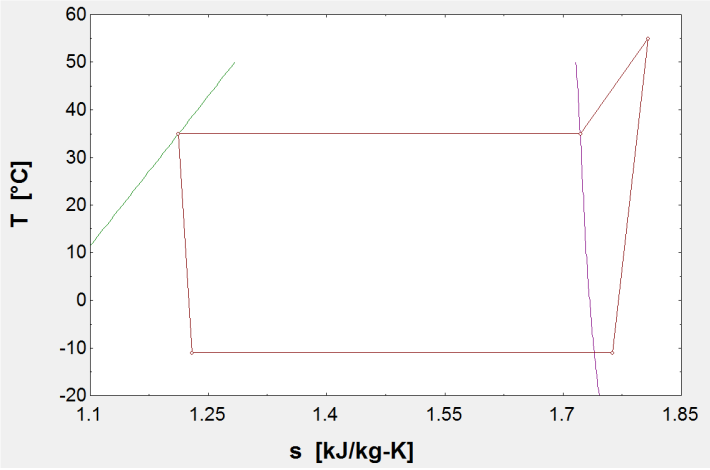


Fig. 4.6 Diagrama T-s ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Termostática (VET), al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador.

4.1.3.2 CASO 4 A 1550 RPM=100% DE CARGA DE AIRE DEL VENTILADOR DEL CONDENSADOR

En la Fig. 4.7 se muestra el ciclo de refrigeración real a 1550 rpm de carga del ventilador para enfriar el condensador. Se tiene a la entrada del evaporador 188.23 kPa y a la salida del mismo una presión de 181.33kPa y calculando la entalpía tenemos 381.40kJ/kg. El refrigerante entra al compresor y este eleva su presión y temperatura en el rango de vapor sobrecalentado llegando hasta 870.81 kPa y si se calcula su entalpía con un valor de 424.70 kJ/kg esto se hace con un trabajo realizado por el compresor de 1.39 KW. Ddespués el refrigerante entra al condensador para que en punto de descarga llegue con 857.02 kPa de presión y 242.70 kJ/kg de entalpía. Como en la válvula de expansión se considera un proceso isoentálpico se tiene 242.70 kJ/Kg de entalpía pero con una presión de 188.23 kPa a la salida de la misma.

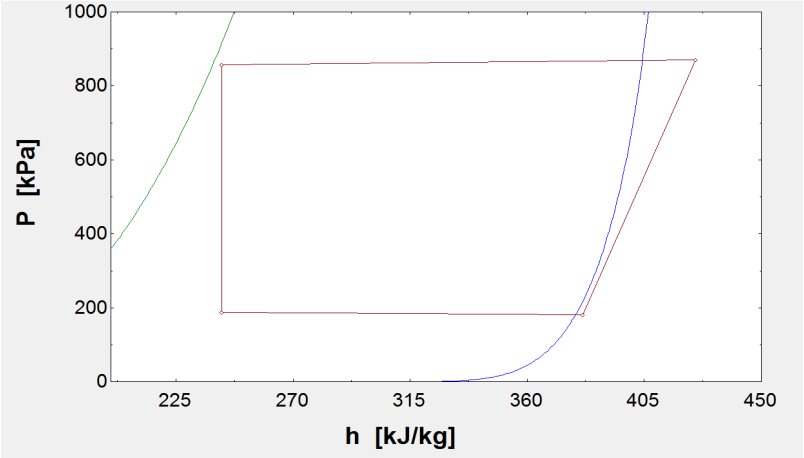


Fig. 4.7 Diagrama P-h ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Automática, al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador.

En la Fig. 4.7 se muestra el diagrama T-s 1550 rpm carga del ventilador para enfriar el condensador, en el punto de la descarga del evaporador se tiene el refrigerante a -13 °C y calculando su entropía es de 1.753 kJ/kg-K. Después entra al compresor y este lo descarga elevando su temperatura hasta 50 °C con un incremento de entropía de 0.036 kJ/kg-K hasta llegar a un valor de 1.789 kJ/kg-K. Posteriormente se hace pasar por el condensador para retirarle calor y llegar a una temperatura en la salida de 30 °C y 1.188 kJ/kg-K. Finalmente llega a la válvula de expansión para salir con una temperatura de -13 °C, y un incremento de entropía de 0.007 kJ/kg-K (entrada 1.188 kJ/kg-K y salida 1.195 kJ/kg-K).

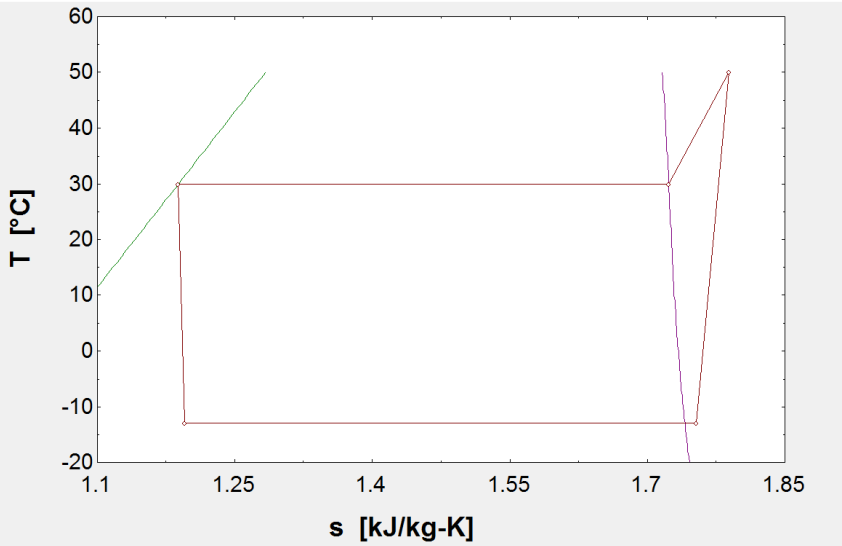


Fig. 4.8 Diagrama T-s ciclo real de refrigeración con la Válvula de Expansión Automática, al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador.

4.1.4 COMPARACIÓN DE CASO 3 Y 4

Comparando ambos caos se tiene lo siguiente:

En el evaporador a la salida, caso 3; 174.44 kPa y -11 °C, caso 4; 181.33 kPa y -13 °C, aquí se puede decir que si la presión es más alta, como consecuencia habrá menos menor es el riesgo de una descompostura en el compresor ya que entra con el menor liquido de refrigerante. Con esta válvula de expansión la diferencia de entropía bajo en un a aproximadamente en un 25% en el compresor. Las temperaturas máximas de operación se encuentran a la salida del compresor las cuales son: 55 °C y 50 °C del caso 3 y 4 respectivamente, aquí se puede decir que en la última, el compresor realiza menos trabajo que en la primera.

Después en el condensador la experimentación 3 se calcula la diferencia de entalpia de 180.20 kJ/kg y la diferencia de entropía es de 0.596 kJ/kg-K contra la experimentación 4 que se pudo calcular una diferencia de entalpias de 182.00 kJ/kg y una diferencia de entropías de 0.601 kJ/kg-K en este elemento en la última experimentación se tiene una mayor cantidad de calor por retirar y mayores las inestabilidades que se producen en el serpentín dado que hay una mayor entropía.

El último proceso se lleva a cabo en la válvula de expansión se tiene a la salida una diferencia de presión de 648.07 kPa y 628.58 kPa en el caso 3 y 4 respectivamente se observa que en el segundo caso la válvula debe hacer un mayor esfuerzo para poder bajar la presión, pero si se ajusta correctamente no puede haber problemas para que cumpla la función esa función y regular el flujo de refrigerante, de igual hay una diferencia de entropía de 0.017 kJ/kg-K y 0.007 kJ/kg-K caso 3 y 4 respectivamente.

En los casos antes mencionados se muestran los resultados obtenidos con la Válvula de Expansión Termostática. Se observa como el enfriamiento en el condensador trae beneficios al sistema de refrigeración puesto que a 775 rpm hay un mayor trabajo realizado por el compresor igual a 1.48 KW a comparación cuando se tiene 1550 rpm con un trabajo de 1.39 kW, también en el calor que se puede retirar el evaporador va desde 4.11 kW hasta 4.44 kW y por consecuencia con el enfriamiento al 100% el COP subió hasta un valor de 3.20.

4.5.1 PRUEBAS CON SUBENFRIAMIENTO CON LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA (VET)

4.5.1.1 CASO 5 A 775 RPM=50% DE CARGA DE AIRE DEL VENTILADOR DEL CONDENSADOR

Con la VET se aplica un subenfriamiento al refrigerante y sustituyendo en (2.24) y (2.25) se obtienen las nuevas condiciones, la explicación se da en el capitulo dos en el punto 2.18, se tiene lo siguiente: en la Fig. 4.9 en donde se observa el diagrama P-h. Se aprecia que el equipo de refrigeración trabajo arriba de la presión atmosférica que se registro con una estación meteorológica en la Ciudad de México D.F. aproximadamente 77.63 kPa. También se encuentra por arriba de la presión a nivel del mar (101.325 kPa); por otro lado se tienen en el punto 1 a la salida del evaporador 385.10 kJ/kg con una presión de 153.80 kPa, en este punto no se encontraron cambios en el ciclo de refrigeración real con y sin subenfriamiento. Posteriormente el compresor eleva su presión y temperatura realizando un trabajo de 1.20 kW para llegar al punto 2 con una entalpia de 435.20 kJ/kg y 836.30 kPa de presión de igual forma en este punto no se encontraron diferencias.

Después el refrigerante entra al condensador para ser descargado al módulo termoeléctrico el cual hará el subenfriamiento, teniendo a la salida del módulo el punto 3´ más allá de la línea de liquido saturado con un valor de 217.5 KJ/kg y una caída de presión en el módulo de 79.44 kPa con subenfriamiento. Esta entalpía es relativamente la misma a la salida de la válvula de expansión por lo que es la que genera que el efecto refrigerante aumente. Teniendo como consecuencia una mayor capacidad para absorber calor en el evaporador, con el subenfriamiento se puede observar que el evaporador tiene una capacidad de 3.97 kW a comparación del ciclo sin subenfriamiento de 3.21 kW.

Pero surge un problema se tiene que tomar en cuenta el gasto de energía que tiene el módulo termoeléctrico el cual tiene realiza un trabajo 0.321 kW, el cual hace que el COP disminuya. Una ventaja adicional con subenfriamiento es el hecho de que reduce la posibilidad de que tenga lugar una vaporización súbita del refrigerante líquido, en la línea de líquido antes de llegar al dispositivo de control de flujo. Por lo que es mejor tener un volumen específico de líquido en lugar de un gas que posee un volumen específico más elevado que el del líquido. Por tal motivo en las conclusiones se explica la utilización del mismo en el equipo de refrigeración así como algunas recomendaciones.

