

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



**DESEMPEÑO ENERGÉTICO DEBIDO AL USO DE  
ESTRATEGIAS DE CONTROL EN UNA CÁMARA DE  
CLIMA CONTROLADO MEDIANTE EL ÍNDICE DE  
DESEMPEÑO Y LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE  
REFRIGERACIÓN**

**POR**

**MIRNA MARICELA MARTÍNEZ FLORES**

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

**JUNIO 2016**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**DESEMPEÑO ENERGÉTICO DEBIDO AL USO DE  
ESTRATEGIAS DE CONTROL EN UNA CÁMARA DE  
CLIMA CONTROLADO MEDIANTE EL ÍNDICE DE  
DESEMPEÑO Y LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE  
REFRIGERACIÓN**

**POR**

**ING. MIRNA MARICELA MARTÍNEZ FLORES**

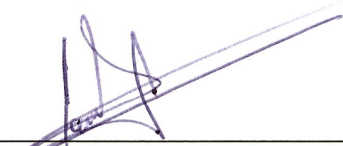
**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

**JUNIO 2016**

**Universidad Autónoma de Nuevo León**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica**  
**Subdirector de Estudios de Posgrado**

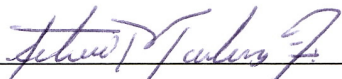
Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Desempeño energético debido al uso de estrategias de control en una Cámara de Clima Controlado mediante el índice de desempeño y la eficiencia del sistema de refrigeración», realizada por el alumno Ing. Mirna Maricela Martínez Flores con número de matrícula 0839271, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis



Dr. Santos Méndez Díaz

Asesor



Dr. Arturo Morales Fuentes

Revisor



Dr. Efraín Alcorta García

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, mayo 2016

# DEDICATORIA

---

*A mis padres Delia Guadalupe Flores Gauna y Jesús Martínez Valdez † así como a Luis Arturo Valdez Hinojosa por su apoyo comprensión y paciencia ya que sin ellos no hubiera realizado la maestría ni esta tesis.*

*A mis hijos Myriam Andrea y Luis Gerardo Valdez Martínez por ser mi razón de ser mejor en todos los aspectos de mi vida.*

*A mis compañeros de generación Mayra Mendoza, Milton Méndez, Valery Garza y Jesús Juárez por todo el apoyo que me brindaron durante la maestría y durante este tiempo iniciamos una hermosa amistad que espero continúe....*

# ÍNDICE GENERAL

---

<b>Dedicatoria</b>	<b>IV</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>XVI</b>
<b>Agradecimientos</b>	<b>XIX</b>
<b>Resumen</b>	<b>XX</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación . . . . .	2
1.2. Planteamiento y justificación del problema . . . . .	3
1.3. Objetivo general . . . . .	4
1.3.1. Objetivo específico 1: . . . . .	4
1.3.2. Objetivo específico 2: . . . . .	4
1.4. Hipótesis . . . . .	5
<b>2. Antecedentes</b>	<b>6</b>
2.1. Introducción . . . . .	6

---

2.2. Fundamento teórico . . . . .	8
2.2.1. Termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor . . . . .	12
2.2.2. Modelo matemático del sistema de refrigeración . . . . .	27
2.3. Válvulas electrónicas . . . . .	41
2.3.1. Válvula de expansión . . . . .	42
2.3.2. EPR (Válvula reguladora de presión de evaporador) . . . . .	44
2.3.3. EHGB (Válvula de gas caliente bypass) . . . . .	46
2.4. Estado del arte . . . . .	47
<b>3. Algoritmos de control</b>	<b>52</b>
3.1. Sistemas de control . . . . .	52
3.2. Sintonía de criterios integrales por control regulatorio . . . . .	54
3.3. Sistemas dinámicos de primer orden . . . . .	56
3.3.1. Modelado de primer orden . . . . .	56
3.3.2. Variable de desviación . . . . .	57
3.3.3. Constante de tiempo . . . . .	58
3.3.4. Ganancia . . . . .	60
3.3.5. Tiempo muerto . . . . .	61
3.3.6. Función de transferencia . . . . .	62
3.4. Ensayos experimentales . . . . .	63

---

3.4.1.	Pruebas de control de lazo abierto . . . . .	64
3.5.	Algoritmo PID . . . . .	67
3.5.1.	EEV Válvulas de expansión electrónica . . . . .	68
3.5.2.	EPR Válvula reguladora de presión de evaporador . . . . .	69
3.5.3.	EHGB Válvula de gas caliente bypass . . . . .	69
<b>4.</b>	<b>Metodología</b>	<b>71</b>
4.1.	Introducción . . . . .	71
4.2.	Metodología de ensayos. . . . .	71
4.2.1.	Análisis del diseño actual de la cámara climática. . . . .	73
4.2.2.	Sistema de adquisición de datos. . . . .	77
4.2.3.	Modelado individual de cada componente . . . . .	78
4.2.4.	Implementación de lazo cerrado y sintonización de PID . . . . .	81
4.2.5.	Modelado de la respuesta dinámica del sistema de refrigeración. . . . .	82
4.2.6.	Integración de los algoritmos en una aplicación general. . . . .	82
4.2.7.	Realización de pruebas experimentales . . . . .	86
4.2.8.	Análisis de resultados . . . . .	86
<b>5.</b>	<b>Implementación y Resultados</b>	<b>87</b>
5.1.	Implementación . . . . .	87
5.2.	Resultados y Discusión . . . . .	89
5.2.1.	Diseño 1: Válvula de Expansión Electrónica EEV . . . . .	89

---

5.2.2. Diseño 2: Válvula de Expansión Electrónica y la Válvula de Gas Caliente Bypass EEV + EHGB . . . . .	97
5.2.3. Diseño 3: la Válvula de expansión electrónica EEV y la válvula reguladora de presión EEV+EPR . . . . .	105
5.2.4. Diseño 4: Válvula de Expansión Electrónica y la Válvula de Gas Caliente Bypass en paralelo Válvula Reguladora de Presión EEV+EHGB en paralelo EPR . . . . .	113
5.3. Comparativo entre Diseños . . . . .	123
<b>6. Conclusiones</b>	<b>128</b>
6.1. Trabajo futuro . . . . .	130

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

2.1. Diagrama P-v de una sustancia pura . . . . .	10
2.2. Diagrama de flujo del ciclo de refrigeración simple . . . . .	13
2.3. Diagrama de presión entalpía y un ciclo de refrigeración simple. . . . .	14
2.4. Diagrama de presión - entalpía y flujo de calor. . . . .	17
2.5. Comparación entre dos ciclos saturados simples que trabajan a diferentes temperaturas vaporizantes. . . . .	20
2.6. Diagrama de presión - entalpía del ciclo real de refrigeración mostrando los efectos de subenfriamiento recalentamiento y caídas de presión . . . . .	21
2.7. Unidad Condensadora . . . . .	23
2.8. Diagrama de flujo de un sistema de refrigeración. . . . .	27
2.9. Proceso de evaporización. . . . .	28
2.10. Entalpía de vaporización del R22 . . . . .	30
2.11. proceso de condensación. . . . .	33
2.12. Diagrama de ciclo de refrigeración con válvula termostática. . . . .	43
2.13. Diagrama de refrigeración con válvula reguladora de presión . . . . .	45

---

2.14. Diagrama de refrigeración con válvula de gas caliente bypass donde se inyecta gas caliente en el distribuidor entre la válvula de expansión y el evaporador . . . . .	46
2.15. Diagrama de refrigeración con válvula de gas caliente bypass donde se inyecta gas caliente después del evaporador . . . . .	47
3.1. Diagrama de bloques de la función de transferencia. . . . .	56
3.2. Definición de la variable de desviación. $u(t)$ . . . . .	58
3.3. Respuesta de un proceso de primer orden a un cambio escalón de la función de entrada constante de tiempo. . . . .	60
3.4. Grafica escalón del tiempo muerto. . . . .	61
3.5. Comparación método de Ziegler Nichols vs Criterios Integrales . . . . .	64
3.6. Diagrama electrónico de conexión. . . . .	65
4.1. Cámara de clima controlado, FIME UANL . . . . .	73
4.2. Diagrama de la instalación de los actuadores del sistema de refrigeración	74
4.3. Diagrama de bloques de la resistencia eléctrica . . . . .	78
4.4. Diagrama de bloques de la válvula de expansión electrónica . . . . .	79
4.5. Diagrama de bloques de la válvula electrónica de gas caliente bypass .	79
4.6. Diagrama de bloques de la válvula reguladora de presión . . . . .	80
4.7. Diagrama de control del Diseño 1 EEV . . . . .	83
4.8. Diagrama de control del Diseño 2 EEV + EHGB . . . . .	83
4.9. Diagrama de control del Diseño 3 EEV + EPR . . . . .	84

---

4.10. Diagrama de control del Diseño 4 EEV + EHGB en paralelo EPR . . .	85
5.1. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D1: EEV . . . . .	90
5.2. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D1: EEV . . . . .	91
5.3. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D1: EEV . . . . .	92
5.4. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D1: EEV . . . . .	93
5.5. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D1: EEV . . . . .	94
5.6. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D1: EEV . . . . .	94
5.7. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D1: EEV . . . . .	95
5.8. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D1: EEV . . . . .	96
5.9. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D1: EEV . . . . .	96
5.10. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D2:EEV + EHGB . . . . .	98
5.11. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D2:EEV + EHGB . . . . .	99

---

5.12. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D2:EEV + EHGB . . . . .	100
5.13. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura in- terior 21°C D2:EEV + EHGB . . . . .	100
5.14. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temper- atura interior 21°C D2:EEV + EHGB . . . . .	101
5.15. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D2:EEV + EHGB . . . . .	102
5.16. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura in- terior 32°C D2:EEV + EHGB . . . . .	102
5.17. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temper- atura interior 32°C D2:EEV + EHGB . . . . .	103
5.18. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D2:EEV + EHGB . . . . .	104
5.19. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura in- terior 10°C D3:EEV+EPR . . . . .	106
5.20. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temper- atura interior 10°C D3:EEV+EPR . . . . .	107
5.21. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D3:EEV+EPR . . . . .	108
5.22. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura in- terior 21°C D3:EEV+EPR . . . . .	108
5.23. Resultados sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatu- ra interior 21°C D3:EEV+EPR . . . . .	110

---

5.24. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D3:EEV+EPR . . . . .	110
5.25. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura in- terior 32°C D3:EEV+EPR . . . . .	111
5.26. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temper- atura interior 32°C D3:EEV+EPR . . . . .	112
5.27. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D3: EEV+EPR . . . . .	112
5.28. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura in- terior 10°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	115
5.29. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temper- atura interior 10°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	116
5.30. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	117
5.31. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura in- terior 21°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	117
5.32. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temper- atura interior 21°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	118
5.33. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	119
5.34. Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura in- terior 32°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	120
5.35. Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temper- atura interior 32°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	121

---

5.36. Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR . . . . .	121
5.37. Comparativo COP Relación de presión y Sobrecalentamiento pruebas experimentales temperatura de consigna 10°C . . . . .	126
5.38. Comparativo COP Relación de presión y Sobrecalentamiento pruebas experimentales temperatura de consigna 21°C . . . . .	126
5.39. Comparativo COP Relación de presión y Sobrecalentamiento pruebas experimentales temperatura de consigna 32°C . . . . .	127

# ÍNDICE DE TABLAS

---

5.1. Comparativo Diseño 1 EEV diferentes temperaturas consigna interior cámara climática . . . . .	97
5.2. Comparativo Diseño 2 EEV + EHGB diferentes temperaturas consigna interior cámara climática . . . . .	104
5.3. Comparativo Diseño 3 EEV + EPR diferentes temperaturas consigna interior cámara climática . . . . .	113
5.4. Comparativo Diseño 4 EEV + EHGB en paralelo EPR diferentes temperaturas consigna interior cámara climática . . . . .	122
5.5. Comparativo temperatura de consigna 10°C . . . . .	123
5.6. Comparativo temperatura de consigna 21°C . . . . .	124
5.7. Comparativo temperatura de consigna 32°C . . . . .	125

# NOMENCLATURA

---

P: Presión

V: Volumen

T: Temperatura

C: Constante

n: Constante

x: Calidad del vapor

$(Q_R)$ : Calor removido por el evaporador

$(W_C)$ : Trabajo del compresor

$(Q_D)$ : Calor desechado por el condensado

$(m)$ : Flujo másico del refrigerante.

$(h_1)$ : Entalpía a la salida del evaporador.

$(h_2)$ : Entalpía en la entrada del condensador

$(h_3)$ : Entalpía en la salida del condensador

$(h_4)$ : Entalpía a la entrada del evaporador.

$(h_R)$ : Entalpía del refrigerante

$(h_A)$ : Entalpía del aire

$(h_{fg})$ : Entalpía de vaporización.

$(T_{ER})$ : Temperatura del espacio a refrigerar.

$(T_R)$ : Temperatura del refrigerante.

$(\Delta H)$ : Espesor de la capa de hielo.

$(\Delta S)$ : Espesor de serpentín.

$(K_H)$ : Coeficiente de conductividad térmica la capa de hielo.

$(K_S)$ : Coeficiente de conductividad térmica del serpentín.

$\tau$  la temperatura característica.

$(t_c)$  el tiempo característico.

$(T_C)$ : Temperatura del condensador.

$\beta$ : Conductancia térmica.

N: Revoluciones del compresor en rps.

$(V_p)$ : Volumen desplazado en  $m^3/\text{rev}$ .

$\rho$ : Densidad en  $\text{Kg}/m^3$ .

$(C_r)$ : Espacio muerto en el compresor.

K: Constante característica de expansión.

$K_p$ : Ganancia del proceso.

$T_i$ : Ganancia integral.

$T_d$ : Ganancia derivativa.

$G(s)$ : Representación general de una función de transferencia.

$Y(s)$ : Transformada de Laplace de la variable de salida.

$U(s)$ : Transformada de Laplace de la variable de entrada o de la función de forzamiento.

$\Theta$ : Retardo de tiempo o retardo de transporte.

$\tau$ : Constante de tiempo del proceso.

$U(t)$ : Es la variable de desviación.

$e$ : error o desviación mínima de la variable a controlar

$u(t)$ : Es la variable absoluta correspondiente.

$u$ : Es el valor  $u$  en el punto de operación valor base o set-point.

# AGRADECIMIENTOS

---

Al CONACyT por haberme otorgado la beca para poder realizar mis estudios de pos-grado.

A mi asesor Dr. Santos Méndez Díaz, director de esta tesis, por su capacidad para guiar mis ideas, su invaluable dedicación y apoyo ya que sin él no hubiera sido posible la realización de este trabajo. Además le agradezco el haber facilitado los medios suficientes para llevar a cabo las actividades para el desarrollo de esta tesis.

Al Dr. Arturo por su apoyo, paciencia y haber compartido sus conocimientos en las aulas de clases.

Al Dr. Simón Martínez Martínez por su apoyo en las actividades realizadas durante este trabajo de tesis.

A todos mi profesores que durante la maestría compartieron sus conocimientos en las aulas de clase y laboratorios.

Y por último y más importante gracias a Dios por haberme permitido vivir esta experiencia de vida.

# RESUMEN

---

Ing. Mirna Maricela Martínez Flores.

Candidato para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

Universidad Autónoma de Nuevo León.

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Título del estudio: DESEMPEÑO ENERGÉTICO DEBIDO AL USO DE ESTRATEGIAS DE CONTROL EN UNA CÁMARA DE CLIMA CONTROLADO MEDIANTE EL ÍNDICE DE DESEMPEÑO Y LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN..

Número de páginas: 134.

La presente tesis tiene como objetivo desarrollar e implementar algoritmos de control que permitan mejorar el desempeño del sistema de refrigeración de la cámara climática del Laboratorio de Ambiente Controlada de la FIME, sin comprometer sus prestaciones en cuanto a precisión y estabilidad.

Para ello se realizó la comparación de cuatro distintas estrategias de control para determinar cuál de ellas es mejor con respecto a la estabilidad en la temperatura de consigna de la Cámara de Clima Controlado, además se evaluó el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración (COP, por sus siglas en inglés).

Se llevaron acabo pruebas experimentales con diferentes temperaturas de consigna

en el interior de la Cámara Climática de 10°C, 21°C y 32°C. Todas las pruebas físicas fueron realizadas con un sobrecalentamiento establecido en 10°F como medida de seguridad para operar el sistema de refrigeración sin comprometer la vida útil de los componentes del sistema de refrigeración. En todos los experimentos se evaluó la estabilidad en la temperatura de consigna en el interior del recinto, el sobrecalentamiento y el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración.

La principal contribución de ésta tesis consiste en demostrar que distintas estrategias de control además de lograr una buena estabilidad en la temperatura de consigna en el interior de la cámara, se puede mejorar el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración, ello puede obtenerse cuando se gestiona adecuadamente el uso de elementos de control de flujo de refrigerante mediante, el uso de la válvula reguladora de presión EPR, se logra controlar el sobrecalentamiento lo cual nos permite operar el sistema de refrigeración en condiciones seguras, además de que se logra disminuir notablemente la relación de presión lo que no lleva a concluir que es posible el ahorro de energía mediante la implementación de estrategias de control que utilizan la EPR.