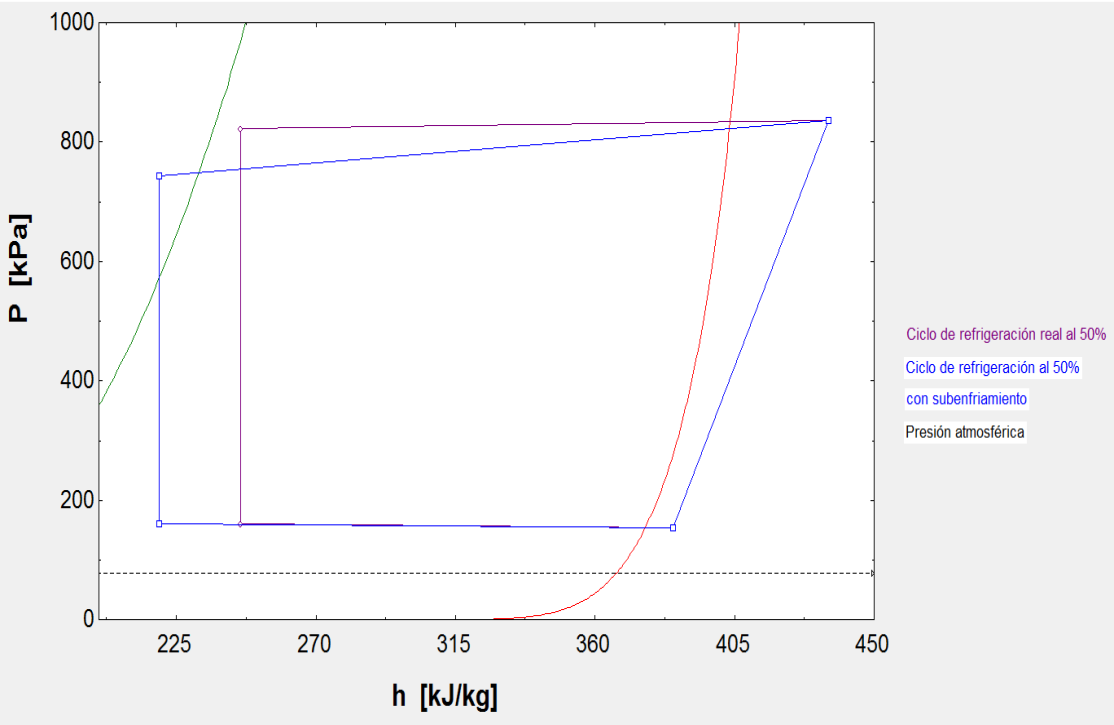


Fig. 4.9 Diagrama P-h comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Termostática (VET) como elemento restrictivo.

En la Fig. 4.10 se muestra un diagrama T-s comparando el ciclo de refrigeración real con y sin subenfriamiento a 775 rpm del ventilador que enfría el condensador. Se puede apreciar que a la salida del evaporador en el punto 1 se tienen las mismas condiciones en el ciclo de refrigeración real con y sin subenfriamiento de -8 °C y una entropía de 1.783 kJ/kg-K. Después en el compresor hay una diferencia de entropías de 0.04 kJ/kg-K para llegar hasta el punto 2 a una temperatura de 60 °C con una entropía de 1.823 kJ/kg-K, después el refrigerante pasa por el condensador como se aprecia se registro 18.48 °C, para llegar a una temperatura de 13.52 °C. Se hace notar que de acuerdo a la escala en el diagrama se observa que el punto de subenfriamiento está en la línea de saturación. Pero en realidad se encuentra fuera de la línea de saturación, también se observa que la temperatura máxima registrada es de 27.4 °C (representada con línea punteada).

El módulo termoeléctrico puede bajar la temperatura que se necesita abatir el COP en el ciclo con y sin subenfriamiento son 2.6 y 2.7 respectivamente esto nos indica que el coeficiente decrecio cuando se utiliza el MT. Para lo cual se propone tener un control para poder accionarlo cuando la temperatura ambiente se demasiada alta. Otra ventaja de usar el módulo es que el refrigerante entra en un estado totalmente líquido al evaporador y este puede evaporar más el refrigerante y así poder retirar más calor en un menor tiempo.

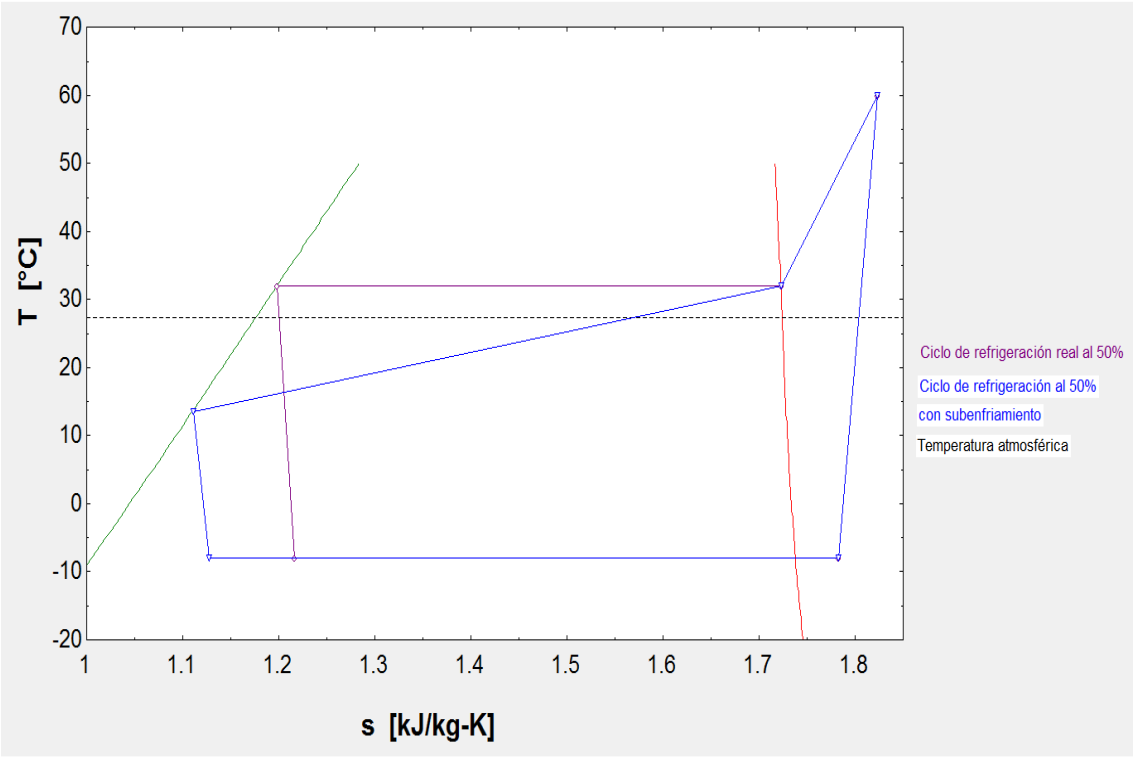


Fig. 4.10 Diagrama T-s comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Termostática (VET) como elemento restrictivo.

4.5.1.2 CASO 6 A 1150 RPM=100% DE CARGA DE AIRE DEL VENTILADOR DEL CONDENSADOR.

En la Fig. 4.11 se muestra el diagrama P-h a 1550 rpm del ventilador del condensador se observa que el punto a la salida del evaporador (punto 1) y a la salida del compresor (punto 2) se explican en la parte en el caso 2. La diferencia entre ambos ciclos se aprecia en el punto 3 que pasaría a ser como se explicó anteriormente a 3´ con un valor de entropía de 226.30 kJ/kg con una caída de presión en el módulo de 79.47 kPa. Para llegar a una presión desde 898.40 hasta 805.20 KPa, a través del condensador y del MT, como el valor de la entalpía en la válvula de expansión se considera relativamente igual a la entrada y salida se tiene un incremento de efecto refrigerante. Para llegar hasta una presión de 157.20 kPa, se hace notar que en este ciclo trabaja arriba de la presión atmosférica aproximadamente 77.63 kPa (representada en línea punteada).

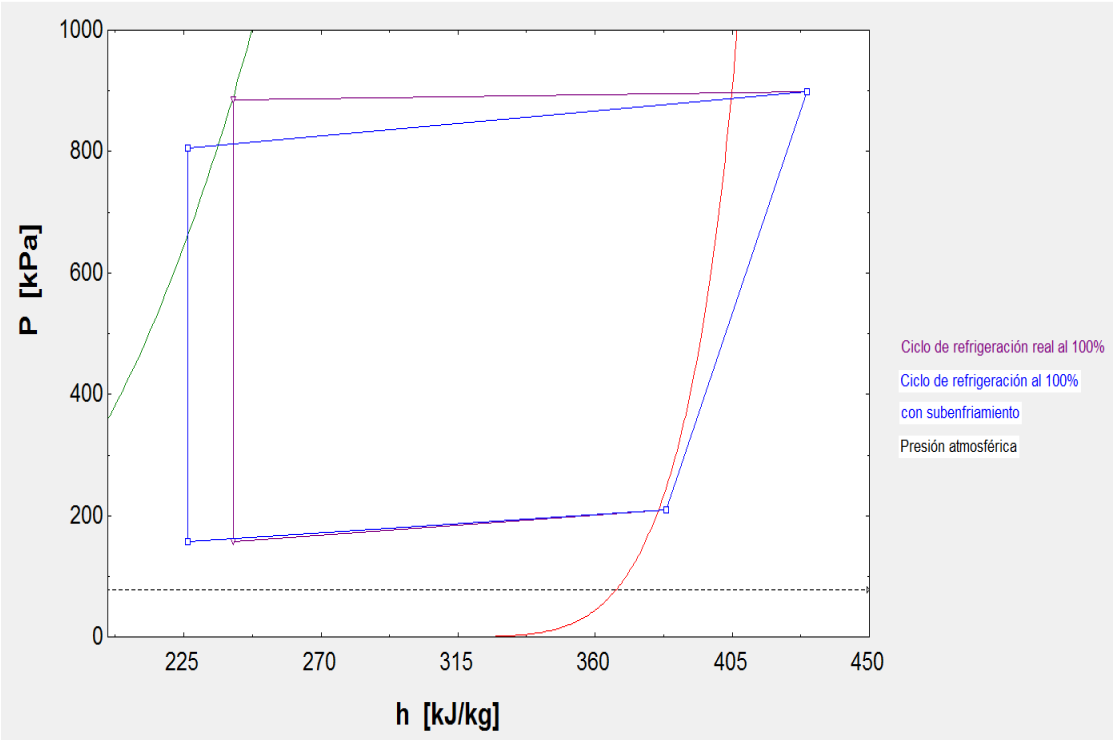


Fig. 4.11 Diagrama P-h comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Termostática (VET) como elemento restrictivo.

En la Fig. 4.12 se muestra el diagrama T-s, se hace notar en la explicación anterior que en los puntos 1 y 2, resultaron iguales que como se explico en el caso 2; el cambio ocurrió en el punto 3´para tener un valor de entropía de 1.133 kJ/kg-K y se tiene una temperatura de 18.38 °C inferior a la temperatura ambiente aproximadamente en 27.4 °C, para tener 11.62 °C de subenfriamiento, se hace notar que de acuerdo a la escala en el diagrama se observa que el punto de subenfriamiento está en la línea de saturación. Con estos datos se tiene que el COP con y sin subenfriamiento son: 2.6 y 3.0 respectivamente lo cual indica que se necesita el subenfriamiento más cuando se tiene un menor enfriamiento al condensador, entonces se propone implementar esta tecnología en lugares donde las temperaturas ambientales son demasiadas altas. Con el subenfriamiento se puede observar que el evaporador tiene una capacidad de 3.76 kW a comparación del ciclo sin subenfriamiento de 3.41 kW.

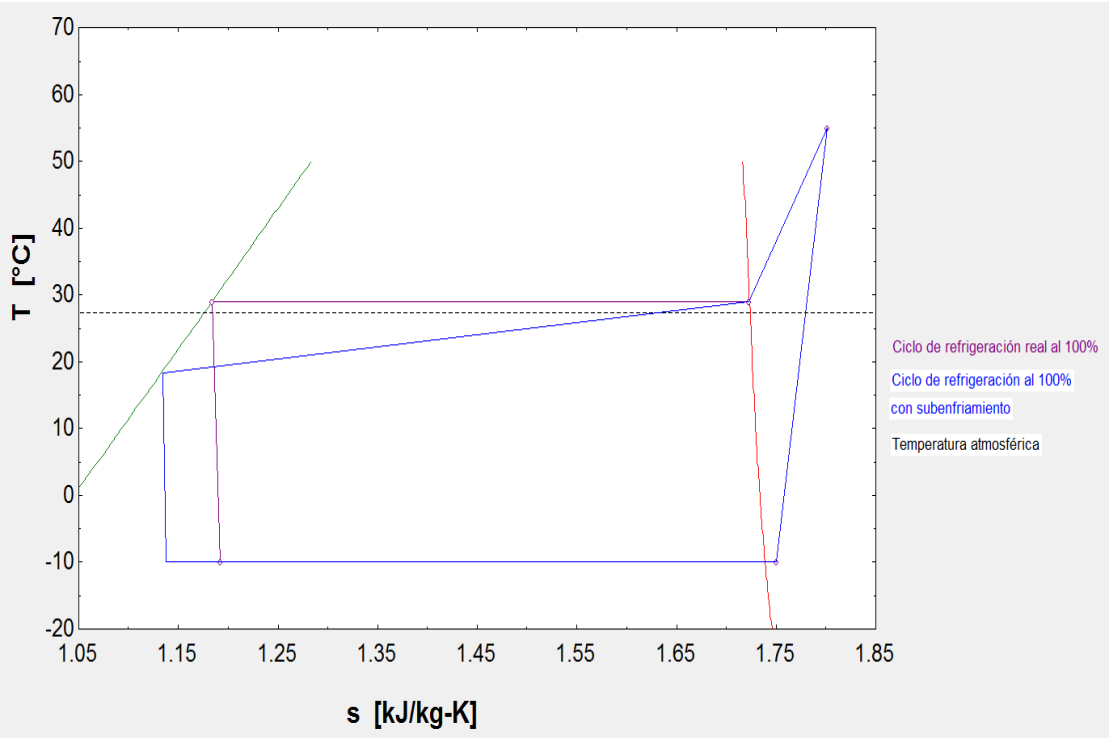


Fig. 4.12 Diagrama T-s comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Termostática (VET) como elemento restrictivo.

4.1.6 PRUEBAS CON SUBENFRIAMIENTO CON LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN AUTOMÁTICA

4.1.6.1 CASO 7 A 775 RPM=50% DE CARGA DE AIRE DEL VENTILADOR DEL CONDENSADOR

En la Fig. 4.13 se tiene el diagrama P-h. En el cual se puede observar que en los puntos a la salida del evaporador (punto 1) y a la salida del compresor (punto 2) son similares a los explicados en el caso 3. La variación se puede observar en el punto de 3 a 3´ y de 4 a 4´, en el primero se tiene un valor de entalpia de 223.30 kJ/kg a una presión de 742.90 kPa. En el MT se tiene una caída de presión de 79.69 kPa. El efecto refrigerante aumentando la capacidad que tiene el evaporador con subenfriamiento de 4.93 kW a 4.11 kW con un gasto de energía por el compresor y el MT de 1.79 kW.

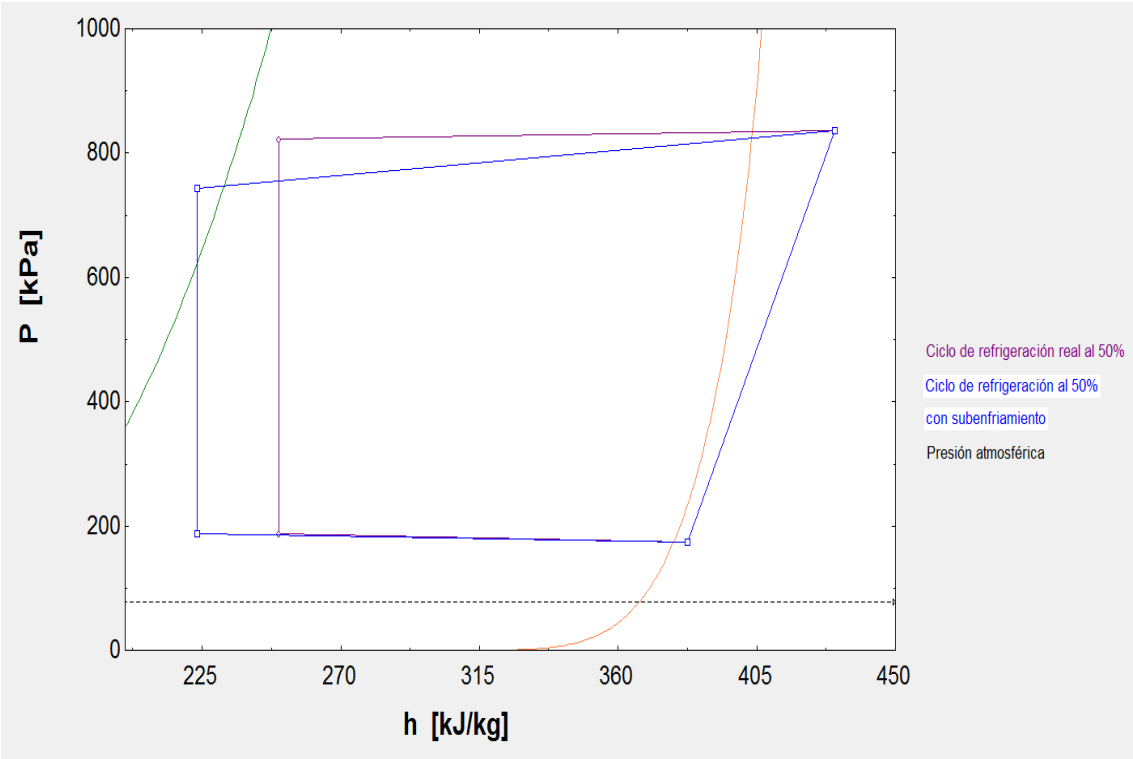


Fig. 4.13 Diagrama P-h comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Automática como elemento restrictivo.

En la Fig. 4.14 se tiene el diagrama T-S. En el cual se aprecia que los puntos 1 y 2 son iguales a los descritos en el caso 3, el punto que cambio fue el 3´ y 4´ en ambos se tiene una entropía de 1.124 kJ/kg comparado con el punto 3 que es mayor (1.212 kJ/kg-K). Lo cual denota que hubo una disminución de entropía para dar como consecuencia una reducción en las irreversibilidades que se encuentran en el condensador. También se observa que se tuvo un subenfriamiento de 18.76 °C, que la válvula de expansión admita líquido refrigerante a 16.24 °C. Se hace notar que de acuerdo a la escala en el diagrama se observa que el punto de subenfriamiento está en la línea de saturación.

Con estos datos se tiene que el COP con y sin subenfriamiento son: 2.74 y 2.78 respectivamente lo cual indica que el subenfriamiento se necesita más cuando se tiene un menor enfriamiento al condensador.

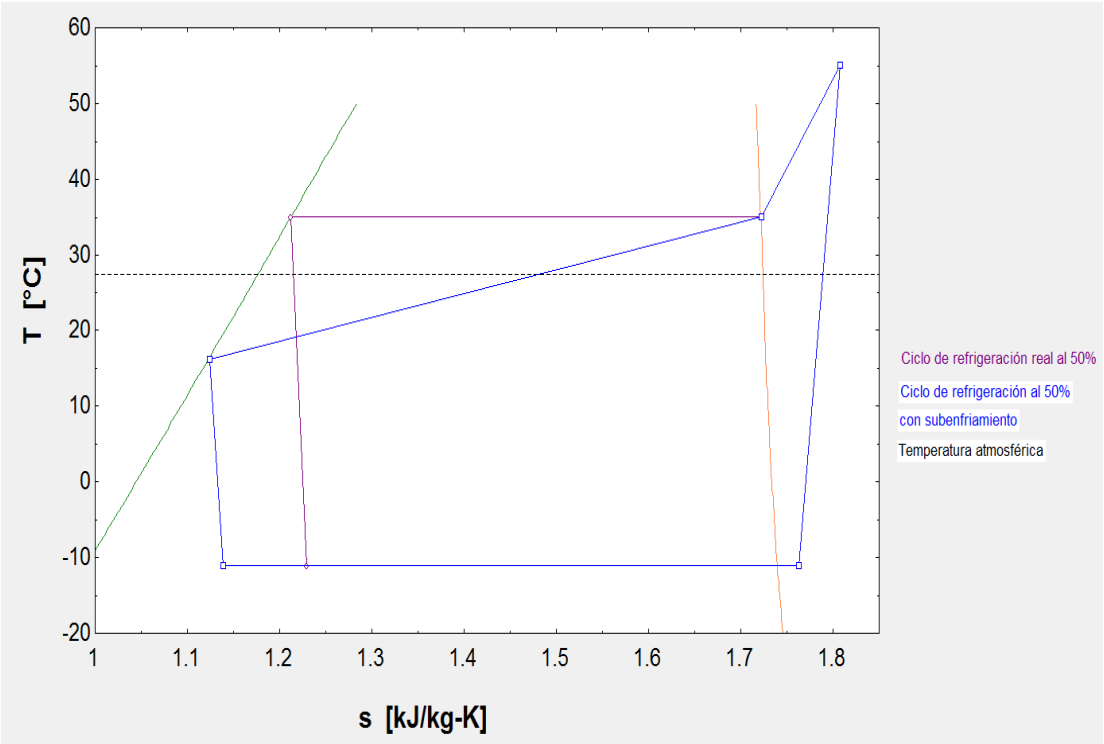


Fig. 4.14 Diagrama T-s comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 50%=775 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Automática como elemento restrictivo.

4.1.6.2 CASO 8 A 1550 RPM=100% DE CARGA DE AIRE DEL VENTILADOR DEL CONDENSADOR

En la Fig. 4.15 se muestra el diagrama P-h, en el cual se observa que en los puntos 1 y 2 a la salida del evaporador, y a la salida del compresor respectivamente son similares a los explicados en la experimentación 4. El cambio que se encontró fue de 3 a 3´ y de 4 a 4´, en el primero se tiene un valor de entalpia de 229.80 kJ/kg con una presión de 777.30 kPa, en el MT se tiene una caída de presión de 79.73 kPa. El efecto refrigerante aumentando la capacidad que tiene el evaporador con subenfriamiento de 4.85 kW a 4.44 kW con un gasto de energía por el compresor y el MT de 1.70 kW.