Las cuatro estrategias de control propuestas tienen una gran estabilidad en la temperatura de consigna de la Cámara Climática. Se identificó una combinación óptima de dispositivos de control de flujo de refrigerante que permiten una mejor estabilidad y un mejor desempeño del sistema de refrigeración, ello se ha logrado mediante la combinación de la válvula electrónica reguladora de presión (EPR) y la válvula electrónica de expansión (EEV). La consigna del sobrecalentamiento ha podido ser adecuadamente controlada solamente cuando se trabajó con la EPR ya que ésta controla la presión a la salida del evaporador de manera precisa. En cambio cuando se trabajó con la válvula electrónica de gas caliente (EHGB) no se ha logrado llegar a la consigna de sobrecalentamiento (SH). Cuando solamente se trabajó con la EEV, el sobrecalentamiento no ha podido ser controlado adecuadamente y la vida útil del compresor podría estar comprometida. Por ésta razón se recomienda dimensionar correctamente la EEV, además de posicionarla tan cerca como sea

---

posible del evaporador. De igual manera, se recomienda favorecer el uso de la EPR en los algoritmos de control de la Cámara Climática. La nueva estrategia de control permite emplear un algoritmo de control que pudiera incluirse como una herramienta más de ahorro energético.

## CAPÍTULO 1

# INTRODUCCIÓN

---

Las cámaras climáticas son recintos que proporcionan un clima deseado independientemente del entorno exterior. Son utilizadas frecuentemente en la investigación y la industria, en la prueba de durabilidad de materiales, dispositivos o electrodomésticos. FIME desarrolló una cámara climática con CETEC-Whirlpool y esta ubicada en el laboratorio de clima controlado. Esta cámara climática cuenta con la instalación de válvula electrónica de expansión (EEV), válvula electrónica de gas caliente bypass (EHGB), válvula reguladora de presión (EPR) es por ello que el presente trabajo se va a desarrollar e implementar algoritmos de control que permitan mejorar el desempeño del sistema de refrigeración de la cámara climática sin comprometer sus prestaciones en cuanto a precisión y estabilidad, además de evaluar el desempeño energético debido al uso de estrategias de control en el sistema de refrigeración de la cámara climática, utilizando el índice de desempeño del sistema de refrigeración como elemento de comparación. Bajo distintas condiciones de operación. Para lograr esto es necesario implementar las estrategias de control en los diferentes actuadores del sistema de refrigeración, que a saber son las válvulas de expansión electrónica (EEV), válvula reguladora de presión (EPR) y válvula de gas caliente bypass(EHGB), ello con la finalidad de mejorar la estabilidad en la consigna de temperatura interior del recinto y optimizar el control de flujo del refrigerante logrando así, mejorar el desempeño del sistema. También se han desarrollado e im-

plementado algoritmos de control en el sistema de calefacción de la cámara climática, ello es necesario para mantener la consigna en la temperatura en el interior de la cámara climática.

## 1.1 MOTIVACIÓN

La cámara climática es utilizada para el simular diferentes temperaturas para analizar el funcionamiento, comportamiento, durabilidad y realizar diferentes pruebas de funcionalidad de refrigeradores de uso doméstico. En la NOM-015 ENER 2002 aparato 9.2 se menciona el uso de los recintos de clima controlado para las pruebas de consumo energético de las refrigeradores.

FIME cuenta con una cámara de clima controlado, la cual puede controlar condiciones de temperatura y eventualmente humedad. Consta de un sistema de refrigeración y un sistema de calefacción. Que permitan la operación en un amplio rango de temperatura.

El sistema de refrigeración consta de un compresor, un evaporador, un condensador y válvulas como elementos de control de flujo de refrigerante. Existen varios tipos de válvulas: válvula de expansión electrónica (EEV, por sus siglas en inglés), válvula reguladora de presión de evaporador (EPR, por sus siglas en inglés) y válvula de gas caliente bypass (EHGB, por sus siglas en inglés). De los componentes del sistema de refrigeración, es el compresor quien consume mayor cantidad de energía durante su operación. Las condiciones de operación del compresor están influenciadas directamente por las condiciones de operación en el evaporador y el condensador, además de la relación de presiones. La relación de presiones es la condición que más impacta en la presión de evaporación.

Los algoritmos de control pueden ser utilizados como herramienta de ahorro de energía durante la operación del sistema de refrigeración. Su uso podrá mejorar la precisión, la estabilidad de la temperatura de la cámara de clima controlado y

prolongar la vida útil de los distintos componentes.

Como parte del trabajo desarrollado, se ha propuesto un primer acercamiento al modelado de la respuesta dinámica del sistema de refrigeración el cual se inicia con el análisis del modelado del evaporador, el modelado del condensador, el modelado del compresor en condiciones ideales de operación un elemento de expansión, ello permite determinar el desempeño en la operación del sistema de refrigeración (COP).

Se realiza también una comparación de dos estrategias de sintonización de control clásico de PID, éstas son: son Ziegler Nichols y Criterios Integrales. Para dicha comparación se realiza una simulación en Matlab/Simulink para determinar cuál es el más idóneo para controlar el sistema de refrigeración de la cámara climática. Una vez que se determina que método de sintonización es conveniente, se inicio el cálculo de las contantes del PID ideal por medio del método de criterios integrales por control regulatorio, ello con la finalidad de obtener la sintonización para cada uno de los actuadores del sistema a partir de datos obtenidos en la pruebas de lazo abierto de dichos elementos.

## 1.2 PLANTEAMIENTO Y JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La cámara climática surgió de la necesidad de tener un recinto para realizar ensayos con prototipos nuevos y producto terminado. Los involucrados dentro de este proyecto fueron la empresa Whirpool y FIME (UANL).

La cámara de clima controlado es utilizada para medir el consumo energético de los refrigeradores de uso domestico y para evaluar el desempeño de prototipos, por ello es necesario realizar pruebas a diferentes temperaturas. Los ciclos de trabajo a los que opera pueden durar días e incluso hasta semanas. Lo anterior implica una gran demanda de energía haciendo necesario mejorar el desempeño del sistema de

refrigeración. Es posible entonces disminuir el impacto en el consumo energético del sistema de refrigeración con mejores estrategias de control.

Por lo anterior, es de vital importancia mantener una temperatura de consigna con niveles de precisión aceptable, además de mejorar la eficiencia del sistema para reducir el consumo de energía, por ello el desarrollo de mejores estrategias de control de las válvulas de expansión electrónica (EEV), válvula reguladora de presión (EPR) y válvula de gas caliente (EHGB) permitirán una gran estabilidad en la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática.

## 1.3 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar e implementar algoritmos de control que permitan mejorar el desempeño del sistema sin comprometer las prestaciones de la cámara climática

### 1.3.1 OBJETIVO ESPECIFICO 1:

Desarrollar e implementar estrategias de control para las válvulas de expansión electrónica (EEV), válvula reguladora de presión (EPR) y válvula de gas caliente (EHGB) que permitan una adecuada estabilidad en la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática, ello mediante una combinación optimizada de control de flujo que no comprometa el desempeño del sistema.

### 1.3.2 OBJETIVO ESPECIFICO 2:

Desarrollar e implementar algoritmos de control en los diferentes actuadores del sistema de refrigeración de la cámara climática que permitan un mejor coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración (COP), y una menor relación de presión.

---

Con ello se espera mejorar el consumo energético del sistema.

## 1.4 HIPÓTESIS

Es posible lograr una estabilidad en la temperatura interior de la cámara climática empleando una combinación óptima de estrategias de control de flujo de refrigerante para mejorar el desempeño del sistema de refrigeración. Ello impactará en la relación de presión y en consecuencia mejorará el consumo energético del sistema sin comprometer las prestaciones de la misma.

## CAPÍTULO 2

# ANTECEDENTES

---

## 2.1 INTRODUCCIÓN

La refrigeración se puede definir como la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una de mayor temperatura [1]. Sabemos que esto no ocurre de manera natural por lo que es necesario utilizar un dispositivo cíclico (refrigerador) y un fluido de trabajo (refrigerante) además es indispensable delimitar el espacio que se va a refrigerar con aislantes térmicos. El calor fluye de una región de temperatura elevada a otra región de temperatura inferior, por lo tanto se tendrá un flujo de calor hacia el espacio refrigerado de los alrededores de elevada temperatura. Para limitar el flujo de calor hacia el espacio refrigerado es necesario utilizar aislantes térmicos [2].

Existen diferentes tipos de ciclo:

- a) Refrigeración por compresión de vapor: El refrigerante se condensa y evapora alternadamente para luego comprimirse en fase de vapor.
- b) Ciclo de refrigeración de gas: El refrigerante permanece todo el tiempo en fase gaseosa.
- c) Refrigeración en cascada: Utiliza mas de un ciclo de refrigeración

- d) Refrigeración por absorción: El refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido.
- e) Refrigeración termoeléctrica: La refrigeración es producida mediante el paso de corriente eléctrica a través de dos materiales distintos.

La refrigeración por compresión de vapor tiene más de 100 años, es la más común en la refrigeración comercial y se espera que siga siendo utilizado. El sistema de refrigeración por compresión de gas está formado por un circuito cerrado de tubería que contiene como principales elementos un compresor, evaporador, condensador y dispositivo de expansión, y la finalidad de un sistema de refrigeración es extraer el calor de un espacio determinado y transmitirlo al exterior, realizando alternativamente la compresión, condensación, expansión y evaporización del líquido refrigerante.

El compresor es el elemento del sistema de refrigeración que consume más energía, la razón es que al ser seleccionado normalmente es de acuerdo a la capacidad máxima esperada en el sistema. Dado que las capacidades varían a lo largo del día y del año, los compresores se consideran sobredimensionados durante períodos largos de tiempo (se estima que los sistemas están funcionando a carga parcial más de un 65 % del tiempo de funcionamiento). Para compensar este sobredimensionamiento se utilizan los controles on/off, válvulas de regulación-presión y bypass de gas caliente, estos son los sistemas de regulación convencionales que se utilizan con mayor frecuencia en los sistemas de refrigeración para compensar el exceso de capacidad del compresor [3].

La capacidad de refrigeración de un equipo está dada por el calor absorbido en el evaporador ( $Q_R$ ). En cambio, la carga de refrigeración corresponde a la energía térmica que contiene el medio que se desea refrigerar. Por lo tanto el trabajo ejercido por el compresor sobre el fluido refrigerante ( $W$ ) puede estimarse como la diferencia entre el calor disipado por el condensador ( $Q_D$ ) y el calor absorbido por el evaporador ( $Q_R$ ).

El calor absorbido en el evaporador ( $Q_R$ ), el calor expulsado en el condensador ( $Q_D$ ) y la potencia o trabajo ejercido sobre el fluido refrigerante ( $W$ ), pueden ser calculados de acuerdo a las variaciones de la entalpía del refrigerante en las distintas etapas del ciclo. Las válvulas de expansión son consideradas isoentálpicas (entalpía constante).

## 2.2 FUNDAMENTO TEÓRICO

Se puede comparar al compresor como el corazón del sistema de refrigeración, ya que su función es enviar el refrigerante a todos los componentes. Primero al condensador (el refrigerante cambia de fase de vapor a líquido desechando calor a sus alrededores) y de ahí pasa a la válvula de expansión (el fluido disminuye la presión) después ingresa al evaporador (cambia de fase de líquido a vapor absorbiendo calor de sus alrededores) y por último retorna al compresor (el fluido como vapor sobrecalentado es confinado aumentando la presión) para volver a iniciar el ciclo por todo el sistema.

Es evidente que en el ciclo de refrigeración hay cambios de fase y diferentes condiciones termodinámicas por lo que se definen diferentes conceptos:

Se sabe que las sustancias existen principalmente en tres fases: sólida, líquida y gaseosa.

Las moléculas en un sólido están dispuestas en un patrón tridimensional que se repite en todo el sólido, las fuerzas de atracción entre las moléculas es muy grande y se mantienen en posición fija. A pesar de estar fijas la moléculas hay movimiento oscilante entre ellas y depende de la temperatura, a mayor temperatura mayor es la oscilación, al ser las oscilaciones muy grandes provocan que un grupo de moléculas se aparten y comienza el proceso de fusión (cambio de fase sólida a líquida).

El espaciamiento molecular en la fase líquida es parecido al de la fase sólida,

excepto en que las moléculas ya no están en posiciones fijas entre sí y pueden girar y trasladarse libremente, en un líquido las fuerzas intermoleculares es menor a las de un sólido pero mayores a las de un gas (cambio de fase líquida a gaseosa).

En la fase gaseosa, las moléculas están muy separadas, no hay orden molecular, se mueven al azar con colisiones entre sí y contra las paredes del recipiente que las contienen. Las fuerzas moleculares son muy pequeñas, particularmente a bajas densidades y las colisiones son el único modo de interacción entre las moléculas. En la fase gaseosa las moléculas tiene un nivel de energía considerablemente mayor que en líquido o en sólido; por lo tanto, para que un gas se condense o se solidifique debe de liberar antes una gran cantidad de energía.

La energía térmica transferida o proveniente de una sustancia puede provocar un cambio de fase de la sustancia así como también un cambio en su temperatura. A la energía que causa un cambio en la temperatura de la sustancia se le denomina calor sensible. En cambio la energía que causa un cambio de fase en la sustancia es denominada calor latente [2]. A la cantidad de energía absorbida durante la fusión se llama calor latente de fusión y equivale a la energía liberada en la solidificación o congelación. De manera similar a la cantidad de energía absorbida durante la vaporización se llama calor latente de evaporización y es equivalente a la energía liberada durante la condensación.

A una determinada presión, la temperatura a la que una sustancia pura cambia de fase se llama temperatura de saturación, ( $T_{sat}$ ). Del mismo modo, a una temperatura determinada, la presión a la que una sustancia pura cambia de fase se llama presión de saturación, ( $P_{sat}$ ). Durante un cambio de fase es obvio que la presión y la temperatura son propiedades dependientes. A mayor presión sera mayor la temperatura de saturación [1].

En la Figura 2.1 se muestra un diagrama de P-v (presión- volumen específico) de una sustancia pura en la parte superior de la curva se puede observar el punto crítico y se define como el punto en el que los estados de líquido saturado y de

vapor saturado son idénticos. La temperatura, la presión y el volumen específico de una sustancia en el punto crítico se denominan respectivamente temperatura crítica ( $T_{cr}$ ), presión crítica ( $P_{cr}$ ) y volumen específico crítico ( $V_{cr}$ ).

Como ya se mencionó una sustancia a una presión específica se evaporara a una temperatura de saturación correspondiente a esa presión. Este fenómeno permite controlar la temperatura de evaporación de una sustancia de manera sencilla, controlando solamente la presión [1].

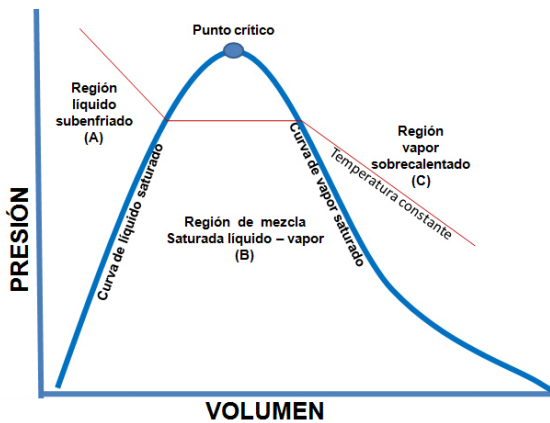


Figura 2.1: Diagrama P-v de una sustancia pura

Los estados de líquido saturado que se presentan en la Figura 2.1 pueden conectarse mediante una curva llamada curva de líquido saturado, y los estados de vapor saturado pueden conectarse mediante la curva de vapor saturado. Estas dos curvas se unen en el punto crítico está ubicado en la parte superior de la campana. La región de líquido subenfriado (A) o líquido comprimido esta a lado izquierdo de la curva de líquido saturado y el vapor sobrecalentado se encuentra a la derecha de la curva de vapor saturado y se le llama región de vapor sobrecalentado (C), en estas dos regiones la sustancia existe en una sola fase como líquido o vapor en las regiones de líquido subenfriado y vapor sobrecalentado respectivamente. Todos los estados que abarcan ambas fases en equilibrio se localiza bajo la curva de saturación en la llamada región de mezcla saturada líquido-vapor (B) o región húmeda [1].

La entalpía es una propiedad termodinámica muy utilizada en refrigeración y

el extendido uso de la entalpía se debe al profesor Richard Mollier.

Para poder referenciar las propiedades de líquido saturado se utiliza el subíndice  $f$  y para referenciar a las propiedades del vapor saturado se utiliza el subíndice  $g$ . Otro subíndice común es  $fg$ , el cual denota la diferencia entre los valores de vapor saturado y líquido saturado de la misma propiedad. Por lo tanto la cantidad ( $h_{fg}$ ) es la entalpía de vaporización (o calor latente de vaporización) y representa la cantidad de energía necesaria para evaporar una masa unitaria de líquido saturado a una presión y temperatura determinadas. Disminuye cuando aumenta la temperatura o la presión y se vuelve cero en el punto crítico.