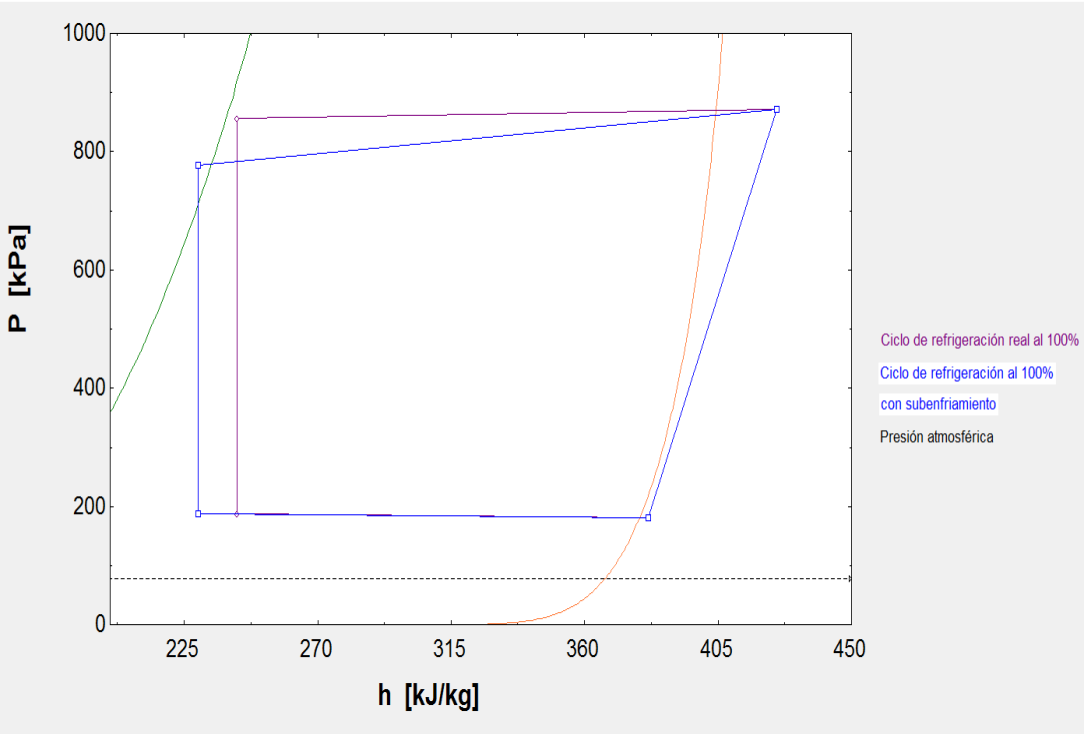


Fig. 4.15 Diagrama P-h comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Automática como elemento restrictivo.

En la Fig. 4.16 se tiene el diagrama T-S, en el cual se aprecia que los puntos 1 y 2 son iguales a los descritos en la experimentación 4. Hay una diferencia, fue el 3´ y 4´ en ambos se tiene una entropía de 1.146 kJ/kg comparado con el punto 3 que es mayor (1.188 kJ/kg-K). Lo cual denota que hubo una disminución de entropía para dar como consecuencia una baja en las irreversibilidades que se encuentran en el condensador. También se observa que se tuvo un subenfriamiento de 9.13 °C, que la válvula de expansión admita líquido refrigerante a 20.87 °C. Se hace notar que de acuerdo a la escala en el diagrama se observa que el punto de subenfriamiento está en la línea de saturación.

Con estos datos se tiene que el COP con y sin subenfriamiento son: 2.84 y 3.20 respectivamente lo cual indica que el subenfriamiento se necesita más cuando se tiene un menor enfriamiento al condensador.

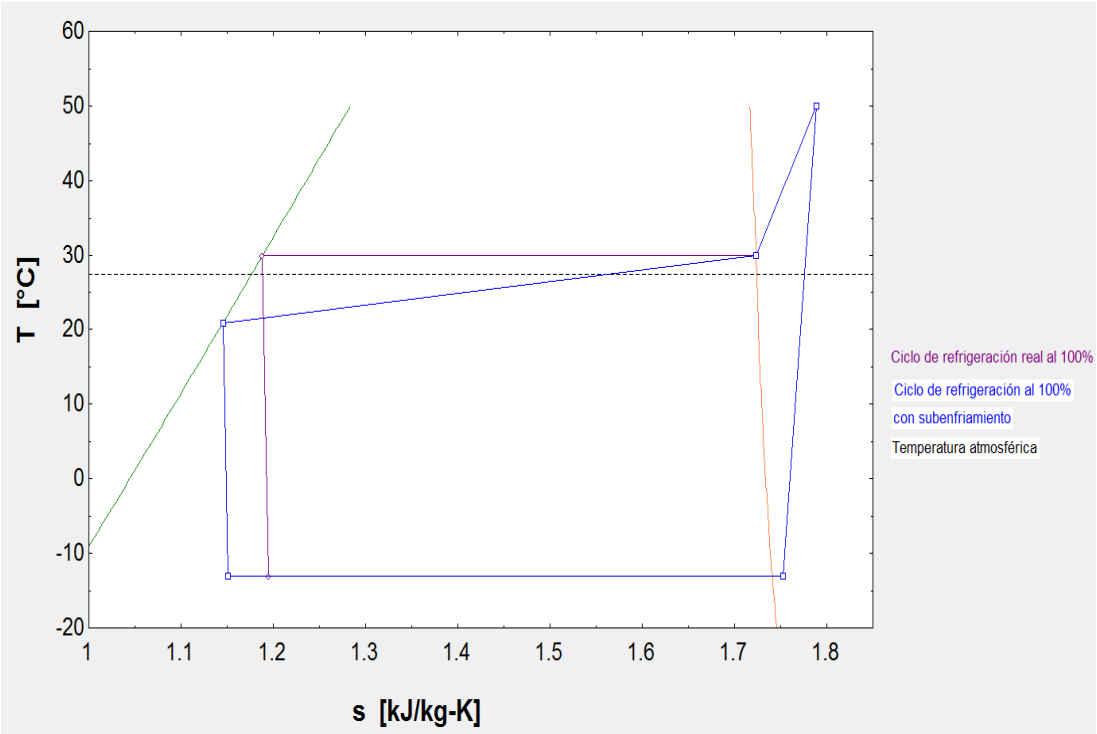


Fig. 4.16 Diagrama T-s comparativa ciclo real de refrigeración vs ciclo de refrigeración con subenfriamiento al 100%=1550 rpm de carga del ventilador del condensador, usando la Válvula de Expansión Automática como elemento restrictivo.

CONCLUSIONES

A manera de conclusión se puede decir que con las pruebas experimentales se sabe que el cambio que sufra el condensador afecta seriamente al sistema de refrigeración. Como se demostró a un mayor enfriamiento del condensador el consumo de electricidad disminuye y así mismo el COP se incrementa sin módulo termoeléctrico. Por otro lado en cuando se tiene un subenfriamiento el consumo de energía del módulo termoeléctrico hace que el COP disminuya, se propone al fabricante hacer más eficiente el módulo. Una forma es añadiéndole aletas al serpentín para hacer mayor el área de transferencia de calor, otra es instalar dos o tres serpentines de enfriamiento y/o colocar un serpentín en espiral, esto para mejor transferencia de calor y minimizar las irreversibilidades.

Se concluye que el valor más alto del COP=3.20 se obtuvo para el caso donde se tienen 1550 rpm de velocidad del ventilador que enfría el condensador en un ciclo real sin subenfriamiento, le siguió el caso con 1550 rpm del ventilador pero con la VET (COP=3.07). Para el caso con mayor subenfriamiento de 18.76 °C se tuvo un COP=2.84 con la Válvula de expansión Automática y en el caso del menor subenfriamiento de 9.13 °C se tiene un COP=2.74.

Se puede afirmar que cuando se tuvo una mayor capacidad para retirar calor en el evaporador es 4.85 kW con subenfriamiento con la Válvula de Expansión Automática a 1550 rpm del ventilador y con la menor capacidad para retirar calor fue 3.35 kW sin subenfriamiento para el caso de 775 rpm del ventilador con la VET.

Por otra parte como era de esperarse cuando se incrementaba la capacidad para retirar calor en el evaporador, tenía que aumentar el calor que se tenía que retirar en el condensador teniendo los valores más pequeños de 4.55 kW sin subenfriamiento hasta un valor máximo de 6.44 kW con subenfriamiento.

Se hace notar que el trabajo que realiza en modulo termoeléctrico es de 0.3216 kW el cual es sumado al trabajo del compresor para obtener el trabajo real que realiza el sistema de refrigeración cuando se realiza el subenfriamiento al sistema.

REFERENCIAS

[1] Yunus A. Cengel y Michael A. Boles, Termodinámica, 5ª Edición, Mc Graw Hill.
[2] Michael J. Moran y Howard N. Shapiro, Fundamental of Engineering Thermodynamics, Fifth edition, Ed. John Wiley & Sons Inc.
[3] Edward G. Pita, Principios y sistemas de refrigeración, 7 séptima reimpresión, Limusa.
[4] Jeffry M. Gordon y Kim Choon Ng, Cool thermodynamics, First published July 2000, Cambrige International Science Publishing.

[5] MARQUEZ, Tavera José Eduardo, "Estudio del comportamiento de un sistema de refrigeración mecánico utilizado un modulo termoeléctrico como intercambiador", IPN-SEPI ESIME, año 2006.
[6] JOSÉ, Pineda Oscar, "Control de temperatura en un proceso de refrigeración", IPN-SEPI ESIME, año 2011.

[7] Oscar José Pineda, Ignacio Carvajal Mariscal, et al, "Influencia del enfriamiento en el condensador sobre la eficiencia de un sistema de refrigeración", XII CNIES 2010 SEPI ESIME IPN.
[8] Daniel A. Salerno, Carolina Mendoza, "Evaluation of environmental friendly refrigerant fluids", Laboratorio de Catálisis, Universidad Nacional Experimental del Táchira (UNET) y PDVSA, Complejo Refinador Paraguaná.
[9] J. E. Márquez T., I. Carvajal M., "Aplicación de la termoelectricidad para aumentar el COP de refrigeradores convencionales", IX CNIES 2006 SEPI ESIME IPN.
[10] José Eduardo Márquez Tavera, Ignacio Carvajal Mariscal, et al, "Estudio termodinámico de la factibilidad de usar la termoelectricidad para incrementar el COP de refrigeradores convencionales", 5 to. Congreso Internacional de Ingeniería Física.
[11] Murat HOSOZ, "Performance Comparison of Single-Stage and Cascade Refrigeration Systems Using R134a as the Working Fluid", *Kocaeli University, Department of Mechanical Education Kocaeli-TURKEY.*
[12] Vaibhav Jain, S. S. Kachhwaha, et al, "Comparative performance study of vapour compression refrigeration system with R22/R134a/R410A/R407C/M20", International journal of energy and environment.
[13] Jeffrey Siegel, Craig Wray, "An Evaluation of Superheat-Based Refrigerant Charge Diagnostics for Residential Cooling Systems", Environmental Energy Technology Division Indoor Environment Department Lawrence Berkeley National Laboratory Berkeley, CA 94720, December 2001.
[14] David K. Hinde, Shitong Zha, PhD, "Natural Refrigerant Applications in North American Supermarkets", 2009 Industrial Refrigeration Conference & Exhibition The Hyatt Regency Dallas, Texas.
[15] Kim G. Christensen, P. Bertilsen, "Refrigeration systems in supermarkets with propane and CO_2 – energy consumption and economy", EcoLibrium™ February 2004.
[16] Al Maier, John Klein, "Optimized Thermal Expansion Valves for R-410A Systems", Emerson Climate Technologies Janury 2008.