Durante la evaporación, una fracción de la sustancia existe como parte líquida y la otra de vapor, es decir, es una mezcla de líquido saturado y vapor saturado. Para analizar esta mezcla (vapor húmedo) de manera apropiada, es necesario conocer en qué proporciones se hallan dentro de la mezcla las fases líquida y vapor. Esto se consigue definiendo otra propiedad llamada calidad o título y se representa con el símbolo  $x$  y se obtiene como la razón de la masa de vapor a la masa total de la mezcla

$$x = \frac{m_{vapor}}{m_{total}} \quad (2.1)$$

La calidad tiene significado sólo para vapor húmedo.

En los procesos reales de expansión y compresión de gases, la presión y el volumen suelen relacionarse mediante

$$(PV)^n = C \quad (2.2)$$

donde  $n$  y  $C$  son constantes. Un proceso de estas características se le llama politrópico.

Se sabe por experiencia que se requieren distintas cantidades de energía para elevar en un grado la temperatura de masas idénticas pertenecientes a sustancias

diferentes. Esta propiedad es el calor específico y se define como la energía requerida para elevar un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia.

El calor específico a presión constante ( $C_p$ ) es cuando la energía transferida al sistema por unidad de masa y causa el aumento unitario de la temperatura durante un proceso a presión constante. El calor específico a presión constante se relaciona con el cambio de entalpía.

En cambio el calor específico a volumen constante ( $C_v$ ) es la energía transferida hacia un sistema a un proceso a volumen constante por unidad de masa, por cada grado que aumenta la temperatura. El calor específico a volumen constante está relacionado con los cambios de energía interna.

La relación de calores específicos es una propiedad que varia con la temperatura pero su variación es muy pequeña.

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.3)$$

Para gases mono-atómicos, su valor es en esencia una constante 1.667. Muchos gases diatómicos, incluso el aire tienen una relación de calores específicos de alrededor de 1.4 a temperatura ambiente [1].

### 2.2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple se puede considerar ideal si se consideran dos ciclos isotérmicos (evaporación y condensación), una isoentalpico (expansión) y un isotrópico (compresión) además de omitir las caídas de presión que experimenta el refrigerante al fluir por las tuberías, el evaporador, el condensador y todos los dispositivos que componen el sistema de refrigeración.

Por lo tanto consideraremos el sistema de refrigeración ideal que consta de cuatro procesos:

- a) Compresión isotrópica en un compresor.
- b) Rechazo de calor a presión constante en un condensador.
- c) Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- d) Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

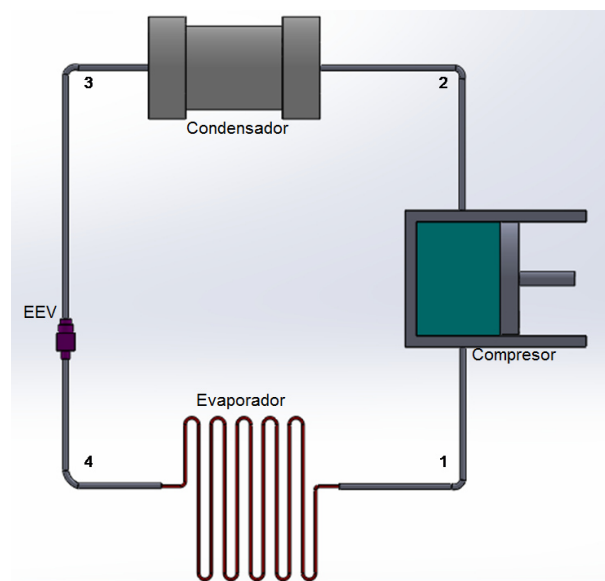


Figura 2.2: Diagrama de flujo del ciclo de refrigeración simple

En el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, como se muestra en la Figura 2.2, el refrigerante entra al compresor (1) como vapor saturado y se comprime isotrópicamente hasta la presión del condensador (presión alta). La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión, hasta un valor muy superior al del espacio circundante. Después el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado (2) y sale como líquido saturado (3), como resultado de rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante continua siendo superior al espacio del entorno. El refrigerante líquido saturado (3) se estrangula en una válvula de expansión o un tubo capilar hasta la presión del evaporados (presión

baja). La temperatura del refrigerante va a descender por debajo de la temperatura del entorno durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador (4) como vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

El diagrama presión- entalpía (P-h) se muestra en la Figura 2.3 representando el ciclo de refrigeración. Se observan las condiciones del refrigerante en cualquier estado termodinámico puede quedar representado por un punto en el diagrama diagrama presión- entalpía (P-h), puede ser trazado si se conocen dos propiedades del estado del refrigerante. Los diagramas más utilizados son el de presión-entalpía (P-h) y temperatura - entropía (T-s), por ser estos los que permiten observar simultáneamente todas las condiciones deseadas en los diferentes cambios que ocurren en las condiciones del refrigerante durante el ciclo de refrigeración, esto sin la necesidad de conservar mentalmente todos los valores numéricos que representan estos cambios.

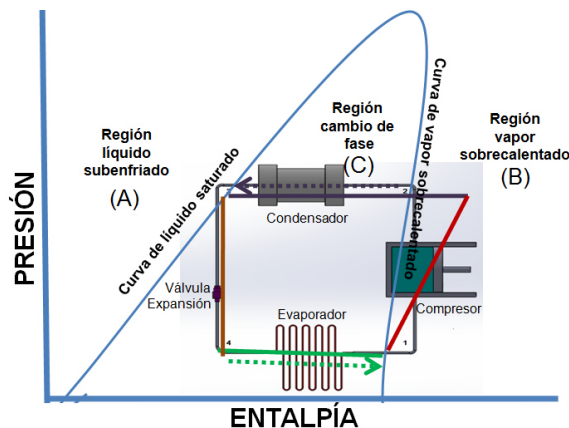


Figura 2.3: Diagrama de presión entalpía y un ciclo de refrigeración simple.

Como se muestra en la Figura 2.3 está dividido de tres secciones, el área de la parte superior izquierda de la línea de líquido saturado (A) es la región del líquido subenfriado o líquido saturado, en esta región el refrigerante está en fase líquida y su temperatura es menor a la temperatura de saturación correspondiente a la presión.

### 2.2.1.1 PROCESO DE EXPANSIÓN

En el ciclo de refrigeración simple se ha supuesto que no hay cambio de las propiedades del refrigerante a medida que fluye a través de la tubería del líquido desde el condensador hasta la válvula de expansión, por lo que se considera que el líquido refrigerante tiene la misma condición a la salida del condensador hasta el inicio de la válvula de expansión, al fluir por la tubería de líquido a alta presión, se descarta la caída de presión y subenfriamiento del refrigerante. Al pasar el refrigerante por la válvula de expansión la presión del refrigerante es reducida desde la presión de alta hasta la presión de baja. Cuando el refrigerante en estado líquido es expandido, se disminuye la temperatura del líquido desde la temperatura de condensación hasta la temperatura de evaporación y de inmediato una fracción del refrigerante cambia de fase de líquido a vapor.

El proceso de expansión ideal se considera adiabático (sin intercambio de calor con el entorno) e isoentrópico (la entropía es constante), a medida que el refrigerante pasa por la válvula de expansión no realiza ningún trabajo y el refrigerante queda como una mezcla de líquido vapor. Para conocer las condiciones del refrigerante al salir de la válvula de expansión se debe de conocer la presión o la temperatura refrigerante evaporado para poder determinar las propiedades: entalpía ( $h$ ), volumen específico ( $v$ ) y entropía ( $s$ ). La entropía cambia durante el proceso de expansión sin la realización de trabajo por lo tanto la transferencia de calor sucede en el mismo fluido refrigerante.

$$h = u + Pv \tag{2.4}$$

Como consecuencia de la vaporización parcial del refrigerante líquido es ahora una mezcla de líquido vapor.

### 2.2.1.2 PROCESO DE VAPORIZACIÓN

La vaporización de un líquido puede suceder de dos formas diferentes: Por evaporación y por ebullición.

La vaporización de un líquido por el proceso de evaporación sucede solo en la superficie libre del líquido y puede ocurrir a cualquier temperatura inferior a la temperatura de saturación. La evaporación ocurre sin ningún disturbio visible en del líquido [2]. En cambio, la ebullición sólo sucede a la temperatura de saturación. Debido a que la temperatura de saturación es la temperatura a la cual la presión del vapor o la presión del líquido es igual a la presión ejercida sobre el líquido, este tipo de vaporización ocurre en todo el líquido y no solo en la superficie y se presenta una agitación considerable del líquido y se forman burbujas en todo el líquido.

El proceso de vaporización idealmente en el ciclo de refrigeración se considera isobárico e isotérmico es decir a presión y temperatura constantes. Al salir del evaporador el refrigerante es vapor saturado y se pueden determinar los valores de presión (P), temperatura (T), entalpía (H), volumen específico (v) y entropía (s). A medida que el refrigerante pasa a través del evaporador este absorbe calor del medio refrigerado, provocando un incremento en la entalpía del fluido.

La cantidad de calor absorbido por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia de las entalpías del fluido en la entrada y salida de el evaporador por lo tanto:

$$Q_R = H_4 - H_1 = m(h_4 - h_1) \quad (2.5)$$

Donde:

$(Q_R)$ : Calor removido por el evaporador [kJ]

$(h_4)$ : Entalpía en la entrada del evaporador [kJ/kg]

$(h_1)$ : Entalpía en la salida del evaporador [kJ/hg]

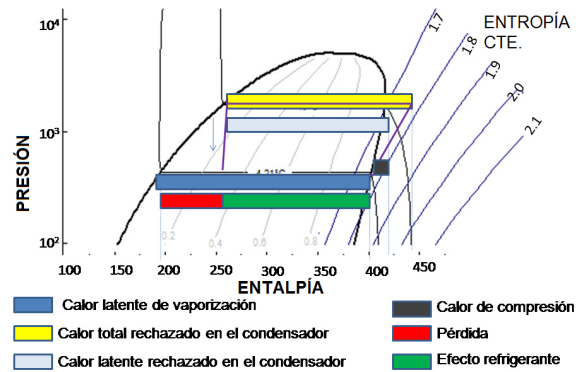


Figura 2.4: Diagrama de presión - entalpía y flujo de calor.

En la Figura 2.4 se muestra la pérdida del efecto refrigerante, en el evaporador. Además de poder observar el calor rechazado en el condensador y la cantidad de calor por compresión.

### 2.2.1.3 PROCESO DE COMPRESIÓN

En el ciclo de refrigeración ideal se considera que el refrigerante conserva sus condiciones mientras fluye a través de la tubería de succión desde el evaporador hasta el compresor. Además en el compresor el proceso es isoentrópico sin fricción y adiabático. Debido a que no hay cambio de entropía en la compresión se puede seguir la línea de entropía constante correspondiente al inicio de la compresión del fluido hasta llegar al punto de intersección de la línea de presión constante correspondiente a la presión de proceso de condensación. El refrigerante, al terminar el proceso de compresión, sale como vapor sobrecalentado y sus condiciones se obtiene de las tablas termodinámicas. Durante la compresión se efectúa un trabajo sobre el refrigerante y se incrementa la energía (entalpía) que es equivalente al trabajo mecánico efectuado sobre el refrigerante, y es igual a la diferencia de las entalpías en la entrada y salida del este proceso de compresión [2].

La compresión real de un gas por lo general se asemeja mucho a la compresión adiabática. Esto se debe a que normalmente el proceso de compresión es muy rápido y no tiene tiempo de que ocurra el intercambio de calor con el medio [2].

Se llama relación de compresión a la relación entre la presión absoluta de la descarga y la presión absoluta de succión [2].

$$r_p = \frac{P_{abdes}}{P_{absuc}} \quad (2.6)$$

Donde:

*P<sub>abdes</sub>*: Presión absoluta de descarga del compresor o presión alta ( $P_2$ ).

*P<sub>absuc</sub>*: Presión absoluta de succión del compresor o presión baja ( $P_1$ ) [2].

En este trabajo a la relación de compresión se le llamará relación de presión.

Para determinar el trabajo mecánico efectuado sobre el refrigerante durante la compresión solo debe de determinar la diferencias de entalpías y multiplicarse por el equivalencia mecánica de calor J(  $J= 778 \text{ ft/lb/BTU}$  )es decir realizar una equivalencia de unidades. El refrigerante absorbe el trabajo del compresor en forma de calor y cambia a vapor sobrecalentado por lo que es necesario eliminar el sobrecalentamiento para lograr la temperatura de saturación y obtener un proceso de condensación más eficiente. Por lo tanto la ecuación es:

$$W_C = h_1 - h_2 \quad (2.7)$$

Donde:

( $W_C$ ): Trabajo del compresor por unidad de masa del refrigerante [kJ]

( $h_2$ ): Entalpía en la salida del compresor [kJ/kg]

( $h_1$ ): Entalpía en la entrada del compresor [kJ/kg]

#### 2.2.1.4 PROCESO DE CONDENSACIÓN

La condensación es el cambio de fase de vapor a líquido y este proceso se logra de tres formas: Al extraer calor del vapor, por un aumento en la presión del vapor, por la combinación de estos dos métodos [2].

La condensación en el ciclo de refrigeración inicia con la eliminación de sobrecalentamiento del refrigerante. Esto es el enfriamiento del vapor del refrigerante desde la temperatura de descarga del compresor hasta la temperatura condensante a medida que el refrigerante deja el calor en el medio (condensador) [2]. Durante el proceso de condensación ideal sucede a presión y temperatura constantes y el calor transferido al medio es proporcional a el diferencial de entalpías en el inicio y final de este ciclo.

$$Q_D = h_2 - h_3 \quad (2.8)$$

Donde:

$(Q_D)$ : Calor desechado por el condensado

$(h_3)$ : Entalpía en la salida del condensador

$(h_2)$ : Entalpía en la entrada del condensador

#### 2.2.1.5 EFECTO DE LA TEMPERATURA DE SUCCIÓN EN LA EFICIENCIA

La eficiencia del ciclo de refrigeración por compresión - vapor es dependiente de las temperaturas de vaporización y condensación, siendo la temperatura de vaporización la que produce mayor cambio en la eficiencia del ciclo.

Para aumentar el efecto refrigerante por unidad de masa es necesario aumentar la temperatura de vaporización en el ciclo de refrigeración, como se muestra en la Figura 2.5

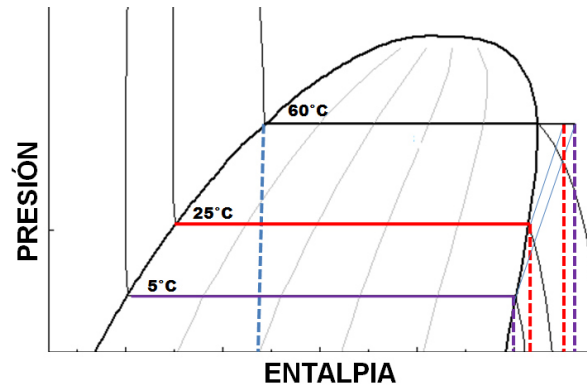


Figura 2.5: Comparación entre dos ciclos saturados simples que trabajan a diferentes temperaturas vaporizantes.

El tener mayor entalpía de vaporización ( $h_{fg}$ ) por unidad de masa de refrigerante se traduce en la disminución en el diferencial de temperaturas de vaporización y la temperatura del líquido que llega a la válvula de control del refrigerante. En consecuencia a mayor temperatura de succión, se vaporiza una fracción menor del refrigerante en la válvula de control y una mayor parte se cambia de mezcla a gas en el evaporador para producir un enfriamiento útil.

Así mismo al tener un mayor efecto refrigerante por unidad de masa, la razón de flujo de masa de refrigerante necesaria para producir una tonelada de capacidad de refrigeración es menor cuando se tiene una temperatura mayor de vaporización.

Además por tener un diferencial menor entre las presiones de vaporización y condensación el trabajo de compresión será menor desde la presión vaporizante a la presión de condensación (presión de baja a presión de alta respectivamente).

#### 2.2.1.6 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO COP

Los ciclos reales se alejan en la práctica de los ciclos ideales o teóricos y esto es debido a que el refrigerante no se comporta como un gas ideal, la compresión no sigue exactamente un proceso adiabático como se muestra en la Figura 2.6, se

producen pérdidas de calor del gas refrigerante en el compresor, la condensación y evaporación no son isobáricos ya que hay caídas de presión debido a la fricción, existe subenfriamiento del líquido al llegar a la válvula de expansión, sobrecalentamiento del vapor que llega al compresor, además existen caídas de presión debido a la fricción cuando el refrigerante fluye por la tubería del sistema.

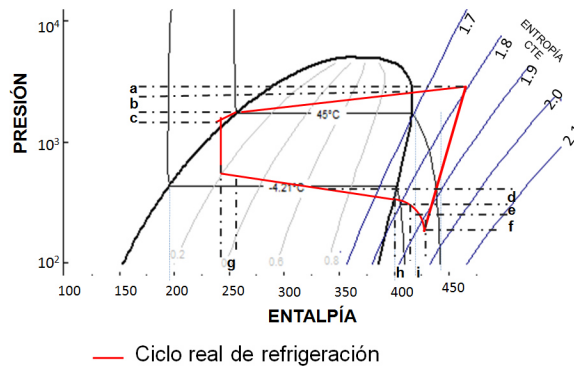


Figura 2.6: Diagrama de presión - entalpía del ciclo real de refrigeración mostrando los efectos de subenfriamiento, recalentamiento y caídas de presión.