[17] P. K. Bansal* and A. S. Rupasinghe, “An homogeneous model for adiabatic capillary tubes”, *Applied Thermal Engineering* Vol. 18, Nos 3-1, pp. 207 219, 1998.
[18] Mutalubi Aremu Akintunde, “Effect of Coiled Capillary Tube Pitch on Vapour Compression Refrigeration System Performance”, Federal University of Technology, Department of Mechanical Engineering Akure, Ondo State, Nigeria Julio 2007.
[19] Renato Lazzarin, Daniele Nardotto, et al, “Válvulas de expansión electrónicas vs. válvulas de expansión termostáticas”, ASHAE Journal Vol. 51 No. 2 Febrero 2009.
[20] Bukola Olalekan Bolaji, “Effects of Sub-Cooling on the Performance of R12 Alternatives in a Domestic Refrigeration System”, Thammasat Int. J. Sc. Tech., Vol. 15, No. 1, January-March 2010 .
[21] Jørgen Bauck Jensen y Sigurd Skogestad, “Optimal operation of an Ammonia refrigeration cycle”, October 6, 2005.
[22] Khan, JUR; Zubair, SM, “Design And Rating Of An Integrated Mechanical-Subcooling Vapor-Compression Refrigeration System”, PERGAMON-ELSEVIER SCIENCE LTD, ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT; pp: 1201-1222; Vol: 41 King Fahd University of Petroleum & Minerals.
[23] Produced for the U.S. Department of Energy by the Pacific Northwest National Laboratory, “Refrigerant Subcooling”, Reprinted March 1999 (originally printed November 1995).
[24] Jørgen Bauck Jensen, Sigurd Skogestad, “Optimal operation of simple refrigeration cycles Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling”, Computers and Chemical Engineering 31 (2007) 712–721.
[25] *Bernd Kätow, M.Sc. Mech. Eng,* “The influence of subcooling on refrigeration control quality”, *Danfoss A/S (Nordborg, Denmark)*.
[26] J. W. Thornton, S. A. Klein, et al, “Dedicated Mechanical Subcooling Design Straregies for Supermarket Applications”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference 1992.
[27] G. Savelli y M. Plissonnier, “New methodology of thermoelectric modules design to an increase of performances”, Energy Harvesting Component Laboratory, CEA/Liten, Grenoble, France, Power MEMS 2009, Washington DC, USA, December 1-4, 2009.
[28] Rafael Palacios, Ming Zhu Li, “Electrical Properties of Commercial Thermoelectric Modules”, Universidad Pontificia Comillas, Madrid, Spain.
[29] R. ROŞCA, I. ŢENU1, P. CÂRLESCU, et al, “Assessment of the subcooling capabilities of a thermoelectric device in a vapor compression refrigeration system”, University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine, Iaşi, Technical University Iaşi.
[30] C.A. Gould, N.Y.A. Shammas, et al, “A 3D TCAD simulation of a thermoelectric module connected for thermoelectric power generation, heating and cooling”, 9 th European Conference on Thermoelectrics.
[31] J. Biela, y J. W. Kolar, “Thermoelectric Cooling for Power Density Maximisation of Power Electronic Converters”, ETH Zurich, Power Electronic Systems Laboratory.
[32] Antonio Arenas, Jorge Vázquez, et al, “Performance of a Thermoelectric Module Using the Thermodynamic Relationship Temperature-Entropy (T-S)”, Universidad

Pontificia Comillas Escuela Técnica Superior de Ingeniería Departamento de Fluidos y Calor, Instituto de Investigación Tecnológica Alberto Aguilera, 23 28015 Madrid (Spain).
[33] Rafael Palacios, Jorge Vázquez, et al, "Cooling system for hermetic devices based on thermoelectricity", Universidad Pontificia Comillas. Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI). Instituto de Investigación Tecnológica, Alberto Aguilera 23, E-28015 Madrid, SPAIN .
[34] T. Chandratilleke, B. Banney, et al, "High Performance Heat Exchanger For Thermoelectric Cooling With Large Heat Loads", Department of Mechanical Engineering Curtin University of Technology GPO Box U1987, Perth Western Australia 6845 y Hydrocool Pty Ltd 46 Pakenham Street Fremantlen Western Australia 6160.
[35] John C. Bass, Daniel T. Allen, et al, "New Technology for Thermoelectric Cooling", John C. Bass, Daniel T. Allen, Saeid Ghamaty, and Norbert B. Elsner Hi-Z Technology, Inc. 7606 Miramar Road, San Diego, California.
[36] Simon Lineykin, Sam Ben-Yaakov, "User-friendly and intuitive graphical approach to the design of thermoelectric cooling systems", International Journal of Refrigeration xx (2007) 1-7.
[37] Jorge Vázquez, Rafael Palacios, et al, "Test Bench for Measuring the Electrical Properties of Commercial Thermoelectric Modules", Universidad Pontificia Comillas Escuela Técnica Superior de Ingeniería Instituto de Investigación Tecnológica y Departamento de Fluidos y Calor 28015 Madrid (Spain).
[38] Jonathan Schoenfeld, Yunho Hwang, et al, "Experimental Results: Thermoelectric "Subcooler" for CO_2 Transcritical Vapor Compression System", Center for Environmental Energy Engineering University of Maryland College Park, MD 20742-3035.
[39] Yu. G. Gurevich y G.N. Logvinov, "Theory of thermoelectric cooling in semiconductor structures", REVISTA MEXICANA DE FI´SICA 53 (5) 337–349 OCTUBRE 2007.
[40] Roxana Mare - PhD, "The performance of a refrigerator using cooling thermoelectric modules", Eng., Faculty of Building Services, Technical University of Cluj-Napoca.
[41] Abugaber F. Juan, Carvajal M. Ignacio, et al, "Diseño de un banco de pruebas para radiadores automotrices" XI CNIES 2009 SEPI ESIME IPN.

[42] http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/espacio_aparatos
[43] http://www.tetech.com

ANEXO 1

CONCEPTOS

Calor sensible: Cuando el calor absorbido o entregado por un material causa o acompaña un cambio en la temperatura del material se dice que este pierde o gana calor sensible.

$$\dot{Q}_s = \dot{m} C_p \Delta T_{BS} \tag{A1.1}$$

Donde:

$\dot{Q}_s = Calor\ sencible\ (W)$
$C_p = Calor\ especifico\ a\ presión\ constante\ (J/kg - ℃)$
$\Delta T_{BS} = Diferencia\ de\ temperaturas\ (℃)$

Calor latente: Cuando el calor absorbido o entregado por un material produce un cambio físico del material y no tiene efecto alguno sobre la temperatura del mismo se dice que gana o pierde calor latente.

$$\dot{Q}_L = \dot{m} H_L \tag{A1.2}$$

Donde:

$\dot{Q}_L = Calor\ latente\ (W)$
$H_L = Calor\ de\ fusión\ (J/kg)$

Calor total: Es una condición particular, es la suma de todo el calor sensible y el calor latente requeridos para llevar un material a esta condición. Comúnmente es conocido como **entalpía**.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_s + \dot{Q}_L \tag{A1.3}$$

Calor latente de fusión: Bajo un cambio de estado, la mayoría de las sustancias tendrán un punto de fusión, en el cual, ellas cambiaran de un sólido a un liquido sin algún incremento de temperatura. En este punto, si la sustancia está en estado liquido y el calor se retira de ella, la sustancia se solidificara sin un cambio en su temperatura. El calor envuelto en uno u otro de estos (cambio de un sólido a un liquido, o de un liquido a un sólido), sin un cambio de temperatura se conoce como calor latente de fusión.

Calor latente de evaporación: Para *cambiar una sustancia de líquido a vapor y de vapor a líquido* se requiere calor latente de vaporación. Puesto que la ebullición es solo un proceso de acelerado de vaporación, este calor también puede llamarse calor latente o de

ebullición, calor latente de evaporación, o, para el proceso contrario, calor latente de condensación.

Cuando 1 kilo (1 libra) de agua hierve o se evapora, absorbe 539 Kcal. (970 btu) a una temperatura constante de 100°C (212°F) al nivel del mar, igualmente, para condensar 1 kilo (1 libra) de vapor deben sustraerse 539 Kcal. (970 btu). Debido a la gran cantidad de calor latente que interviene en la evaporación y en la condensación, la transmisión de calor puede ser muy eficiente mediante este proceso. Los mismos cambios de estado que afectan al agua se aplican también a cualquier liquido aunque a diferentes presiones y temperaturas. La absorción de calor para cambiar un líquido a vapor y la sustracción de este calor para condensar nuevamente el vapor, es la clave para todo el proceso de la refrigeración mecánica y la transmisión del calor latente requerido, es el instrumento básico de la refrigeración.

Calor latente de sublimación: El proceso de sublimación es el cambio directo de un sólido a vapor sin pasar por el estado líquido, que puede ocurrir en algunas sustancias. El ejemplo más común es el uso del "hielo seco" o sea bióxido de carbono para enfriar. El mismo proceso puede ocurrir con hielo debajo de su punto de congelación, y se utiliza también en algunos procesos de congelamiento a temperaturas extremadamente bajas y altos vacíos. El calor latente de sublimación es igual, a la *suma del calor latente de fusión más el calor latente de evaporación***.**

Entalpia: *Es la cantidad de energía de un sistema termodinámico que éste puede intercambiar con su entorno***.** Por ejemplo, en una reacción química a presión constante, el cambio de entalpía del sistema es el calor absorbido o desprendido en la reacción. En un cambio de fase, por ejemplo de líquido a gas, el cambio de entalpía del sistema es el calor latente, en este caso el de vaporización. En un simple cambio de temperatura, el cambio de entalpía por cada grado de variación corresponde a la capacidad calorífica del sistema a presión constante.

Entropía: En termodinámica, la entropía (simbolizada como s) *es la magnitud física que mide la parte de la energía que no puede utilizarse para producir trabajo.* En un sentido más amplio se interpreta como la *medida de la uniformidad de la energía de un sistema.* Es una función de estado de carácter extensivo y su valor, en un sistema aislado, crece en el transcurso de un proceso que se dé de forma natural. La palabra entropía procede del griego (έντροπία) y significa evolución o transformación.

Volumen: En física, *el volumen es una magnitud física extensiva asociada a la propiedad de los cuerpos físicos de ser extensos, que a su vez se debe al principio de exclusión de Pauli.* La unidad de medida de volumen en el Sistema Métrico Decimal es el metro cúbico, aunque el SI, también acepta (temporalmente) el litro y el mililitro que se utilizan comúnmente en la vida práctica.