Esta realidad se muestra en las siguientes etapas del ciclo:

- a) Caída de presión por la válvula de descarga del compresor.
- b) Caída de presión por tubería de descarga y condensador.
- c) Caída de presión por tubería de líquido.
- d) Caída de presión por el evaporador.
- e) Caída de presión por tubería de succión.
- f) Caída de presión por las válvulas de succión del compresor.
- g) Subenfriamiento en la tubería del líquido.
- h) Sobrecalentamiento en la tubería de succión.
- i) Calentamiento en el cilindro.

El COP por sus siglas en inglés es el coeficiente de desempeño, que proporciona información a cerca de la eficiencia del sistema de refrigeración [1].

El objetivo de un refrigerador es remover calor ( $Q_R$ ) del espacio refrigerado. Para lograrlo es necesario la entrada de trabajo del compresor ( $W_C$ ) entonces el COP de un refrigerador se puede expresar como:

$$COP = \frac{Q_R}{W_C} \quad (2.9)$$

( $Q_R$ ): Calor removido por el evaporador

( $W_C$ ): Trabajo del compresor

Por conservación de energía para un dispositivo cíclico su balance de energía es:

$$W_C = Q_D - Q_R \quad (2.10)$$

( $Q_D$ ): Calor desechado por el condensador

Por lo tanto el COP se puede escribir:

$$COP = \frac{Q_R}{Q_D - Q_R} \quad (2.11)$$

El COP de un refrigerador disminuye al disminuir la temperatura de refrigeración, por lo tanto no es económico refrigerar a una temperatura menor a la necesaria. Los valores de COP para refrigeradores estan en un intervalo de 2.6 y 3.0 y de 1.2 a 1.5 para congeladores [1].

### 2.2.1.7 SISTEMA REAL DE REFRIGERACIÓN

Un sistema de refrigeración es funcional con seis elementos indispensables: el compresor, el evaporador, el condensador, un regulador de flujo que puede ser un tubo capilar o una válvula de expansión, la tubería y el refrigerante.

Para poder asegurar la eficiencia, seguridad y control del sistema son necesarios accesorios o dispositivos secundarios, además la tubería deberá tener los diámetros y longitudes correctas.

Sí se considera el inicio del ciclo de refrigeración cuando el refrigerante viene del evaporador y sube a la unidad condensadora, el primer elemento que participa activamente en el ciclo de refrigeración es el filtro de succión, posteriormente el receptor de líquido de succión, después el compresor, y así sucesivamente el refrigerante interactúa con cada componente, como se muestra en la Figura 2.7 y se detalla a continuación.

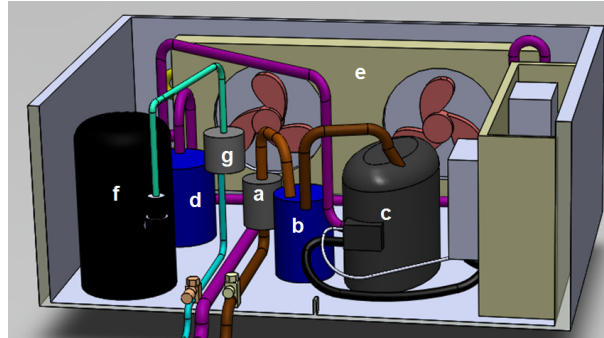


Figura 2.7: Unidad Condensadora

- a) Filtro de succión: Es necesario para proteger al compresor de la humedad, basuras, (como las escamas de oxido flux y partículas metálicas) ácidos, (los refrigerantes son estables pero cuando son sometidos a elevadas temperaturas u otras condiciones pueden reaccionar y formar ácidos sobre todo cuando se trabaja con el R-22) barro y barniz (A pesar de tomar las precauciones necesarias en el diseño y fabricación del sistema una vez en operaciones las temperaturas

elevadas de descarga causan descomposición en el aceite y forman barniz o barro) [4].

- b) Recibidor de líquido de succión: Una de las fallas más comunes en el compresor es la inundación, es decir el regreso de refrigerante en estado líquido o aceite en grandes cantidades, como ya se sabe los líquidos no son compresibles y el compresor está diseñado para comprimir vapor y tiene poca tolerancia a los líquidos. Es un depósito temporal para retener el exceso de la mezcla de aceite y refrigerante líquidos, y posteriormente enviarla en forma de gas, su función es proteger al compresor del regreso de refrigerante líquido y ayudar en la colecta de aceite [5].
- c) Compresor: El sistema de refrigeración está basado en los cambios de estado (líquido-gas y gas-líquido) del refrigerante en un circuito cerrado. La temperatura necesaria para producir el cambio de estado del fluido refrigerante dependerá de la presión a la que el fluido se encuentre dentro de las condiciones de operación del sistema; es decir a baja presión la temperatura es baja y a alta presión la temperatura es elevada. El compresor se acciona por un motor eléctrico y su función es aumentar la presión (comprimir) y desplazar el refrigerante en estado gaseoso hasta la presión de condensación del fluido en el sistema de refrigeración y lograr tener refrigerante como vapor sobrecalentado a alta presión y así aprovechar los cambios de estado, ya que el calor latente son mayores que los calores sensibles [6].
- d) Separador de aceite: La función de este dispositivo es asegurar el correcto retorno de aceite al compresor. El uso del separador puede representar ahorro de energía y costo de operación al asegurar que el evaporador funciona sin acumulación de aceite. La correcta lubricación del compresor depende de varios factores, siendo uno de ellos mantener el nivel de aceite dentro del cárter. Para mantener el nivel de aceite en el compresor hay que asegurarse de que la misma cantidad de aceite que sale es la que regresa. Al funcionar el compresor, descarga refrigerante en forma de gas con pequeñas cantidades de aceite

atomizado. Cuando la cantidad de aceite que circula dentro del sistema de refrigeración es mínima no afectan el funcionamiento; pero en mayor cantidad si interfiere en el buen funcionamiento del sistema de refrigeración [5].

- e) Condensador: Recibe el refrigerante y lo cambia de fase ya que absorbe el calor del vapor y lo libera al medio, por consiguiente el refrigerante sale en estado líquido, a alta presión y menor temperatura que a la salida del compresor.
- f) Tanque receptor de refrigerante: Debido a que la cantidad del refrigerante en el evaporador y el condensador varían con la carga del sistema es necesario tener un tanque receptor en todos los sistemas que usan una válvula de expansión, ya sea termostática o electrónica. Al absorber las fluctuaciones de la carga del refrigerante, el receptor tiende a conservar al condensador drenando de líquido, evitando así la elevación indebida del líquido en el condensador además de evitar la reducción en la cantidad de superficie de condensador efectiva [5].
- g) Filtro secador de líquido: Elimina humedad, ácido y partículas sólidas. Pequeñas cantidades de cera (flóculos) son con frecuencia, un problema en sistemas de baja temperatura. Incluso, sistemas bien diseñados contienen cantidades mínimas de cera que son suficientes para obstruir los filtros de malla de la válvula de expansión o producir atascamientos de la válvula [4].
- h) Válvula electrónica de expansión (EEV): El refrigerante líquido entra al dispositivo de expansión donde reduce su presión. Al reducir su presión se descende drásticamente la temperatura. En los sistemas de refrigeración, el dispositivo de expansión es un componente clave para el control de flujo de masa de refrigerante y de estrangulación para mantener el refrigerante en el régimen de flujo de dos fases antes de entrar en el evaporador.
- i) Válvula reguladora de presión (EPR): La función de la EPR es controlar de manera precisa la presión en el evaporador. Mediante el control de apertura de la válvula se mantiene la presión del evaporador a la presión de saturación del refrigerante y se logra una temperatura más constante en el evaporador.

Las válvulas reguladoras de presión de Evaporador evita que la presión del evaporador disminuya por debajo de un valor predeterminado [8].

- j)** La válvula de derivación de gas caliente (EHGB): o válvula de derivación de gas de descarga del compresor, al desviar gas caliente de la salida del compresor al evaporador. En los sistemas de refrigeración es deseable limitar la presión mínima del evaporador durante periodos de baja carga térmica para prevenir el congelamiento del evaporador, o es necesario operar el compresor a menor presión de succión para lo cuál fue diseñado a operar. Esta válvula se utiliza para modular la capacidad del compresor al controlar en forma directa la temperatura del medio refrigerado con sensores de temperatura y controladores electrónicos [9].
- k)** Evaporador: Es un intercambiador de calor en el que el fluido de refrigerante entra en estado líquido y sale en forma de gas al absorber el calor del espacio a refrigerar. El proceso de evaporización sucede a presión constante (presión baja) por lo que es un proceso isobárico además de ser isotérmico, (el calor absorbido es el calor latente de vaporización). A salir del evaporador el refrigerante está en estado de vapor saturado. A medida que el refrigerante pasa a través del evaporador este absorbe calor del medio refrigerado, provocando un incremento en la entalpía del fluido [1].

Una vez que el refrigerante sale del evaporador y realiza una transferencia de calor para mantener la temperatura deseada en la cámara climática, el refrigerante inicia de nuevo el ciclo en el filtro secador de líquido. Este es el diseño del sistema de refrigeración que se tiene actualmente en la cámara climática de FIME y es donde se implementarán los algoritmos de control de esta tesis.

### 2.2.2 MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Un modelado matemático se puede definir como una expresión matemática que describe las relaciones existentes entre las magnitudes y características del sistema. Pueden ser ecuaciones que vinculan variables matemáticas representativas de las señales y valores de magnitudes físicas en el sistema obtenidas a partir de las relaciones entre las correspondientes magnitudes físicas.

A continuación se iniciará con el modelado matemático del sistema de refrigeración el cual primero definiremos algunas variables físicas que interviene en el sistema de refrigeración como se muestra en la Figura 2.8 para así poder continuar con el modelado matemático del evaporador para seguir con el modelado del condensador y finalmente poder determinar el rendimiento del sistema de refrigeración o su desempeño (COP).

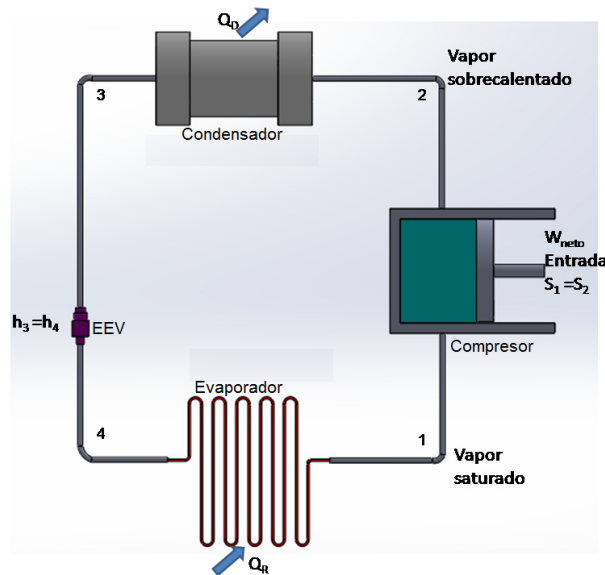


Figura 2.8: Diagrama de flujo de un sistema de refrigeración.

( $m$ ): masa del refrigerante

( $Q_R$ ): Calor removido por el evaporador

( $W_C$ ): Trabajo del compresor

$(Q_D)$ : Calor desechado por el condensador

$(Q_L)$ : Capacidad del refrigerante (Kw)

A continuación el balance de energía por la primera ley de la termodinámica a cada uno de los componentes del ciclo de refrigeración.

$$E_{entrada} + E_{generada} - E_{salida} = E_{acumulada} \quad (2.12)$$

### 2.2.2.1 MODELO MATEMÁTICO DEL EVAPORADOR

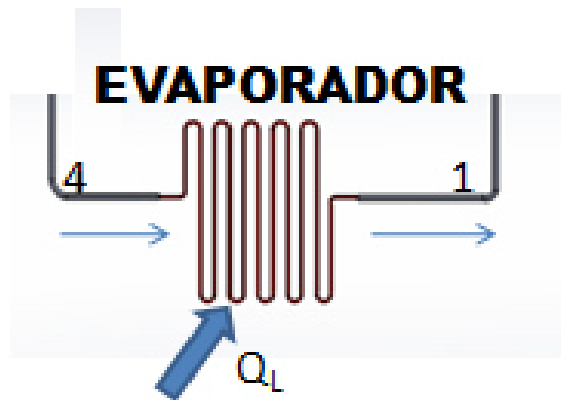


Figura 2.9: Proceso de evaporización.

En el evaporador como se muestra en la Figura 2.9 el 4 indica la entrada del refrigerante en calidad de mezcla y el 1 es la salida del mismo como vapor sobrecalentado. Se obtiene la siguiente ecuación:

$$mh_4 + Q_R - mh_1 = mC_p \frac{\partial T_R}{\partial t} \quad (2.13)$$

donde se considera que el flujo másico es el mismo en la entrada y salida. Además como es sabido la densidad se define como la masa por unidad de volumen

por lo que

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (2.14)$$

al despejar la masa y sustituirla en la ecuación 2.13 se obtiene [10].

$$m(h_4 - h_1) + Q_R = \rho C_p v \frac{\partial T_R}{\partial t} \quad (2.15)$$

El coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador esta dado por la siguiente ecuación

$$U_E = \frac{1}{\frac{1}{h_R} + \frac{\Delta H}{K_H} + \frac{\Delta S}{K_S} + \frac{1}{H_A}} \quad (2.16)$$

[11].

Donde:

$(h_R)$ : Entalpía del refrigerante.

$(\Delta H)$ : Es el espesor de la capa de hielo.

$(\Delta S)$ : Es el espesor de serpentín.

$(K_H)$ : Coeficiente de conductividad térmica la capa de hielo.

$(K_S)$ : Coeficiente de conductividad térmica del serpentín.

$(H_A)$ : Entalpía del aire.

La capacidad de refrigeración ( $Q_R$ ) está dada por el área total del evaporador ( $A_E$ ) el coeficiente global de transferencia de calor ( $U_E$ ) y la diferencia entre las temperaturas del espacio a refrigerar y la temperatura del refrigerante. Por lo tanto el efecto de refrigerante neto esta dado por:

$$Q_R = U_E A_E (T_{ER} - T_R) \quad (2.17)$$

Para expresar la entalpía del estado 4 (entrada al evaporador) como una función

de la temperatura se propone una ecuación lineal de la variación de la entalpía de vaporización con la temperatura del refrigerante como se muestra en la ecuación (2.19)

$$h_{4_{liq.sat}}(T_R) - h_1(T_R) = -h_{fg} = L - GT_R \quad (2.18)$$

$$h_4 = h_3 = h_{4_{liq.sat}} + xh_{fg} = h_{4_{liq.sat}}(T_R) + x(L - GT_R) \quad (2.19)$$

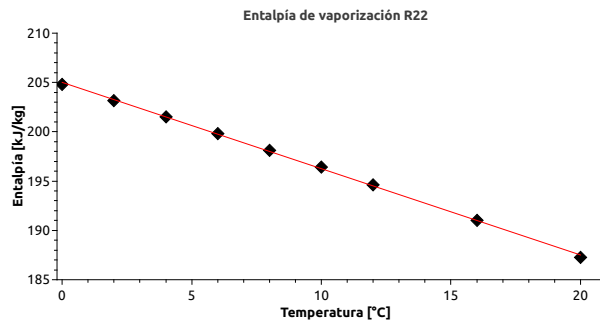


Figura 2.10: Entalpía de vaporización del R22

Donde:  $L$  y  $G$  son las ordenadas al origen y la pendiente respectivamente del modelo lineal para la entalpía de vaporización del refrigerante como se muestra en la Figura 2.10, la  $x$  es la es la calidad de la mezcla.

Sustituyendo las ecuaciones (2.18), (2.19) en la ecuación (2.15) obtenemos: [10].

$$\rho C_p v \frac{\partial T_R}{\partial t} = U_E A_E (T_{ER} - T_R) + \dot{m} [h_4(T_R) + x(L - GT_R) - h_1(T_R)] \quad (2.20)$$

Reordenando la ecuación anterior nos queda:

$$\rho C_p v \frac{\partial T_R}{\partial t} = U_E A_E (T_{ER} - T_R) + \dot{m} [-(L - GT_R) + x(L - GT_R)] \quad (2.21)$$

La ecuación que describe el proceso de evaporación en función de la temperatura de refrigeración y el tiempo, se expresa mediante la siguiente ecuación

$$\rho C_p V \frac{\partial T_R}{\partial t} = U_E A_E (T_{ER} - T_R) + \dot{m} [(x - 1) (L - G T_R)] \quad (2.22)$$

Se puede observar que la temperatura del refrigerante depende de las siguientes variables:

$$T_R = (\rho, C_p, V, U_E A_E, A_E, \dot{m}, x, L, G, t) \quad (2.23)$$

Para reducir el número de las variables anteriores se adimensionaliza la ecuación (2.22), para llevar a cabo lo anterior se proponen la temperatura adimensional.

$$\Theta_E = \frac{T_R - T_{ER}}{T_{STER} - T_{ER}} \quad (2.24)$$

También se propone la adimensionalización del tiempo.

$$\tau = \frac{t}{t_c} \quad (2.25)$$

Sea  $t_c$  el tiempo característico. Así de la ecuación (2.24) tenemos que la temperatura del refrigerante en el evaporador ( $T_R$ ) está dada por que es la variable física de la temperatura en función de las variables adimensionales: [10].

$$T_R = T_{ER} + \Theta_E (T_{STER} - T_{ER}) \quad (2.26)$$

Ahora sustituiremos las ecuaciones (2.26) y (2.27) que son la temperatura y tiempo característico en la ecuación (2.22) y obtenemos:

$$-\frac{\partial \Theta_E}{\partial \tau} = \frac{U_E A_E}{v} \frac{t_c}{\rho C_p} \Theta_E + \frac{t_c \dot{m} L (x - 1)}{\rho C_p V (T_{STER} - T_{ER})} \left[ 1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left( \frac{1 - (T_{STER} - T_{ER}) \Theta_E}{T_{ER}} \right) \right] \quad (2.27)$$

Donde el tiempo característico está dado por:

$$t_c = \frac{\rho C_p V}{U_E A_E} \quad (2.28)$$

La temperatura  $\Delta T_C$  característica está dado por: [10].

$$\Delta T_C = (T_{STER} - T_{ER}) = \frac{\dot{m}L}{U_E A_E} \quad (2.29)$$

Ahora sustituiremos la temperatura y tiempo característico en la ecuación 2.28 y obtenemos:

$$-\frac{\partial \Theta_E}{\partial \tau} = \Theta_E + (x - 1) \left[ 1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left( \frac{1 - \Delta T_C}{T_{ER}} \Theta_E \right) \right] \quad (2.30)$$

Para disminuir la cantidad de variables se propone utilizar  $\gamma$  y  $\alpha$  [10].

$$\gamma = \frac{\Delta T_C}{T_{ER}} = \frac{\dot{m}L}{U_E A_E T_{ER}} \quad (2.31)$$

$$\alpha = \frac{G}{L} T_{ER} \quad (2.32)$$

Finalmente sustituyendo en la ecuación (2.26) las ecuaciones (2.27) y (2.28) y obtenemos **el Modelado Matemático del evaporador:**

$$\frac{\partial \Theta_E}{\partial \tau} = \Theta_E + (x - 1) [1 - \alpha (1 - \gamma \Theta_E)] \quad (2.33)$$

La cual se utilizará para determinar el modelado matemático del COP.

### 2.2.2.2 MODELO MATEMÁTICO DEL CONDENSADOR

Como se muestra en la Figura 2.11 la entrada al condensador es el número 2 y la salida del condensador es el número 3. Al igual que con el modelado matemático del evaporador partiremos del balance de energía, de las propiedades termodinámicas y de transferencia de calor, se obtiene la siguiente ecuación

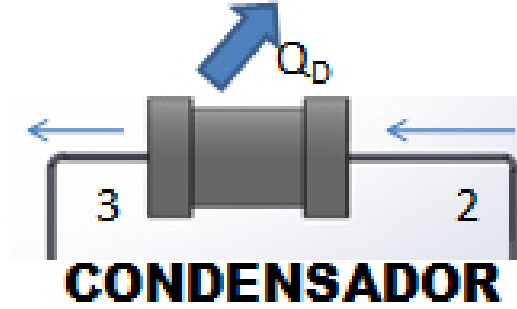


Figura 2.11: proceso de condensación.

$$\dot{m}h_2 - Q_D - \dot{m}h_3 = \dot{m}C_p \frac{\partial T_{Con}}{\partial t} \quad (2.34)$$

al considerar que el flujo másico es el mismo  $= \dot{m}$ . Además como es sabido la densidad se define como la masa por unidad de volumen por lo que

$$\rho C_p V \frac{\partial T_{Con}}{\partial t} = \dot{m} (h_2 - h_3) - \dot{Q}_D \quad (2.35)$$

Por lo que el calor disipado al medio ambiente es:

$$Q_D = U_{Con} A_{Con} (T_{Con} - T_\alpha) \quad (2.36)$$

En donde el coeficiente global convectivo  $U_{Con}$  viene dado por: [12]

$$U_{Con} = \frac{1}{\frac{1}{h_R} + \frac{\Delta S}{K_S} + \frac{1}{h_\alpha}} \quad (2.37)$$

Donde:

$(h_R)$ : Entalpía del refrigerante.

$(\Delta S)$ : Es el espesor de serpentín.

$(K_S)$ : Coeficiente de conductividad térmica del serpentín.

$(h_\alpha)$ : Entalpía del aire a temperatura ambiente.

Sustituyendo las ecuaciones (2.36) y (2.37) en la ecuación (2.35) obtenemos.

$$\rho C_p V \frac{\partial T_{Con}}{\partial t} = \dot{m} (h_2 - h_3) - U_{Con} A_{Con} (T_{Con} - T_\alpha) \quad (2.38)$$

Para expresar las entalpías de los estados 2 y 3 como función de las temperaturas tenemos:

$$h_4 = h_3 = h_{4_{liq.sat}} + x_{h_{fg}} = h_{4_{liq.sat}}(T_R) + x(L - GT_R) \quad (2.39)$$

Suponiendo un comportamiento de gas ideal, la temperatura a la entrada del condensador [10].

$$h_2 = h_1 + C_p (T_2 - T_1) \quad (2.40)$$

Al considerar la compresión del vapor refrigerante considerando el estado 1 que  $h_1 = h_g$ , asumiendo que es un proceso isobárico [1]. Para un procesos isoentrópico de compresión se cumple la relación:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (2.41)$$

Donde K es la relación de calores específicos

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.42)$$

y la relación de presión está dada por:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.43)$$

Sustituyendo la ecuación (2.44) que es la relación de presiones en la ecuación (2.42) por considerar una compresión isoentrópica y despejando  $T_2$  obtenemos:

$$T_2 = T_1 (r_p)^{\frac{K-1}{K}} \quad (2.44)$$

Y como  $(T_2) = (T_{con})$  y  $(T_1) = (T_R)$ , entonces,

$$T_{Con} = T_R (r_p)^{\frac{K-1}{K}} \quad (2.45)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.40), (2.41) y (2.46) en la ecuación (2.39) se obtiene:

$$\rho C_p V \frac{\partial T_{Con}}{\partial t} = \dot{m} \left\{ h_1(T_R) + C_p \left[ T_R (r_p)^{\frac{K-1}{K}} - T_R \right] - h_{4liq.sat}(T_R) - x(L - GT_R) \right\} - U_{Con} A_{Con} (T_{Con} - T_\alpha) \quad (2.46)$$

y como  $(h_1) - (h_4) = (h_{fg})$  reescribiendo la ecuación anterior tenemos:

$$\rho C_p V \frac{\partial T_C}{\partial t} = \dot{m} \left\{ C_p \left[ T_R (r_p)^{\frac{K-1}{K}} - T_R \right] - h_{fg}(T_R) - x(L - GT_R) \right\} - U_C A_C (T_C - T_\alpha) \quad (2.47)$$

Retomando las ecuaciones del modelado del matemático del evaporador nos da como resultado el modelado físico del sistema en función de la temperatura del condensador y el tiempo: [10].

$$\rho C_p V \frac{\partial T_{Con}}{\partial t} = \dot{m} \left\{ C_p \left[ T_R (r_p)^{\frac{K-1}{K}} - T_R \right] + L(1-x) \left[ 1 - \frac{G}{L} T_{ER} \right] \right\} - U_C A_C (T_C - T_\alpha) \quad (2.48)$$

Para obtener, el modelo dinámico del condensador se establecen dos términos adimensionales

$$\Theta_{Con} = \frac{T_{Con} - T_{\alpha}}{T_{ER} - T_{\alpha}} \quad (2.49)$$

Así de las relaciones anteriores tenemos que la variable física de la temperatura del condensador ( $T_{Con}$ ) está en función de la variable adimensional dada por:

$$T_{Con} = T_{\alpha} + \Theta_C \Delta T_C \quad (2.50)$$

Retomando el tiempo característico ( $t_c$ ) está dada por:

$$t = t_c \tau \quad (2.51)$$

Así al retomamos las ecuaciones (2.26) y (2.29) del modelado matemático del evaporador tenemos:

$$T_R = T_{ER} + \Theta_E (T_{STER} - T_{ER}) \quad (2.52)$$

$$t_c = \frac{\rho C_p V}{U_E A_E} \quad (2.53)$$

El sustituir las ecuaciones (2.53), (2.54) más del modelado matemático del evaporador que es la ecuación (2.34) y la ecuación (2.37) en la ecuación 2.49 obtenemos:

$$\frac{\partial \Theta_C}{\partial \tau} = \frac{C_p T_R}{L} \left[ (r_p)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] + (1-x) \left[ 1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left( 1 - \frac{\Delta T_C}{T_{ER}} \Theta_E \right) \right] - \frac{U_{Con} A_{Con} \Theta_C}{U_E A_E} \quad (2.54)$$

Sea  $\beta$  la conductancia térmica dada por:

$$\beta = \frac{U_{Con} A_{Con}}{U_E A_E} \quad (2.55)$$

Entonces sustituyendo  $\beta$  en la ecuación 2.55 tenemos:

$$\frac{\partial \Theta_C}{\partial \tau} = \frac{C_p}{L} T_R \left[ (r_p)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] + (1-x) \left[ 1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left( 1 - \frac{\Delta T_C}{T_{ER}} \Theta_E \right) \right] - \beta \Theta_C \quad (2.56)$$

retomando las ecuaciones (2.32)  $\gamma$ , (2.33)  $\alpha$  y (2.30) el tiempo característico  $t_c$  del modelado matemático del evaporador. Al sustituir en la ecuación (2.58) y realizar operaciones algebraicas resulta:

$$T_R = T_{ER} (1 - \gamma \Theta_E) \quad (2.57)$$

Considerando el parámetro dimensional:

$$\lambda = \frac{C_p}{L} T_{ER} \quad (2.58)$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.58, 2.59, 2.60 y 2.61 en la ecuación 2.57 tenemos la ecuación adimensional el condensador:[10].

$$\frac{\partial \Theta_C}{\partial \tau} = \lambda (1 - \gamma \Theta_E) \left[ (r_p)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] + (1-x) [1 - \alpha (1 - \gamma \Theta_E)] - \beta \Theta_C \quad (2.59)$$

### 2.2.2.3 COMPRESOR Y VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Para establecer la funcionalidad de la relación de presiones del compresor con las temperaturas del sistema de refrigeración, se continua con el análisis de la válvula de expansión y el flujo másico de refrigerante en el compresor. El gasto másico en el compresor está dado por: [10]

$$\dot{m} = NV_p \rho \left( 1 + C_r - C_r r_p^{\frac{K-1}{K}} \right) \quad (2.60)$$

y el flujo másico en la válvula de expansión está dado por:

$$\dot{m} = K_p^{\frac{1}{2}} \left[ P_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.61)$$

Donde:

N: Revoluciones del compresor en rps.

( $V_p$ ): Volumen desplazado en  $m^3/\text{rev}$ .

$\rho$ : Densidad en  $\text{Kg}/m^3$ .

( $C_r$ ): Espacio muerto en el compresor.

( $K_p$ ): Constante característica de expansión.

Considerando un compresor ideal  $C_r=0$  entonces se iguala las ecuaciones de los gastos másicos del compresor y de la válvula de expansión resulta

$$NV_p \rho = K_p^{\frac{1}{2}} \left[ P_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.62)$$

De donde:

$$\left( \frac{NV_p}{K_p} \right)^2 \frac{\rho}{P_1} = (r_p - 1) \quad (2.63)$$

Además si considera la ecuación de gas ideal

$$\frac{\rho}{P_1} = \frac{1}{RT_R} \quad (2.64)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.60) y (2.67) en la ecuación (2.66) se obtiene que:

$$\left(\frac{NV_p}{K}\right)^2 \frac{1}{RT_{ER}(1-\gamma\Theta_E)} = (r_p - 1) \quad (2.65)$$

Para disminuir la cantidad de variables se propone utilizar  $\epsilon$

$$\epsilon = \left(\frac{NV_p}{K}\right)^2 \frac{1}{RT_{ER}} \quad (2.66)$$

Sustituyendo  $\epsilon$  en la ecuación (2.67) se obtiene:

$$r_p = \frac{\epsilon}{(1-\gamma\Theta_E)} + 1 \quad (2.67)$$

Finalmente sustituyendo la ecuación en la (2.70) en la ecuación (2.62) se obtiene **el Modelado Matemático para el Condensador:**

$$\frac{\partial\Theta_C}{\partial\tau} = \lambda(1-\gamma\Theta_E) \left[ \left( \frac{\epsilon}{(1-\gamma\Theta_E)} + 1 \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] + (1-x)[1-\alpha(1-\gamma\Theta_E)] - \beta\Theta_C \quad (2.68)$$

#### 2.2.2.4 MODELO DINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

Una vez obtenidos los modelados matemáticos del evaporador y condensador se obtiene el modelado dinámico del ciclo de refrigeración.

Las ecuaciones (2.35) y (2.63) son ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden. La ecuación del evaporador (2.35) es lineal de coeficientes constantes. La ecuación del condensador (2.63) es lineal de coeficientes variables. Se puede observar que la ecuación del condensador (2.69) una dependencia existe entre el condensador y el evaporador. De esta forma, al tener la solución del evaporador, se sustituye en la ecuación del condensador y así obtenemos la respuesta del condensador.

## 2.2.2.5 DETERMINACIÓN DEL COP.

Para determinar el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración que es la relación entre el calor absorbido por el evaporador y la potencia suministrada por el compresor.

El ciclo de refrigeración con mayor eficiencia es aquel que extrae la mayor cantidad de calor del espacio a refrigerar con el menor trabajo del compresor.

$$COP = \frac{Q_R}{W_C} = \frac{Q_R}{Q_D - Q_R} \quad (2.69)$$

( $Q_R$ ): Calor removido por el evaporador

( $W_C$ ): Trabajo del compresor

( $Q_D$ ): Calor desechado por el condensado

A partir de las ecuaciones (2.17), (2.26), (2.37) y (2.51) sustituyéndolas en la ecuación 2.63 obtenemos:

$$COP = \frac{1}{\beta \frac{\Theta_C}{\Theta_E} - 1} \quad (2.70)$$

Como se puede observar en el modelado matemático del COP a menor diferencia entre las temperaturas del evaporador con el condensador menor sera el rendimiento del sistema (COP). También influyen las pérdidas de calor en el compresor así como las caídas de presión en el sistema. Estas también provocan una reducción en el rendimiento del sistema de refrigeración.

## 2.3 VÁLVULAS ELECTRÓNICAS

En los diseños de las válvulas actuales, los componentes electrónicos que controlan la válvula están separados de la misma, es por esto que la forma correcta de nombrarlas es válvula eléctrica controlada electrónicamente. Dado que a las válvulas electrónicas se les asigna una función en el software de controlador, una válvula electrónica puede ser usada en cualquier lugar del sistema; como válvula de expansión, válvula baypass, válvula de control en el evaporador, válvula recuperadora de calor, válvula de control de presión.

Un dispositivo ideal de control de refrigerante no debe ser específico para un refrigerante, debe tener un amplio rango de carga, debe de poderse configurar a distancia y debe de controlar directamente la temperatura, presión u otra variable del sistema. Las válvulas controladas electrónicamente cumplen con estos requisitos.

Hay cuatro tipos de válvulas eléctricas controladas electrónicamente:[13].

- a) Solenoides: Son válvulas que se utilizan de cierre y tiene un diseño sencillo. Cuando una bobina que rodea el émbolo es energizada, el campo magnético levanta el émbolo, solo tienen dos posiciones, totalmente abierta o totalmente cerrada.
- b) Análogas: Es igual a la solenoide solo que la bobina y el émbolo han sido diseñados para crear un campo magnético variable, con un campo magnético más fuerte la válvula se abrirá mas y con un campo magnético menor la válvula se cerrará.
- c) Geotérmicas: Son similares a la válvulas termostáticas solo que en el bulbo tiene un pequeño calentador eléctrico inmerso en el líquido del bulbo es energizado por cantidades variables; el calor generado expande el fluido del bulbo modulando la válvula.
- d) Motor paso a paso: En este tipo de válvula se utiliza un pequeño motor para abrir o cerrar el puerto de a válvula, este motor no gira continuamente sino

que gira una fracción de revolución para cada señal enviada del controlador. Solo en este tipo de válvula se puede tener repetibilidad.

### 2.3.1 VÁLVULA DE EXPANSIÓN

En el sistema de refrigeración un elemento de vital importancia es el dispositivo de expansión ya que es un componente clave para el control del flujo del refrigerante y de estrangulamiento para mantener el refrigerante en régimen de flujo de dos fases antes de entrar al evaporador. En comparación del tubo capilar y la válvula de expansión termostática (VET) la válvula de expansión electrónica (EEV) presenta ventajas en la aplicación y control de flujo de refrigerante. La EEV por ser una válvula electrónica de motor a pasos permite regular el flujo de refrigerante [7].