Volumen especifico: *Volumen ocupado por una unidad de masa de una sustancia a una temperatura dada***.** Generalmente expresada en m^3/kg o ft^3/lb a 21 °C o 70 °F. En el caso de los gases el volumen es afectado de manera importante por la temperatura y la presión.

Temperatura: La temperatura *es un parámetro termodinámico del estado de un sistema que caracteriza el calor, o transferencia de energía.* (La temperatura es la escala usada para medir la intensidad del calor y es el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía de calor. También puede definirse como el *grado de calor sensible que tiene un cuerpo en comparación con otro.* En algunos países, la temperatura se mide en Grados Fahrenheit y generalmente en el resto del mundo se usa la escala de Grados Centígrados, algunas veces llamada Celsius. Ambas escalas tienen dos puntos básicos en común: el punto de congelación y el de ebullición del agua al nivel del mar. Al nivel del mar, el agua se congela a 0°C o a 320°F y hierve a 100°C o a 212°F.

La temperatura *es una magnitud que refleja el nivel térmico de un cuerpo (su capacidad para ceder energía calorífica) y el calor es la energía que pierde o gana en ciertos procesos (es un flujo de energía entre dos cuerpos que están a diferentes temperaturas). Nivel térmico*: Es el *nivel de agitación*, comparando los niveles térmicos sabemos hacia donde fluye el calor. La temperatura refleja el nivel térmico de un cuerpo e indica el sentido en que fluye el calor.

En la Fig. A1.1 se pueden apreciar las escalas de temperatura:

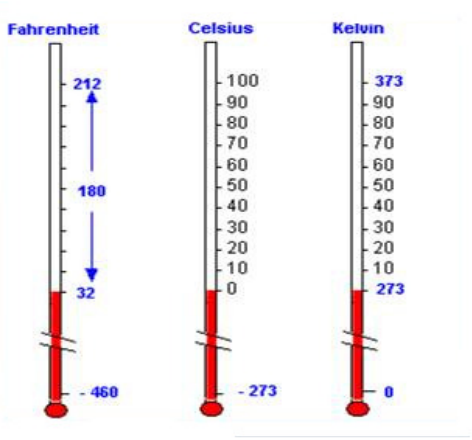


Fig. A1.1 Conversión de valores de temperaturas. (Aquí se pueden observar las diferentes escalas de temperatura más utilizadas, al igual que sus diferencias).

La escala Celsius y la escala Kelvin tienen una transformación muy sencilla:

$$K = 273.15 + ℃ \tag{A1.4}$$

En la transformación de grados centígrados a grados Fahrenheit se debe tener en cuenta que cada grado centígrado vale 1.8 ºF (0 - 100 en la escala centígrada equivale a 32 - 210 en la escala Fahrenheit). Por lo tanto debes multiplicar los grados centígrados por 1,8 que equivale a 9/5. Como el cero Celsius corresponde al 32 Fahrenheit debes sumar 32.

$$°\mathrm{F} = 1.8°\mathrm{C} + 32 \tag{A1.5}$$

Para la transformación inversa se despeja y queda:

$$°\mathrm{C} = \frac{°\mathrm{F} - 32}{1.8} \tag{A1.6}$$

Punto de ebullición: El punto de ebullición de un compuesto químico *es la temperatura que debe alcanzar este para pasar del estado líquido estado gaseoso*; para el proceso inverso se denomina punto de condensación. (La ebullición se define como la vaporización dentro de un líquido cuando su presión de vapor es igual en el líquido). La temperatura de una sustancia o cuerpo es una medida de la energía cinética de las moléculas. A temperaturas inferiores al punto de ebullición, sólo una pequeña fracción de las moléculas en la superficie tiene energía suficiente para romper la tensión superficial y escapar.

Al llegar al punto de ebullición la mayoría de las moléculas es capaz de escapar desde todas partes del cuerpo, no solo la superficie. La temperatura se mantiene constante durante todo el proceso de ebullición, y el aporte de más energía sólo produce que aumente el número de moléculas que escapan del líquido. Este hecho se aprovecha en la definición de la escala de temperatura en grados centígrados. Un líquido puede calentarse pasado su punto de ebullición. En ese caso se dice que es un líquido sobrecalentado.

Refrigerante: En general un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Con respecto al ciclo compresión-vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo el cual alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente. Para que un refrigerante sea apropiado y se le puede usar en el ciclo de compresión-vapor, debe poseer ciertas propiedades (químicas, físicas y termodinámicas) que hagan seguro y económico su empleo. Los procesos de refrigeración se clasifican en sensibles y latentes. En los dos procesos, la temperatura del agente de refrigeración es menor que la temperatura del espacio por refrigerar.

Como la refrigeración mecánica se basa en la evaporación y la subsecuente condensación del fluido para absorber y disipar el calor, el refrigerante debe poseer tales características físicas para que se pueda repetir en ella la transformación de líquido en gas y de gas en líquido. Se requiere también que las transformaciones se realicen a la temperatura adecuada para los diferentes servicios, y a la presión conveniente y apropiada a la economía, diseño, construcción y operación de los equipos.

Además de las características físicas, se deben tomar en cuenta otros factores como son: las propiedades termodinámicas, químicas, de seguridad, económicas, etc.

Tonelada de refrigeración: El hielo natural era trasladado de lugares fríos al lugar de uso, debidamente aislado para su conservación. La capacidad refrigerante de estos refrigeradores puede establecerse tomando en cuenta que 1 lb de hielo emplea 144 BTU como calor latente de descongelación.

$$Calor\ latente\ de\ descongelación = 144\ BTU/lb$$

Un refrigerado de este tipo extrae 1440 BTU al descongelar 10 lb de hielo. Hoy día se establece la capacidad de enfriamiento de un equipo mediante la tonelada de refrigeración.

$$1\ Ton\ métrica = 1\ 000\ kg$$
$$1\ short\ Ton = 2\ 000\ lb$$

Una tonelada de refrigeración mide el calor necesario para descongelar 2000 lb de hielo en 24 hr.

$$(2000)(144) = 288\ 000\ BTU/24\ hr$$

Es decir una unidad de medida que sirve para medir la capacidad de los sistemas de refrigeración y por lo tanto es la cantidad de calor total que se necesita para hacer cambiar de estado físico a una tonelada corta de hielo.

$$1\ TR = 3.517kW = \ 200\ BTU/min = 12\ 000\ BTU/hr = 288\ 000\ BTU/día$$

ANEXO 2

MODELADO MATEMÁTICO DEL MÓDULO TERMOELÉCTRICO

Para el modelado de los módulos termoeléctricos, cuando solo se consideran únicamente los elementos termoeléctricos, sin tener en cuenta los circuitos de intercambio de calor con las fuentes fría y caliente, se pueden definir los coeficientes teóricos de un modulo termoeléctrico. Los coeficientes dependen de tres características del material termoeléctrico. La constante de Seebeck α en V/K, la resistividad eléctrica ρ en $\Omega * m$ y la conductividad térmica k en $^{W}/_{K*m}$. Además dichos coeficientes dependen de las dimensiones de los componentes semiconductores termoeléctricos que forma un modulo, si L es su espesor en m y A la sección en m^2:

$$\dot{Q}_f = \alpha * I * T_f - \frac{1}{2} * R_E * I^2 - R_t * (T_C - T_f) \quad \text{(A2.1)}$$

$$\dot{Q}_{caliente} = \alpha * I * T_c + \frac{1}{2} * R_E * I^2 - R_t * (T_C - T_f) \quad \text{(A2.2)}$$

Donde:

$R_E = Resistencia\ eléctrica\ equivalente\ (\Omega)$
$R_t = Resistencia\ térmica\ equivalente\ (V/K)$

La potencia eléctrica entregada al módulo:

$$P_{e,MT} = Q_c - Q_f = \alpha * (T_C - T_f) + R_E * I^2 \quad \text{(A2.3)}$$

Donde:

$P_{e,MT} = Potencia\ eléctrica\ entregada\ por\ el\ módulo\ (W)$

La tensión requerida en el módulo:

$$V = \frac{P_{e,MT}}{I} = \alpha * (T_C - T_f) + R_E * I \quad \text{(A2.4)}$$

Como se puede observar la tensión o voltaje requerido en el modulo se encuentra en unción de: $V = f(I, T)$. Por tanto la resistencia del modulo termoeléctrico es variable en función de la T y de la I. Como se puede observar en las ecuaciones que expresan el Q_c y Q_f son muy parecidas, constan de un sumando que interpreta las perdidas térmicas, otro para las pérdidas eléctricas y otro que indica la potencia termoeléctrica desarrollada entre

las caras. La diferencia entre ambas ecuaciones es el término de las pérdidas eléctricas por efecto Joule ya que cuando se pretende refrigerar son totalmente perjudiciales, ya que disminuye la potencia termoeléctrica.

CALCULO DEL COP PARA UN MODULO TERMOELÉCTRICO

Como ya se ha explicado en el módulo termoeléctrico la potencia eléctrica que se aplica se emplea para transportar el calor de la cara fría a la cara caliente. Sin embargo no toda la potencia eléctrica P_e es transformada para el efecto de refrigeración, esto de debe principalmente los siguientes dos fenómenos:

1. Transferencia natural de calor con dirección de mayor a menor temperatura. Este fenómeno es el responsable de que todos los objetos de una región sin aplicación de una energía externa estén a la misma temperatura.

2. Efecto Joule en los semiconductores, debido a que tienen resistencia eléctrica aparecen pérdidas en forma de calor.

La cantidad de calor extraída de la región también se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_f = P_f - P_J - \dot{Q}_{CD} \tag{A2.5}$$

Donde:

$P_f = Potencia\ termoeléctrica\ para\ refrigerar\ (W)$
$P_J = Perdidas\ por\ efecto\ Joule\ (W)$
$\dot{Q}_{CD} = Conducción\ natural\ del\ calor\ a\ traves\ de\ módulo\ termoeléctrico\ (W)$

El modelado matemático para cada una se define como:

$$P_f = \alpha * I * T_f \tag{A2.6}$$

$$P_J = \frac{1}{2} * I^2 * R_E \tag{A2.7}$$

$$\dot{Q}_{CD} = R_t * \left(T_C - T_f\right) \tag{A2.8}$$

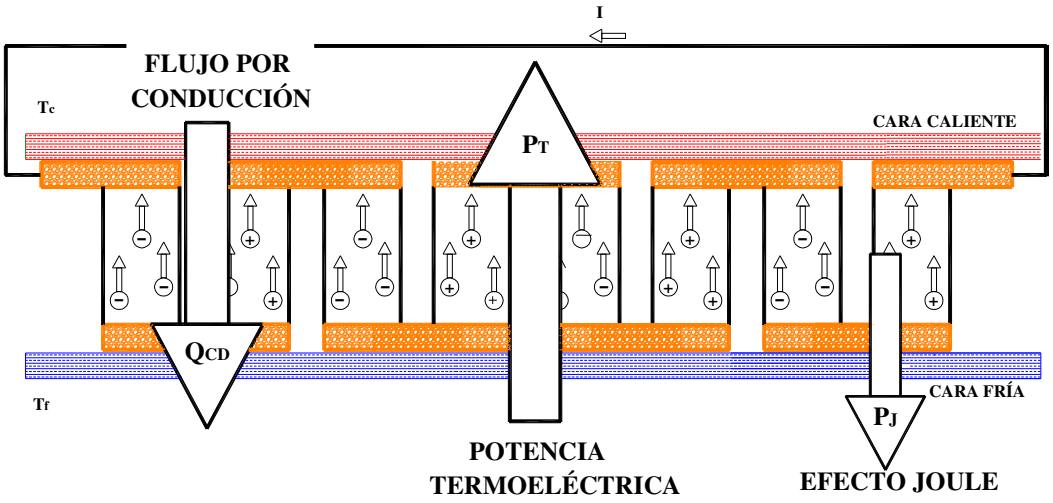


Fig. A2.1 Esquema de la transferencia de calor en el modulo termoeléctrico [5].