#### 2.3.1.1 VET (VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA)

La válvula de expansión termostática regula el flujo de refrigerante hacia dentro de un evaporador y mantiene constante el sobrecalentamiento en la salida del evaporador, logrando con la optimización de la superficie efectiva del evaporador. El sobrecalentamiento se define como la diferencia entre la temperatura del gas en la succión y su temperatura de saturación. Para medir apropiadamente el sobrecalentamiento que una VET está controlando se miden las temperaturas en el bulbo sensor y la temperatura de saturación correspondiente a la presión de succión en el lugar del bulbo sensor.

Como se muestra en la Figura 2.12 es la forma de instalar la VET donde el bulbo instalado en la salida del evaporador tiene el mismo refrigerante que usa el sistema, y mide la temperatura del vapor del refrigerante, el aumento de temperatura del evaporador hace que el refrigerante que tiene el bulbo se expanda obligando al vástago a bajar (abre la válvula) cuando el vástago baja el refrigerante puede pasar

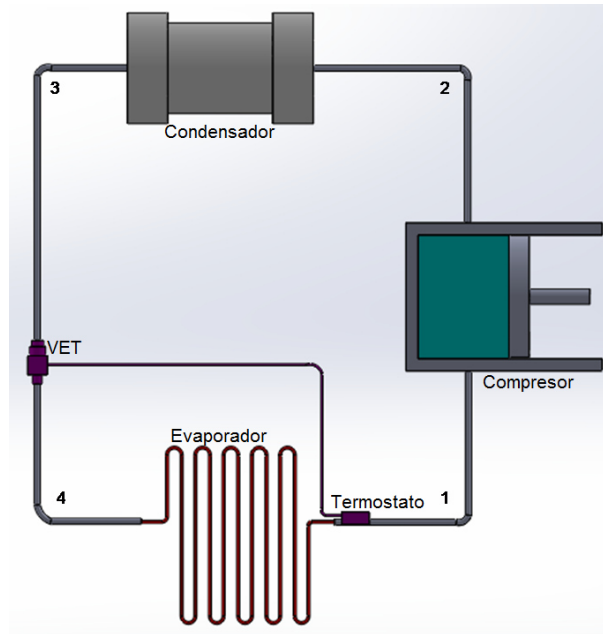


Figura 2.12: Diagrama de ciclo de refrigeración con válvula termostática.

enfriando el evaporador cuando la temperatura del evaporador baja, el refrigerante del bulbo se contrae (cerrando la válvula), haciendo que el vástago suba y cierre el paso del refrigerante. Al aumentar la carga térmica del evaporador el refrigerante se evapora más rápidamente por lo que las temperaturas del vapor refrigerante y el bulbo se incrementan provocando una mayor presión haciendo que la válvula se abra hasta que se equilibren las presiones ( $\text{Presión del bulbo} = \text{Presión del resorte} + \text{Presión del evaporador}$ ). En cambio si disminuye la carga térmica entonces se provoca un descenso en la temperaturas del vapor refrigerante por lo que la válvula se cerrará.

Para medir el sobrecalentamiento se utilizan dos métodos y uno de ellos es el método de presión-temperatura: Consiste en medir la presión de succión en el lugar donde está ubicado el bulbo sensor y convertir esta presión a su temperatura de saturación y restar la temperatura de saturación de la temperatura real del vapor.

Otro método para medir el sobrecalentamiento que la VET está controlando es el método de dos temperaturas: la temperatura de saturación se mide directamente colocando un sensor de temperatura encima de la superficie del evaporador,

(normalmente en un lugar entre la mitad y dos tercios de la distancia a través del evaporador). Este método no es tan fiable como el método de presión-temperatura [14].

### 2.3.1.2 EEV (VÁLVULAS DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICA)

En los sistemas de refrigeración, el dispositivo de expansión es un componente clave para el control de flujo y de estrangulación. La EEV tiene un motor paso a paso que impulsa con precisión la aguja de la válvula mayor o menor según el número y la fase de orden de los pulsos electrónicos para ajustar la apertura de EEV. El valor de apertura se puede ajustar dinámicamente como una función del estado de funcionamiento de sistema de refrigeración, basado en las estrategias de control específicas bajo las restricciones del modelo matemático y fiabilidad del sistema. Debido a la flexibilidad de regulación de flujo, la EEV tiene una adaptabilidad robusto para todos los refrigerantes en uso y una amplia gama de condiciones de funcionamiento, lo que da el potencial para reemplazar el TEV (válvula de expansión termostática) y el tubo capilar., Las características de la EEV se han investigado tanto experimental y teóricamente en los últimos años [7].

El sistema de refrigeración de la cámara climática tiene una válvula electrónica de expansión de motor a pasos por lo cual se controlará mediante un algoritmo de control PID.

### 2.3.2 EPR (VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN DE EVAPORADOR)

La función principal de la válvula reguladora de presión (EPR) es limitar de manera precisa la presión en el evaporador y balancear la capacidad del sistema de refrigeración a los requerimientos de la carga térmica. Cuando se mantienen la

presión del evaporador a la presión de saturación del refrigerante se lograr tener un temperatura mas constante en el evaporador.

Controlando la presión de operación del evaporador (o la presión de succión del compresor), se puede lograr o permitir que el sistema opere correctamente bajo un amplio rango de condiciones de carga y ambientales, manteniendo una eficiencia máxima del sistema.

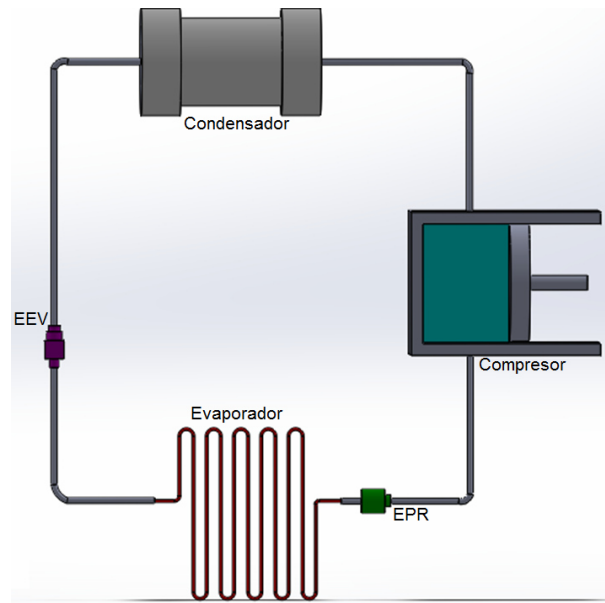


Figura 2.13: Diagrama de refrigeración con válvula reguladora de presión

Las Válvulas Reguladoras de Presión de Evaporador evita que la presión del evaporador disminuya por debajo de un valor predeterminado correspondiente al ajuste de la válvula. Al disminuir la carga térmica del evaporador se mantiene una temperatura constante en el evaporador que es igual al ajuste de la válvula. Por el contrario al aumentar la carga térmica, la válvula abre al incrementarse la presión a su entrada sobre el punto de ajuste. Como se muestra en la Figura 2.13 la EPR se debe de colocar a la salida del evaporador. Para que se active el funcionamiento de la EPR debe de haber un cambio en la presión que la válvula esta regulando, este cambio provocará que la válvula cierre o abra [8].

El sistema de refrigeración de la cámara climática tiene una válvula electrónica

regulador de presión de motor a pasos por que esta tesis se va a controlar mediante un algoritmo de control PID.

### 2.3.3 EHGB (VÁLVULA DE GAS CALIENTE BYPASS)

La válvula de derivación de gas caliente bypass (EHGB) se utiliza para modular la capacidad del compresor al controlar en forma directa la temperatura del medio refrigerado con sensores de temperatura y controladores electrónicos.

Se puede ajustar para mantener automáticamente una temperatura mínima de evaporización, independientemente de la disminución de la carga térmica del evaporador.

Además son ideales para aplicaciones con baja tolerancia de temperatura como cámaras climáticas de clima controlado y procesos de refrigeración [9].

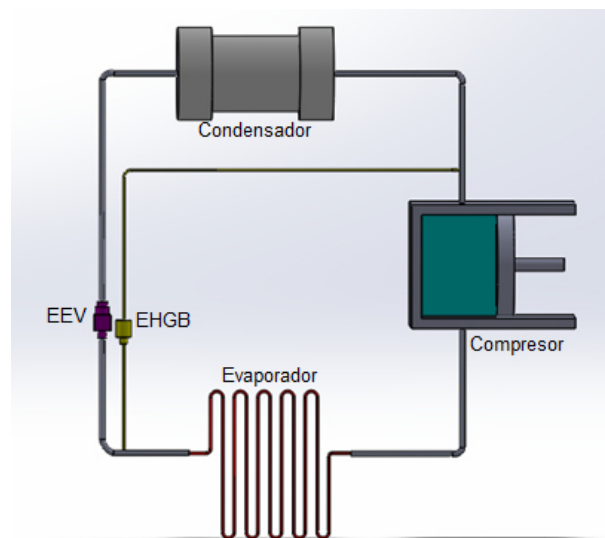


Figura 2.14: Diagrama de refrigeración con válvula de gas caliente bypass donde se inyecta gas caliente en el distribuidor entre la válvula de expansión y el evaporador

El sistema de refrigeración de la cámara climática tiene una válvula electrónica de gas caliente bypass de motor a pasos por lo cual se controlará mediante un algo-

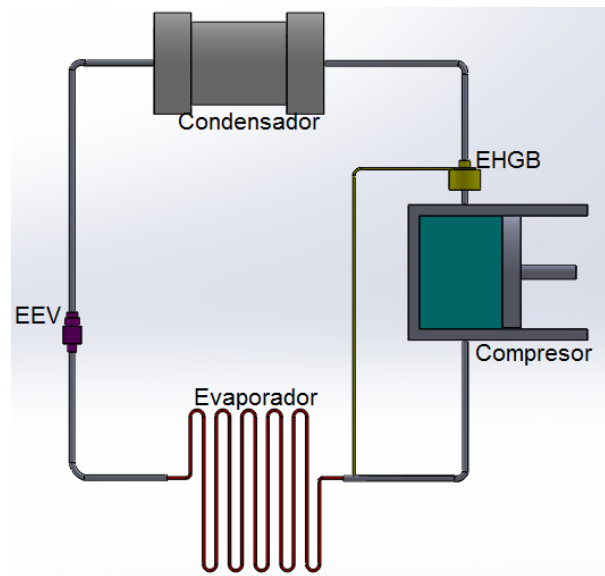


Figura 2.15: Diagrama de refrigeración con válvula de gas caliente bypass donde se inyecta gas caliente después del evaporador

ritmo de control PID y está instalada según la Figura 2.14.

Cabe mencionar que hay otras formas de instalar la válvula la bypass de gas caliente una es tal y como se muestra en la Figura 2.15 que el refrigerante proveniente del compresor como gas caliente es inyectado después del evaporador.

## 2.4 ESTADO DEL ARTE

La cámara climática está preparada para usar las válvulas: EEV válvula de expansión electrónica, EPR válvula reguladora de presión de evaporador, EHGB válvula de gas caliente bypass como dispositivos de control del sistema de refrigeración. Sin embargo aún no se ha explorado todo el potencial del sistema de refrigeración en función de la combinación de estas tres válvulas. Ello puede mejorar la precisión, la estabilidad de la temperatura de la cámara de clima controlado, prolongar el tiempo de vida útil de los distintos componentes y ahorrar energía durante su operación.

Las grandes industrias de refrigeradores domésticos hacen uso de laboratorios

especializados; para la evaluación de sus productos, emplean instalaciones climatizadas en la realización de pruebas experimentales y de caracterización. El consumo energético de un refrigerador domestico depende de su capacidad, medida como el volumen interno de almacenaje. Este consumo depende enormemente de las condiciones del medio ambiente en el que se encuentra el electrodoméstico. Dado que es difícil predecir las condiciones finales a las que se encontrará cada modelo de refrigerador; es necesario conocer la respuesta del mismo en un amplio rango de condiciones. Estas condiciones son simuladas en recintos climatizados, con control de temperatura y en ocasiones de humedad [15].

Para controlar la temperatura objetivo en el sistema refrigeración la forma de control convencional de encendido / apagado tiene muchos inconvenientes como la baja precisión de control, alto consumo de energía, y la disminución del tiempo de vida útil del compresor. Hay controles alternativos como el uso de la válvula bypass de gas caliente y el compresor de velocidad variable, estos se han desarrollado para resolver los problemas ya mencionados [16].

La EEV en los sistemas de refrigeración y bombas de calor es un componente crucial ya que regula la cantidad de flujo másico del refrigerante. Si se compara sus antecesores tubos capilares y TEV (válvula de expansión termostática), la EEV tiene muchas ventajas es sus aplicaciones ya que por su mecanismo de motor a pasos regula la masa según sean las necesidades, requerimientos y el control de apertura o cierre se puede controla mediante modelos matemáticos o PID [7].

La EEV tiene una gran influencia sobre la presión y temperatura de descarga del compresor, pero su influencia en la presión y temperatura de evaporación es mínima. La potencia del compresor disminuye con el aumento de la apertura de EEV , y puede ser atribuido a la solución entre el aumento del flujo másico y la disminución de la presión de descarga . Además, se tiene mejores valores del COP con diferentes apertura EEV de 60 % y 40 % , respectivamente [17].

Es importante controlar el sobrecalentamiento en el sistema de refrigeración, si

el sobrecalentamiento es por debajo de  $0^{\circ}\text{C}$  el sistema de refrigeración está en peligro de compresión de líquido. Por otro lado un sobrecalentamiento grande, el COP del sistema disminuirá. Por lo tanto, el sobrecalentamiento debe ser controlada tanto para la prevención del fenómeno de regreso líquido y determina el COP [16].

Otro problema critico en el ciclo de refrigeración es la acumulación de escarcha ya que bloquea el espacio entre la aletas del evaporador y esto disminuye la tasa de flujo de aire, por esto la capacidad de calefacción además del COP tiende a disminuir La eliminación de escarcha por ciclo inverso (RCD), la descongelación bypass de gas caliente (HGBD) y la comparación de estos dos métodos RCD y HGBD no hay antecedentes en la literatura. La descongelación por derivación de gas caliente (HGBD) es otro método potencial de eliminación de escarcha y puede superar las desventajas del método RCD debido a no cambiar la válvula de inversión. Sin embargo, los literatura e investigaciones que estudian el ciclo HGBD son muy escasas [18].

Los principales factores que influyen en la inestabilidad de los flujos en el evaporador de GSTHP(Evaporator of Gravity Separate Type Heat Pipe.) son el flujo de calor, entrada de subenfriamiento del fluido de trabajo, la presión, etc. La estabilidad del flujo aumentó con la presión, el flujo tiende a ser más inestable con un aumento en el subenfriamiento de entrada [19].

La literatura reporta experimentos donde se modificó la presión de salida del evaporador variando el ajuste de la apertura de la válvula ubicada a la salida del evaporador, este control se realizó de manera manual. Durante el experimento la velocidad del compresor era 1800 rpm. Cuando se modificó la apertura de la válvula, la velocidad de flujo de masa aumentó desde el lado de alta presión al lado de baja presión, lo que resultó en el aumento de la presión del evaporador y disminución del lado de la presión alta. Para el ciclo transcrito, la disminución de la presión del lado de alta, especialmente cuando la presión del lado de alta es menor que el presión óptima, da lugar a la disminución de la capacidad del sistema. Cuando la

presión de salida del evaporador aumentó, disminuyó la capacidad de refrigeración notablemente y el consumo de energía del compresor disminuyó ligeramente debido a que la presión de salida del compresor se disminuyó. Cuando la presión de salida del evaporador aumentó, la temperatura de la entrada del compresor aumentó y la temperatura de salida del compresor disminuyó [20].

Con el fin de mejorar la eficiencia energética del sistema de bomba de calor y el confort térmico interior, la presión de evaporación de la carga de la bomba de calor debe ser controlada apropiadamente para que coincida con la carga de refrigeración. Para un control eficaz de la presión de evaporación, se necesitan las variables necesarias para la identificación de la condición del sistema a medir. Las bombas de calor del estado de la técnica de medir las temperaturas del refrigerante en la entrada y salida del compresor, la temperatura de evaporación del refrigerante, y la temperatura de condensación y los utilizan para controlar la temperatura de evaporación por el cambio de la presión de evaporación EPCT (control presión de evaporación basado en la salida del evaporador y lectura de la temperatura). Sin embargo, como este tipo de variables de temperatura cambian sensiblemente tras el cambio de las temperaturas interiores y exteriores, es difícil lograr un control rápido y preciso de la presión de evaporación. Con el fin de complementar el punto de método EPCT y para lograr un control eficiente de la presión de evaporación, hay un nuevo método conocido como EPCP (control de la presión de evaporación basado en la lectura de presión de salida del evaporador) fue desarrollado. El método EPCP utiliza la presión del refrigerante a la salida del evaporador como la entrada de control. Si se mide la presión y se utiliza como la entrada de control, la presión de evaporación se puede controlar con más precisión que cuando se usa la temperatura como la entrada de control. Si la presión de evaporación se controla para que sea la presión de evaporación óptima búsqueda de la carga, la temperatura del aire interior se estabiliza y la eficiencia energética se podría mejorar. Los estudios, sin embargo, que han aplicado el método EPCP a la bomba de calor real, son raros. Por lo tanto, se requieren estudios para llevarse a cabo y evaluar para optimizar el método EPCP

[21].

El método de control "On – Off" fue el más usadas técnica convencional para controlar los sistemas de refrigeración. Este método tiene un gran inconveniente de picos de corriente no deseados durante sus transiciones de estado. El controlador PID se ha usado ha sido ampliamente utilizado en Calefacción Ventilación Aire acondicionado sistemas y Refrigeración [22].

## CAPÍTULO 3

# ALGORITMOS DE CONTROL

---

### 3.1 SISTEMAS DE CONTROL

En la actualidad se automatizan los procesos, es decir, limitando al máximo la intervención de un operador. El objetivo del control automático del proceso es mantener determinado valor de operación las variables el proceso (temperatura, caudal, presión etc.) en ciertos valores de consigna para poder controlar el proceso y asegura la calidad del producto, así como la seguridad entre otros factores [23].

Para lograr el control de un proceso primero se debe de tener la medición de lo que se desea controlar, como por ejemplo, la temperatura, que se mide con un termopar, el cual se conecta físicamente a un transmisor que capta la señal del sensor, la magnífica y la envía al controlador. El controlador recibe la señal del transmisor, la compara con el valor deseado y según la comparación se selecciona la acción que se tiene programada. Con base en la decisión, el controlador le envía una señal al elemento final de control que puede ser una resistencia eléctrica o una válvula, el cual es el elemento que controla el proceso. Para lograr esto se debe de diseñar e implementar un sistema de control. Los principales componentes de un sistema de control son:

- Variable controlada: Es la variable que se debe de controlar o mantener en un

valor deseado.

- Referencia o consigna de control: (Set-point) Es el valor que se desea que tenga la variable controlada.
- Variable manipulada: Es la variable que se utiliza para mantener el proceso en las condiciones de control o consigna.
- Perturbación: Es cualquier variable que ocasione que la variable de control se desvíe del punto de control.
- Elemento de medición: Este produce una señal relacionada con la condición de la variable controlada, y proporciona la señal de realimentación al elemento de comparación para determinar si hay o no error [23].

El sistema de control en lazo abierto o sistema sin retroalimentación, es cuando el controlador del sistema se desconecta. Son sistemas en los cuales la salida no afecta a la variable de control. En un sistema en lazo abierto se mide la salida pero no se retroalimenta para compararla con la entrada. Por tanto a cada entrada de referencia le corresponde una condición operativa fija; como resultado, la precisión del sistema depende de la calibración. Ante la presencia de perturbaciones, un sistema de control en lazo abierto no realiza la tarea deseada.

En los sistemas de control de lazo cerrado o sistemas con retroalimentación o feedback, la toma de decisiones del sistema no depende sólo de la entrada sino también de la salida, ya que la variable de salida es comparada con un valor deseado set-point (SPNT) y para lograr el control, la variable a controlar recibe señales de operación para lograr obtener el valor deseado. Por lo que el sistema es muy flexible y capaz de reaccionar si el resultado que se está obteniendo no es el esperado.

En un sistema de control en lazo cerrado, se alimenta al controlador la señal de error de actuación, que es la diferencia entre la señal de entrada y la salida de realimentación (que puede ser la señal de salida misma o una función de la señal

de salida y sus derivadas o integrales) a fin de reducir el error y llevar la salida del sistema a un valor conveniente. El término control en lazo cerrado siempre implica el uso de una acción de control realimentando para reducir el error del sistema [23].

## 3.2 SINTONÍA DE CRITERIOS INTEGRALES POR CONTROL REGULADORIO

A la comparación entre la condición actual y la condición deseada se le conoce como error o desviación mínima de la variable a controlada respecto al punto de control.

$$Error = SPNT - Variableacontrolar \quad (3.1)$$

Debido a que el error es en función del tiempo de duración de la respuesta, la suma del error de cada instante se debe de minimizar, dicha suma es la integral del error en tiempo. Puesto que la integral del error se desea minimizar, pero la integral del error no se puede minimizar de manera directa, ya que un error negativo muy grande se volvería mínimo, para evitarlo se utilizan:

- IAE (Integral del valor absoluto del error)

$$IEA = \int_0^{\alpha} |e(t)| dt \quad (3.2)$$

- ICE (Integral del cuadrado del error)

$$ICE = \int_0^{\alpha} e^2(t) dt \quad (3.3)$$

- IAET (Integral del valor absoluto del error ponderado en el tiempo)

$$IAE = \int_0^{\alpha} t |e(t)| dt \quad (3.4)$$

- ICET (Integral del cuadrado del error ponderado en el tiempo)

$$ICET = \int_0^{\alpha} te^2(t) dt \quad (3.5)$$

Las cuatro integrales básicas de error se pueden minimizar, mediante el ajuste de los parámetros de controlador. Los valores óptimos paramétricos no están solo en función de cuál de las cuatro integrales del error se elija ya que también depende de las entradas, perturbaciones, punto de control y de la forma de entrada (escalón o rampa), por lo general el cambio de escalón es más utilizado.

Cuando solo es importante el punto de control como entrada, el propósito del controlador es hacer que la variable controlada siga a la señal de la consigna de control entonces es un servorregulador.

Cuando el objeto del controlador es mantener a la variable controlada en una consigna constante, en presencia de entradas de perturbación se dice que el controlador es regulador.

Cuando se ajusta el controlador para la respuesta óptima a una entrada de perturbación, se debe de hacer una decisión adicional respecto a la función de transferencia del proceso para esa perturbación en particular. Esto es complicado, debido a que la respuesta del controlador no puede ser óptima para cada perturbación si es que existe más de una perturbación en el sistema. Los parámetros óptimos de ajuste dependen de la velocidad relativa de respuesta de la variable controlada a la perturbación; mientras más lenta sea la respuesta a la perturbación, la ganancia debe de ser mayor. Por el contrario, si la variable controlada responde instantáneamente a la perturbación, el ajuste del controlador será lo menos riguroso posible es decir la ganancia será mucho menor.

Cuando el proceso tiene perturbaciones se recomienda usar el control regulatorio estos sistemas están diseñados para compensar las perturbaciones [23].

### 3.3 SISTEMAS DINÁMICOS DE PRIMER ORDEN

#### 3.3.1 MODELADO DE PRIMER ORDEN

Al analizar los sistemas de control las entradas del sistema (perturbaciones, cambios en el punto de control) y las salidas cambian con respecto al tiempo, es conveniente usar la transformada de Laplace. Un proceso recibe una entrada  $U(s)$  y genera una salida  $Y(s)$ . Si llevamos estas señales a dominio, de Laplace obtendremos la función de transferencia  $G(s)$  como la relación de la transformada de Laplace de la variable de salida sobre la transformada de Laplace de la variable de entrada como se muestra en la Figura 3.1.

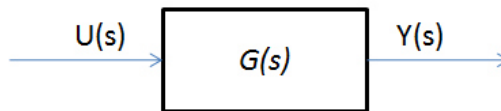


Figura 3.1: Diagrama de bloques de la función de transferencia.

De modo que:

$$Y(s) = G(s)U(s) \quad (3.6)$$

Se le denomina sistemas de primer orden a aquellos en los que la ecuación general aparece solamente la derivada de lado izquierdo (el de la variable de estado).

Es decir se reduce a la siguiente forma:

$$ku = \tau \left( \frac{dy}{dt} \right) + y \quad (3.7)$$

Donde:

k: Se denomina la ganancia del proceso.

$\tau$ : Es la constante de tiempo del sistema.

A las  $U(s)$  se les conoce como variables de entrada o función de forzamiento ya que es la que fuerza el cambio en la variable de salida  $Y(s)$  o variable de respuesta.

### 3.3.2 VARIABLE DE DESVIACIÓN

Las variables de desviación se definen como la diferencia entre el valor de variable o señal y su valor en el punto de operación.

$$e(t) = u(t) - u \quad (3.8)$$

Donde:

$e(t)$ : Es la variable de desviación

$u(t)$ : Es la variable absoluta correspondiente

$u$ : Es el valor  $u$  en el punto de operación (valor base)

Como se observa en la Figura 3.2, la variable desviación, es la desviación de una variable respecto a su valor de operación o base. La transferencia del valor absoluto de una variable al de desviación, equivale el cero sobre el eje de esa variable hasta el valor base. Se utiliza la variable de desviación en el análisis y control de procesos.

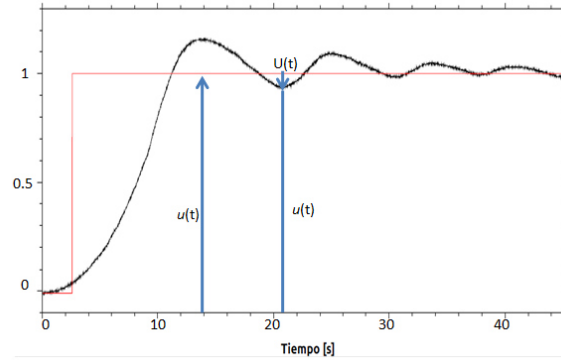


Figura 3.2: Definición de la variable de desviación.  $u(t)$

Al utilizar las variables de desviación su valor inicial siempre será cero, si se supone que se comienza a partir del valor de estado estacionario. Retomando la ecuación 3.7. Ya que es una ecuación lineal y al utilizar transformadas de Lapace se obtiene que:

$$\tau [sY(s) - Y(0)] + Y(s) = U(s) \quad (3.9)$$

Pero  $U(0) = 0$  y aplicando álgebra la función de transferencia es:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{1}{\tau_s + 1} \quad (3.10)$$

La anterior es una función de transferencia de primer orden porque se desarrolla a partir de una ecuación diferencial de primer orden. Los procesos que se describen mediante esta función se denominan procesos de primer orden.

### 3.3.3 CONSTANTE DE TIEMPO

Sí se supone que la variable dependiente  $Y(t)$  se incrementa hasta el valor  $A$ , sufre un cambio escalón de magnitud  $A$  y se expresa matemáticamente como:

$$Y_i(t) = Y_i \quad (3.11)$$

$$Y(t) = Y_i + A \quad (3.12)$$

En ambas ecuaciones  $t > 0$

Lo que se puede expresar:

$$Y(t) = Au(t) \quad (3.13)$$

Al cambiar al dominio de Laplace se obtiene la siguiente ecuación:

$$\mathcal{L}[Y_i(t)] = \mathcal{L}[Au(t)] = A \cdot \mathcal{L}[u(t)] \quad (3.14)$$

Y al sustituirlo en la ecuación 3.10 y considerando que la ganancia es 1 obtenemos la ecuación:

$$Y(s) = \frac{A}{s(\tau_s + 1)} \quad (3.15)$$

Y al utilizar las fracciones parciales para obtener la transformada inversa la ecuación cambia a:

$$Y(t) = A \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \quad (3.16)$$

Esta ecuación expresa el comportamiento físico de  $\tau$ , la cual se conoce como constante de tiempo del proceso. Si se hace  $t = \tau$ , se tiene:

$$Y(t) = A \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) = A(1 - e^{-1}) \quad (3.17)$$

$$Y(t) = 0.634A \quad (3.18)$$

En una constante de tiempo se alcanza el 63.2% del cambio total, como se ilustra gráficamente en la Figura 3.3.

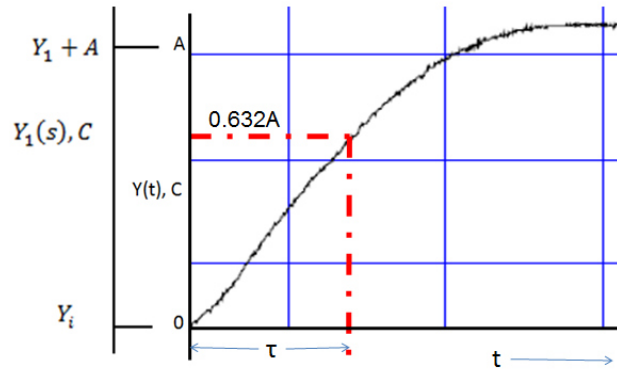


Figura 3.3: Respuesta de un proceso de primer orden a un cambio escalón de la función de entrada constante de tiempo.

Por lo que la constante de tiempo guarda relación con la velocidad de respuesta del proceso. Mientras más lenta es la respuesta de un proceso a la función de forzamiento o entrada, más grande es el valor de  $\tau$ ; por lo tanto, más rápida es la respuesta del proceso a la función de entrada, cuanto más pequeño es el valor de  $\tau$ . Se debe tener en cuenta que la constante de tiempo se compone de diferentes propiedades físicas y parámetros de operación del proceso. [23]

### 3.3.4 GANANCIA

La ganancia depende de las propiedades físicas y los parámetros que se controlan en el proceso. Matemáticamente la ganancia se puede definir como:

$$\frac{\Delta \text{Variable de salida}}{\Delta \text{Variable de entrada}} = \frac{Y(s)}{U(s)} \quad (3.19)$$

La Ganancia es representada con la variable  $k$ , al retomar la ecuación 3.14 y agregando la ganancia la ecuación queda:

$$Y(s) = \frac{kA}{s(\tau_s + 1)} \quad (3.20)$$

La ganancia multiplica al cambio en la función de entrada. La ganancia indica cuánto cambia la variable de salida por unidad de cambio en la variable de entrada. Es decir la ganancia define la sensibilidad del proceso a cambio de valor en la entrada.

### 3.3.5 TIEMPO MUERTO

El tiempo muerto (retardo de transporte o tiempo de retraso) es el tiempo que se tarda en reaccionar el sistema ante un cambio a la variable de entrada o perturbación. La respuesta de  $Y_1(s)$  a los disturbios  $Y_i(s)$  será la misma que es  $CY(s)$  con la excepción que tiene un retardo de cierto intervalo de tiempo, es decir existe un lapso de tiempo finito entre la respuesta de  $Y_s(s)$  y la respuesta  $Y_1(s)$  lo cual se ilustra en la Figura 3.4

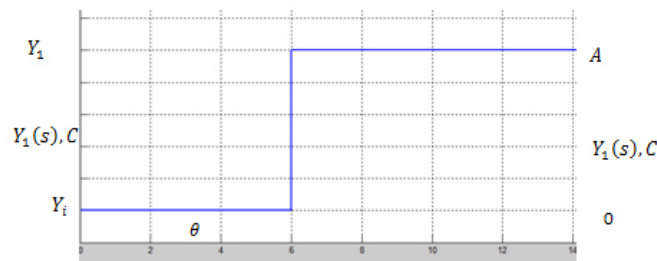


Figura 3.4: Grafica escalón del tiempo muerto.

Para el cambio escalón la variable de entrada  $Y_i(s)$ . El intervalo de tiempo que tarde el proceso a reaccionar ante un disturbio y el tiempo en que la variable

$Y_1(s)$  empieza a responder se conoce como tiempo muerto y se representa mediante el término  $\Theta$

El tiempo muerto es parte integral el proceso por lo que se debe de tomar en cuenta en las funciones de transferencia que relacionan  $Y_1(s)$ , con  $Y_i(s)$  y  $Y_s(s)$ .

La función de retardo se expresa mediante el producto de la ecuación de transferencia y el término de la transformada de Laplace exclusivamente del tiempo muerto que es:  $e^{-\Theta s}$  Por lo que la ecuación de transferencia, considerando el tiempo muerto se define como:

$$G_p(s) = \frac{Y_1(s)}{Y_i(s)} = \frac{k_i e^{-\Theta s}}{\tau_s + 1} \quad (3.21)$$

### 3.3.6 FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA

Como ya se definió la función transferencia es la relación de la transformada de Laplace de la variable de salida sobre la transformada de Laplace de la variable de entrada y se representa por lo general de la siguiente forma:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{k(a_m s^m + a_{m-1} s^{m-1} + \dots + a_1 s + 1)}{(b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + 1)} \quad (3.22)$$

Donde:  $G(s)$ : Representación general de una función de transferencia.

$Y(s)$ : Transformada de Laplace de la variable de salida.

$U(s)$ : Transformada de Laplace de la variable de entrada o de la función de forzamiento.

$k, a, b$ : Constantes con  $l=1, \dots, m, j=1, \dots, n$

$K$  representa la ganancia del sistema, las otras constantes  $a_l$  y  $b_j$  tienen como

unidades  $(tiempo)^i$  donde  $i$  es la potencia de la variable de Lapace,  $s$ , que se asocia con la constante particular, lo que da como resultado un término sin dimensiones dentro del paréntesis, ya que la unida de  $s$  es  $\frac{1}{tiempo}$ .

La función de transferencia define completamente las características de estado estacionario y dinámico, es decir, la respuesta total del sistema que se describe mediante una ecuación diferencial lineal. Esta es característica del sistema, y sus términos determinan si el sistema es estable o no.