Sustituyendo (A2.6), (A2.7) y (A2.8) en (A2.5) tenemos:

$$\dot{Q}_f = \alpha * I * T_f - \frac{1}{2} * I^2 * R_E - R_t * (T_C - T_f) \tag{A2.9}$$

Por tanto el coeficiente de operación termoeléctrico en refrigeración definido en términos del coeficiente de amplificación frigorífica y suponiendo las pérdidas por Joule despreciables frente a la potencia termoeléctrica y las resistencias térmicas infinitas, no existe transferencia por conducción:

$$COP = \frac{Q_f}{P_e} = \frac{\alpha * I * T_f - \frac{1}{2} * I^2 * R_E - R_t * (T_C - T_f)}{\alpha * (T_C - T_f) + R_E * I^2} \tag{A2.10}$$

por lo que de manera simplificada se tiene que:

$$COP = \frac{Q_f}{P_e} = \frac{Q_f}{Q_C - Q_f} = \frac{\alpha * I * T_f}{\alpha * I * (T_C - T_f)} = \frac{T_f}{T_C - T_f} \tag{A2.11}$$

ANEXO 3

CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL MÓDULO TERMOELÉCTRICO

La caída de presión que puede tener el módulo termoeléctrico se calculo mediante la siguiente metodología:

1. **Calculo del caudal:**

$$\dot{V} = \dot{m}_f * \left(\frac{60\ min}{1\ hr}\right)\left(\frac{1000\ l}{1\ m^3}\right)\left(\frac{1}{\rho_{agua}}\right) \quad \text{(A3.1)}$$

Donde:

$\dot{V} = Flujo\ volumetrico\ del\ fluido\ \left({m^3}/{min}\right)$

$\dot{m}_f = Flujo\ masico\ del\ fluido\ \left({kg}/{s}\right)$

$\rho_{agua} = Densidad\ del\ agua\ \left({kg}/{m^3}\right)$

$$\dot{V} = (026kg/s) * \left(\frac{60\ min}{1\ hr}\right)\left(\frac{1000\ l}{1\ m^3}\right)\left(\frac{1}{996.5\ {kg}/{m^3}}\right) = 1.565\ {m^3}/{min}$$

2. **Calculo de la velocidad:**

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad \text{(A3.2)}$$

$$v = \frac{\dot{V}}{A}\left(\frac{1}{60000}\right) \quad \text{(A3.3)}$$

Dónde:

$v = Velocidad\ del\ fluido\ (m/s)$

$A = Area\ de\ la\ sección\ transversal\ (m^2)$

$d = Diametro\ de\ la\ tuberia\ (m)$

$$A = \frac{\pi * (0.01m)^2}{4} = 0.00007854\ m^2$$

$$v = \left(\frac{1.565\ {}^{m^3}/_{min}}{0.00007854\ m^2} \right) \left(\frac{1}{60000} \right) = 0.3395\ m/s$$

3. **Calculo de numero de Reynolds:**

$$Re = \frac{v*d*\rho}{\mu} \qquad \text{(A3.4)}$$

Donde:

$Re = Número\ de\ Reynolds\ (Adimensional)$

$\mu = Viscosidad\ dinámica\ \left({}^{N-s}/_{m^2}\right)$

$$Re = \frac{(0.3395\ m/s) * (0.01\ m) * \left(995.4\ {}^{kg}/_{m^3}\right)}{(0.0007292\ N - s/m^2)} = 4634$$

Tabla A3.1 Calculo del número de Reynolds.

$\boldsymbol{velocidad}$ $(\boldsymbol{m/s})$	$\boldsymbol{diametro}$ $(\boldsymbol{m})$	$\boldsymbol{Densidad}$ $\left({}^{\boldsymbol{kg}}/_{\boldsymbol{m^3}}\right)$	$\boldsymbol{Viscosidad\ dinámica}$ $\left({}^{\boldsymbol{N-s}}/_{\boldsymbol{m^2}}\right)$	$\boldsymbol{Número\ de\ Reynolds}$ $(\boldsymbol{Adimensional})$
0.3395	0.01	995.4	0.0007292	4634
0.3395	0.01	996.6	0.0007799	4338
0.3395	0.01	997.0	0.0007963	4251
0.3395	0.01	993.0	0.0006855	4918
0.3395	0.01	995.4	0.0007292	4634
0.3395	0.01	996.6	0.0007799	4338

4. Factor de fricción en vuelta cerrada con ecuación de Haaland:

$$f_L = \frac{1}{\left[-1.8 * log\left(\frac{\varepsilon/d}{3.7}\right)^{1.1} + \frac{6.9}{Re}\right]^2} \quad \text{(A3.5)}$$

Donde:

$f_L = Factor\ de\ fricción\ en\ la\ vuelta\ cerrada\ (Adimensional)$

$\varepsilon = Rugosidad\ relativa\ (m)$

$$f_L = \frac{1}{\left[-1.8 * log\left(\frac{0.0000015\ m/0.01m}{3.7}\right)^{1.1} + \frac{6.9}{4634}\right]^2} = 0.014$$

5. Calculo de las pérdidas de carga:

$$h_L = f * \frac{L}{d} * \frac{v^2}{2g} + f_L * n * \frac{L}{d} * \frac{v^2}{2g} \quad \text{(A3.6)}$$

Donde:

$f = Factor\ de\ fricción\ (Adimensional)$

$n = Núemro\ de\ vueltas\ (Adimensional)$

$g = Gravedad\ \left(9.81\ {}^{m}/_{s^2}\right)$

$L = longitud\ del\ tubo\ (m)$

$h_L = Pérdidas\ de\ carga\ (m)$

$$h_L = (0.014\ m) * \left(\frac{1.76\ m}{0.01\ m}\right) * \frac{(0.3395\ m/s)^2}{2(9.81\ m/s^2)} + (0.01322) * (7) * (50) * \frac{(0.3395\ m/s)^2}{2(9.81\ m/s^2)}$$
$$= 0.03122\ m$$

6. Calculo de la caída de presión:

$$\Delta P = W_{especifico} * [\Delta Z + h_L] \quad \text{(A3.7)}$$

Donde:

$\Delta P = Caida\ de\ presión\ (Pa)$

$W_{especifico} = Peso\ especifico\ del\ fluido\ agua\ \left({}^{N}/_{m^3}\right)$

$\Delta z = Diferencia\ de\ alturas\ (m)$

$$\Delta P = (9756\ N/\ m^3) * [0.1257\ m + 0.03122\ m] = 1531\ Pa + 77911\ Pa = 79442\ Pa = 79.44\ kPa$$

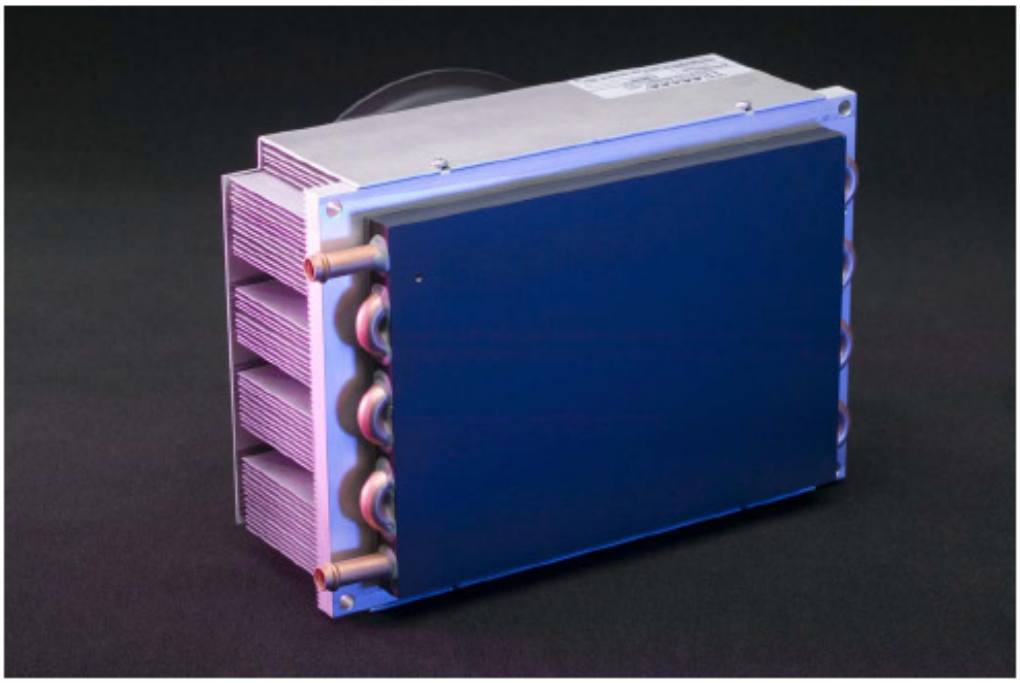
Tabla A3.2 Calculo la caída de presión.

Peso especifico $\left({}^{N}/_{m^3}\right)$	**Diferencia de alturas** (m)	**Pérdidas de carga** (m)	**Caida de presión** (Pa)	**Presión atmosferic** (Pa)	**Caida de presión absoluta** (Pa)	**Caida de presión absoluta** (kPa)
9756	0.1257	0.031	1531	77911	79442	79.44
9760	0.1257	0.033	1558	77911	79469	79.47
9763	0.1257	0.033	1559	77911	79470	79.47
9738	0.1257	0.056	1777	77911	79688	79.69
9756	0.1257	0.060	1816	77911	79727	79.73
9760	0.1257	0.060	1817	77911	79728	79.73

ANEXO 4

ESPECIFICACIONES DEL LC200

LC-200 Peltier-Thermoelectric Liquid Cooler



- A high-density bonded-fin heat sink and an eight-pass liquid exchanger give high cooling capacity in a relatively small size.
- Useful in medical products, recirculation chillers, laser diode coolers, temperature baths, laboratory instruments, etc.
- The cooler can easily be customized for production-sized orders to meet your exact requirements.
- Can be customized with swirl inserts in the liquid loops to improve heat transfer at low flow rates.
- Threaded hole located in liquid exchanger provides for easy attachment of a temperature sensor.
- CE marked, RoHS compliant

TE TECHNOLOGY, INC.
1590 Keane Drive
Traverse City, MI 49686
www.tetech.com
TEL: 231-929-3966
FAX: 231-929-4163
email: cool@tetech.com

NOTE: All specifications are subject to change without notice.

Fig. A4.1 Modulo Peltier-Termoelectrico [43].

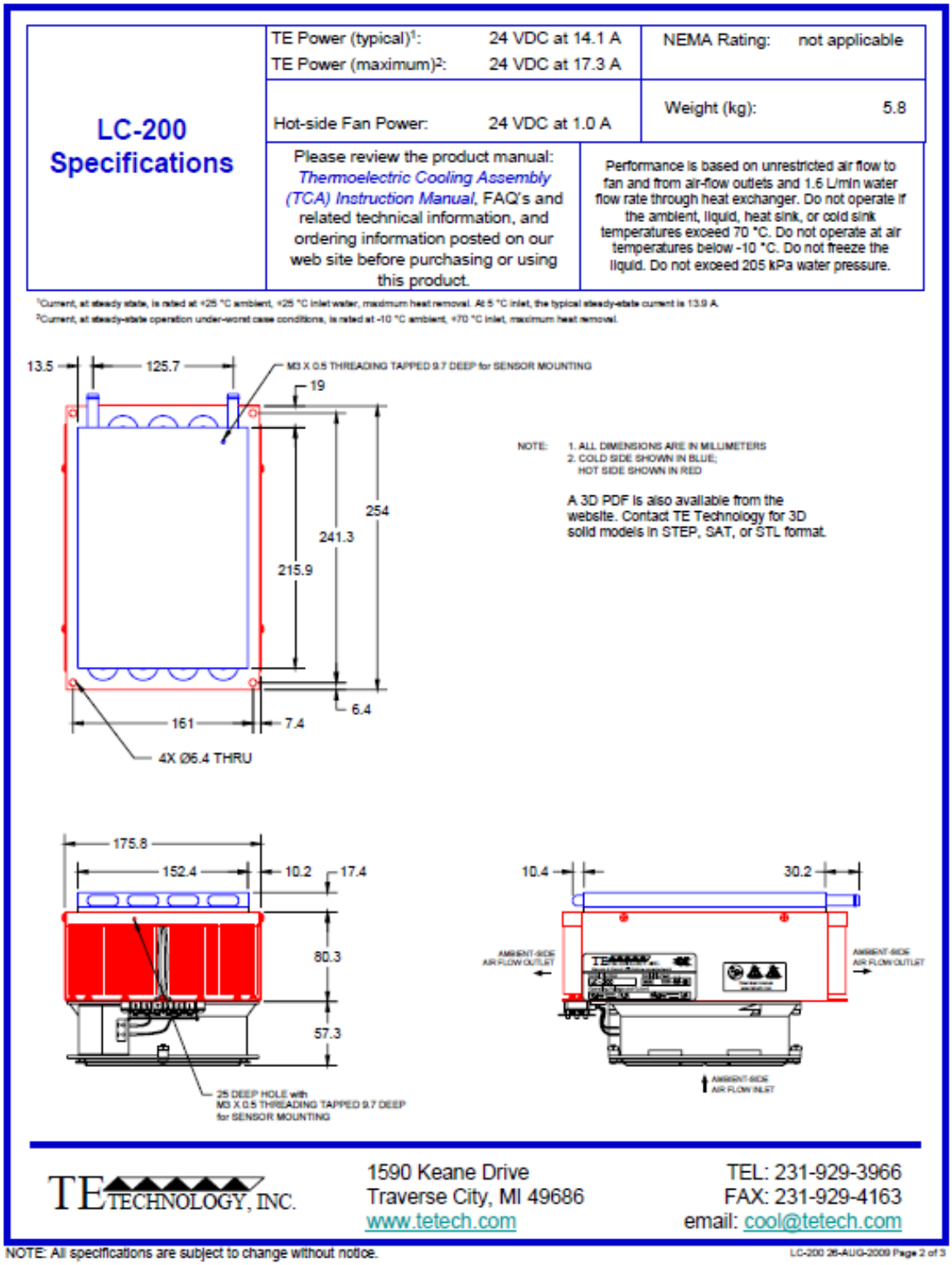


Fig. A4.2 Especificaciones del Modulo Peltier-Termoelectrico [43].

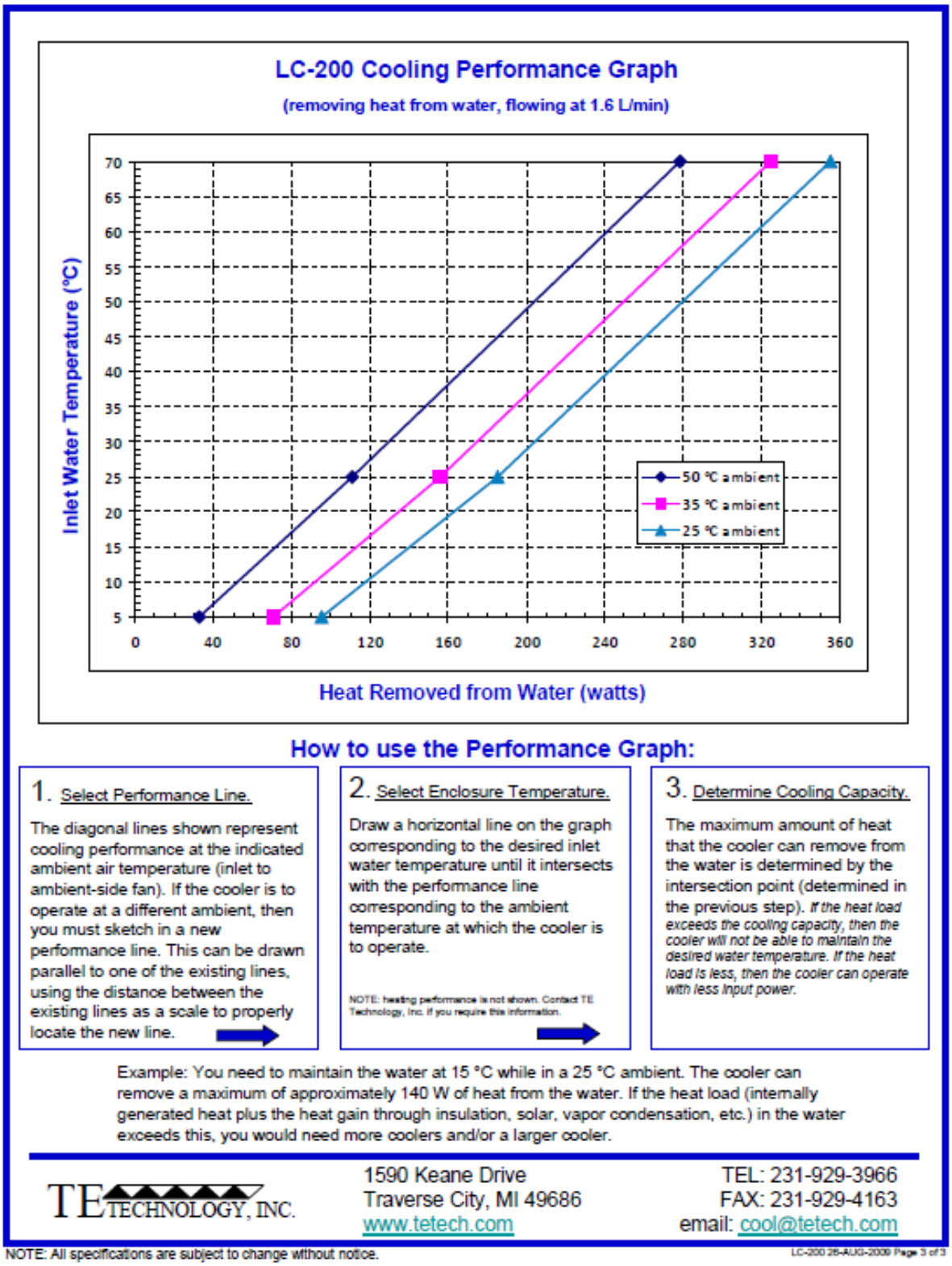


Fig. A4.3 Prueba experimental del Modulo Peltier-Termoelectrico [43].

ANEXO 5

TABLAS DE RESULTADOS

Tabla A5.1 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 775 rpm, ventilador del condensador.

No.	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	153.75	-8	385.10	1.783
2	836.33	60	435.20	1.823
3	822.54	32	245.60	1.198
4	157.20	-8	245.60	1.198

Tabla A5.2 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador.

No.	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	208.91	-10	383.30	1.750
2	898.39	55	429.50	1.801
3	884.64	29	241.20	1.184
4	157.20	-10	241.20	1.184

Tabla A5.3 Resultados del ciclo de refrigeración real.

rpm del ventilad del condens	Flujo másico (kg/s)	Calor evaporador (kW)	Trabajo en el compresor (kW)	Calor condensador (kW)	COP
775	0.023	3.21	1.15	4.36	2.78
1550	0.024	3.41	1.11	4.52	3.07

Tabla A5.4 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 775 rpm del ventilador del condensador.

No.	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	174.44	-11	382.60	1.763
2	836.33	55	430.20	1.808
3	822.54	35	250.00	1.212
4	188.26	-11	250.00	1.212

Tabla A5.5 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador.

No.	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	181.33	-13	381.40	1.753
2	870.81	50	424.70	1.789
3	857.02	30	242.70	1.188
4	188.23	-13	242.70	1.188

Tabla A5.6Resultados del ciclo de refrigeración real.

rpm del ventilad del condens	Flujo másico (kg/s)	Calor evaporador (kW)	Trabajo en el compresor (kW)	Calor condensador (kW)	COP
775	0.031	4.11	1.48	5.59	2.78
1550	0.032	4.44	1.39	5.82	3.20

Tabla A5.7 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador.

No.	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	153.80	-8	385.10	1.783
2	836.30	60	435.20	1.823
3	743.10	13.52	219.50	1.111
4	160.70	-8	219.50	1.111

Tabla A5.8 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador.

No.	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	208.90	-10	383.30	1.751
2	898.40	55	429.50	1.802
3	805.20	18.38	226.30	1.133
4	157.20	-10	226.30	1.133

Tabla A5.9 Resultados del ciclo de refrigeración real.

rpm del ventilad del condens	Flujo másico (kg/s)	Calor evapor (kW)	Trabajo en el compr (kW)	Trabajo del MT (kW)	Trabajo total (kW)	Calor condensador (kW)	COP
775	0.023	3.97	1.20	0.321	1.52	5.17	2.60
1550	0.024	3.76	1.43	0.321	1.43	4.87	2.63

Tabla A5.10 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador.

No.	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	174.40	-11	382.60	1.763
2	836.30	55	430.20	1.808
3	742.90	16.24	223.30	1.124
4	188.30	-11	223.30	1.124

Tabla A5.11 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por compresión real a 1550 rpm del ventilador del condensador.

No.	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	181.30	-13	381.40	1.753
2	870.80	50	424.70	1.789
3	777.30	20.87	229.80	1.146
4	188.20	-13	229.80	1.146

A5.12 Resultados del ciclo de refrigeración real.

rpm del ventilad del condens	Flujo másico (kg/s)	Calor evaporad or (kW)	Trabajo en el compr (kW)	Trabajo del MT (kW)	Trabajo total (kW)	Calor condens ador (kW)	COP
775	0.031	4.93	1.47	0.321	1.79	6.41	2.74
1550	0.032	4.85	1.38	0.321	1.70	6.23	2.84