### 3.4 ENSAYOS EXPERIMENTALES

A pesar de que la tecnología ha avanzando a pasos agigantados en el área industrial en los últimos años, el PID continua siendo el más utilizado ampliamente desde la invención de este ya que por medio de PID se controla aproximadamente el 90 % de los procesos industriales [24]

Existen diferentes métodos de sintonización PID de los cuales el más utilizados es Ziegler Nichols [25]

Esta tesis propone el uso del método de Criterios Integrales por Control Regulatorio, este método de sintonización es más analítico y menos empírico que el de Ziegler Nichols. Además si se considera que el sistema de refrigeración es un sistema con muchas perturbaciones, por ejemplo la influencia de la temperatura ambiental, humedad del medio, el efecto de la apertura de la puerta de la cámara climática durante su funcionamiento. Por estas razones se seleccionaron los métodos de sintonización de Ziegler Nichols y el de Criterios Integrales por Control Regulatorio, se compara la sintonización PID de ambos métodos.

Para poder comparar los dos métodos de sintonización PID se obtuvo de manera experimental la respuesta escalón mediante simulación de lazo abierto, así se establecieron los valores de ganancia del proceso ( $K_p$ ), ganancia integral ( $T_i$ ) y

ganancia derivativa ( $T_d$ ) correspondientes a la sintonización por Ziegler Nichols y por Criterios Integrales.

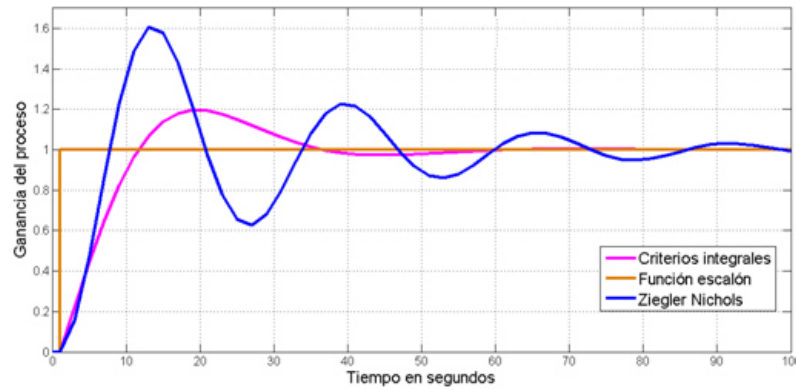


Figura 3.5: Comparación método de Ziegler Nichols vs Criterios Integrales

Como se muestra en la Figura 3.5 una característica de Ziegler Nichols es que se obtiene un 25% de sobrepaso máximo en la respuesta escalón, en cambio con criterios integrales el sobrepaso es menor y se logra una estabilidad en menor tiempo por lo que de acuerdo con esta simulación efectivamente se obtiene mejores resultados mediante la sintonización de PID por criterios integrales por control regulatorio.

Mediante sintonía por criterios integrales por control regulatorio se realiza el PID para poder responder a las perturbaciones que pudieran existir en el sistema [23]

### 3.4.1 PRUEBAS DE CONTROL DE LAZO ABIERTO

Para poder realizar las pruebas de lazo abierto es necesario operar el controlador de manera manual, en condiciones estables y así poder producir un cambio en la señal de salida del controlador con la finalidad de poder observar una gráfica escalón a la salida del actuador, una vez obtenida la curva de reacción del proceso es posible determinar los parámetros del controlador [25]

De esta manera se inician con las pruebas de funcionalidad de cada una de las

válvulas del sistema de refrigeración de la cámara de clima controlado.

### 3.4.1.1 PRUEBAS DE LA VÁLVULA ELECTRÓNICA DE EXPANSIÓN EEV

Para iniciar las pruebas de lazo abierto de la válvula electrónica de expansión EEV se inicia con la cámara climática en condiciones estables por lo que la resistencia se quedó en un valor fijo. Además las válvulas EPR y EHGB permanecieron totalmente cerradas ya que el flujo de refrigerante retornaba por el paso libre.

Al modificar la alimentación de EEV de 4mA a 12mA, la temperatura de succión empezó a caer como se esperaba lo que provoca la gráfica en forma de escalón.

Por lo que se determina que a mayor corriente mayor apertura de la Válvula electrónica de expansión, y a menor corriente menor apertura de la EEV. Es decir que la apertura de la válvula es directamente proporcional a la corriente que se aplica en el algoritmo de control. Con esta prueba de lazo abierto se pueden determinar los parámetros de la EEV que son el tiempo muerto de 5.5 segundos y el tiempo del proceso de 6.5 segundos.

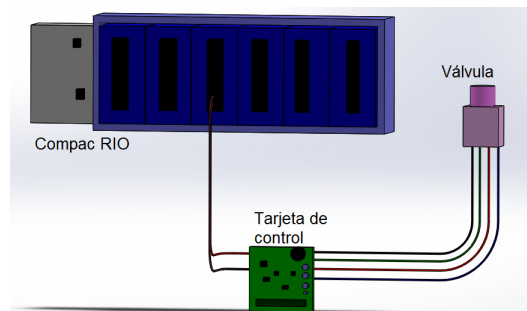


Figura 3.6: Diagrama electrónico de conexión.

### 3.4.1.2 PRUEBAS DE LA VÁLVULA DE GAS CLIENTE VÁLVULA BYPASS EHGB

Para iniciar las pruebas de lazo abierto de la válvula de gas cliente Válvula Bypass EHGB se inicia con condiciones estables en la cámara climática la EEV y la resistencia eléctrica se dejan en valores de operación fijos además la EPR esta totalmente cerrada. El refrigerante retorna por el paso libre y la EHGB se modifica las condiciones de operación para poder observar el comportamiento del sistema con la modificación de apertura de la EHGB.

- La corriente de bypass se aumento a 12mA y la temperatura de evaporador aumentó
- Se cambio a 20mA y entro en deshielo sin afectar la temperatura de consigna
- Se cambio 4mA y la temperatura de succión disminuyó drásticamente.

Por lo que se observa que a mayor corriente mayor apertura de la Válvula de gas cliente Válvula Bypass, y a menor corriente menor apertura de la EHGB. Es decir que la apertura de la válvula es directamente proporcional a la corriente que se aplica en el algoritmo de control. Con la pruebas de lazo abierto se pueden determinar los parámetros de la EHGB, que son el tiempo muerto de 3.5 segundos y el tiempo del proceso de 5.5 segundos

### 3.4.1.3 PRUEBAS DE LA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN DEL EVAPORADOR EPR

Para iniciar las pruebas de lazo abierto de a válvula reguladora de presión del evaporador (EPR) se inicia con la cámara climática en condiciones estables, la resistencia y la EEV permanecen en valores fijos y la EHGB continua totalmente cerrada.

Se cambio la alimentación de EPR de 4mA a 12mA y la presión empezó a disminuir y la temperatura de succión empezó a caer como se esperaba ya que la temperatura depende de la presión.

Por lo que se determina que a mayor corriente mayor apertura de la válvula regulador de presión, y a menor corriente menor apertura de la EPR. Es decir que la apertura de la válvula es directamente proporcional a la corriente que se aplica en el algoritmo de control. Con esta información se pueden determinar los parámetros de la EPR son el tiempo muerto de 4.8 segundos y el tiempo del proceso de 6.6 segundos

### 3.5 ALGORITMO PID

Una vez que se obtuvieron el tiempo muerto, el tiempo del proceso y el tiempo total de cada uno de los actuadores del sistema de refrigeración, se calcula la ganancia de cada uno de los actuadores. Aplicando la sintonía para control regulatorio obtenemos la ganancia del controlador mediante la siguiente ecuación

$$K_c = \frac{a_1}{K_p} \left( \frac{\Theta}{\tau_p} \right)^{b_1} \quad (3.23)$$

Donde:

$a_1$  Es constante de valor 1.435

$b_1$  Es constante de valor -0.921

Además de obtener el tiempo integral a partir de la siguiente ecuación de control regulatorio.

$$\tau_i = \frac{\tau_p}{a_2} \left( \frac{\Theta}{\tau_p} \right)^{b_2} \quad (3.24)$$

Donde:

$a_2$  Es constante de valor 0.878

$b_2$  Es constante de valor 0.749

También se determina el tiempo derivativo

$$\tau_d = a_3 \tau_p \left( \frac{\Theta}{\tau_p} \right)^{b_3} \quad (3.25)$$

Donde:

$a_3$  Es constante de valor 0.482

$b_3$  Es constante de valor 1.137

Con estos datos de la ganancia  $K_c$ , tiempo integral  $\tau_i$  y derivativo  $\tau_d$  se puede determinar el PID de cada una de las válvulas del sistema de refrigeración de la cámara climática mediante la siguiente ecuación.

$$G_{c_{min}} = K_c \left[ 1 + \frac{1}{\tau_i} + \tau_D \right] \quad (3.26)$$

### 3.5.1 EEV VÁLVULAS DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICA

Para realizar la sintonización del PID de la válvula de electrónica de expansión se utilizó el método de sintonía por criterios integrales por control regulatorio donde se utiliza la integral del error IAE y los datos obtenidos en las pruebas de lazo abierto que son el tiempo muerto y el tiempo total del proceso que son 6 y 26 segundos respectivamente. entonces el tiempo del proceso es de 20 segundos.

Para obtener la ganancia de la válvula se determina el rango de temperatura de succión en que se trabaja y el rango de apertura de la misma, con esta información

se calcula la ganancia, se continua con el calculo de los tiempos integral y derivativo para obtener finalmente el PID de la EEV

$$G_{c_{min}} = 5.271 \left[ 1 + \frac{1}{7.224} + 2.52 \right] \quad (3.27)$$

### 3.5.2 EPR VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN DE EVAPORADOR

Al igual que con la EEV para realizar la sintonización del PID de la válvula reguladora de presión se utilizó el método de Sintonía por Criterios Integrales para Control Regulatorios donde se utiliza la integral del error IAE, Además de el tiempo muerto y el tiempo total que son de 6 y 30 segundos respectivamente, por lo que el tiempo de proceso es de 24 segundos. Estos son los datos que se obtuvieron en las pruebas de lazo abierto.

Para obtener la ganancia de la válvula se determina el rango de presión de succión en que se trabaja y el rango de apertura de la misma, por seguridad esta válvula no se debe de cerrar en su totalidad. Por lo que la ganancia, el tiempo integral y derivativo son calculados con estos datos para obtener finalmente el PID de la EPR Por lo que al calcular el PID queda:

$$G_{c_{min}} = 1.213 \left[ 1 + \frac{1}{5.936} + 2.211 \right] \quad (3.28)$$

### 3.5.3 EHGB VÁLVULA DE GAS CALIENTE BYPASS

De manera similar que con las demás válvulas para realizar la sintonización del PID de la válvula de gas caliente bypass se utilizó el método de Sintonía por

Criterios Integrales para Control Regulatorios donde se utiliza la integral del error IAE. Además de utilizar los datos obtenidos en las pruebas de lazo abierto, el tiempo muerto de 6 segundos, un tiempo total de 30 segundos por lo que el tiempo de proceso es de 24 segundos.

Para obtener la ganancia se determina la cantidad de sobrecalentamiento que se requiere, que es la salida del proceso y la entrada es la apertura de la válvula.

$$G_{c_{min}} = 51.445 \left[ 1 + \frac{1}{9.677} + 2.391 \right] \quad (3.29)$$

Ya que se tienen los PID de cada uno de los actuadores del sistema de refrigeración se continuará con la programación en LabVIEW de los diferentes Diseños que se tiene establecidos desde el inicio de esta tesis.

## CAPÍTULO 4

# METODOLOGÍA

---

### 4.1 INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se desarrollan diferentes estrategias que permiten controlar la temperatura interior de la cámara climática empleando una combinación óptima de control de flujo. Como resultado se espera determinar cuál algoritmo de control es mejor en la precisión del control de la temperatura y el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración, sin el objetivo de comprometa las prestaciones del sistema.

Se va a evaluar la respuesta del sistema de refrigeración y serán comparados el COP teórico y real usando diferentes estrategias de control del sistema de refrigeración y calefacción de la cámara climática.

### 4.2 METODOLOGÍA DE ENSAYOS.

Para lograr desarrollar e implementar los algoritmos de control se realizan como primer paso, pruebas de lazo abierto para caracterizar la funcionalidad del sistema de adquisición de datos, temperatura y presión en el evaporador, posterior-

mente se evalúan la funcionalidad de los actuadores: válvula de expansión electrónica (EEV), válvula reguladora de presión (EPR), válvula de derivación de gas caliente bypass (EHGB) y la resistencia eléctrica.

Adicionalmente se realiza una comparación entre la estrategia de sintonización de control de Ziegler Nichols por ser la ampliamente utilizada y la estrategia de sintonización por Criterios Integrales por Control Regulatorio, que es la que se ha utilizado en esta tesis.

Posteriormente se va a realizar el cálculo del PID ideal de cada uno de los actuadores del sistema de refrigeración y calefacción del la cámara climática. A continuación se procederá con la implementación de lazo cerrado de cada componente para la sintonización del PID por Criterios Integrales de Control Regulatorio y por último ya con los algoritmos de control se evalúa la estabilidad en la temperatura de consigan y el rendimiento del sistema de refrigeración mediante el cálculo (COP) de cada uno de los algoritmos.

- Análisis del diseño actual de la cámara climática.
- Sistema de adquisición de datos.
- Modelado individual de cada componente.
- Implementación de lazo cerrado y sintonización de PID.
- Modelado de la respuesta dinámica del sistema de refrigeración.
- Integración de los algoritmos en una aplicación general.
- Realización de pruebas experimentales.
- Análisis de resultados.

### 4.2.1 ANÁLISIS DEL DISEÑO ACTUAL DE LA CÁMARA CLIMÁTICA.

La cámara climática que se encuentra en el laboratorio de clima controlado en FIME se muestra en la Figura 4.1. Tiene un espacio disponible de 3.4 x 3.4 x 3.4 metros y posee un rango de temperatura de 0 a 45 grados centígrado, además de tener instalada cuatro estaciones de trabajo para evaluar un refrigerador de hasta 29  $ft^3$ . [26].



Figura 4.1: Cámara de clima controlado, FIME UANL

El control en la temperatura del recinto se realiza regulando el flujo de refrigerante y la variación de corriente de una resistencia de calentamiento. En los actuadores, se gobierna lo siguiente: resistencia eléctrica, válvula de expansión electrónica, y válvula de bypass gas caliente. [26].

Los sistemas empleados son:

**a** El sistema de control del sistema de refrigeración:

Para el control de flujo de refrigerante se gobierna la válvula de expansión electrónica (EEV) y la válvula de bypass gas caliente (EHGB). Se programa la EEV con la restricción de tener un diferencial de temperatura conocido como sobrecalentamiento (SH), en el cual no queda duda alguna que la evaporación del refrigerante sea total pero, sin tener un sobrecalentamiento excesivo; ya

que éste, podría causar un desgaste en el aceite lubricante del compresor. En la (EHGB) se realiza un corto circuito en el sistema de refrigeración, inyectando vapor caliente en la entrada del evaporador, reduciendo la capacidad del evaporador en la absorción de calor sensible del recinto. Ambas válvulas funcionan usando motores a pasos, controlando el número de pasos se tiene un manejo en la apertura de las válvulas.

También se cuenta con la instalación de la válvula EPR y una paso libre del refrigerante del evaporados a la succión del compresor, como se muestra en la Figura 4.2.[26].

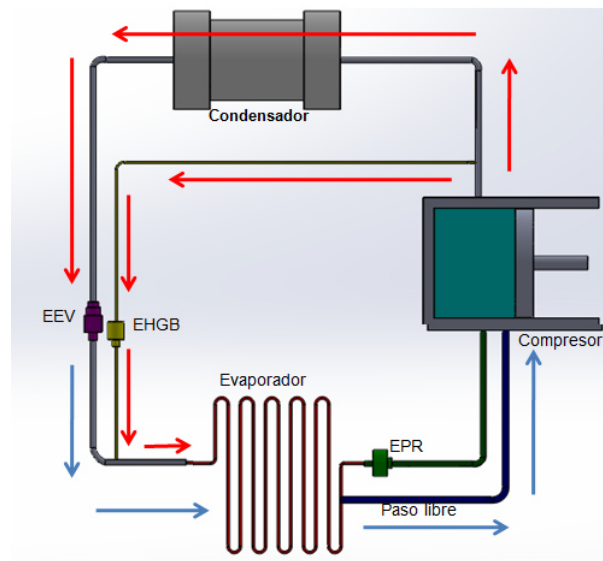


Figura 4.2: Diagrama de la instalación de los actuadores del sistema de refrigeración

#### b El sistema de control del sistema de calefacción

Para la elevación en temperatura se tiene una resistencia eléctrica de 10kW; la potencia de la resistencia es variada usando un SCR. El controlador rectificador de silicio (SCR) es controlado por la inyección de corriente que proviene del módulo NI 9265. El funcionamiento de la inyección de corriente de dicho módulo se linealiza. Las siguientes especificaciones técnicas se refieren al SCR: Entradas de 4-20 mA Voltaje de alimentación 110/220/440 VAC Temperatura ambiente 30 a 120 grados Centígrados, enfriamiento por convección.[26].

**c** El sistema de control del sistema de humidificación

En la generación de vapor, se tiene la preparación del humidificador. Donde la señal de control será proporcionada por el uso de un SCR, el cual variará la potencia de la resistencia interna que se encuentra sumergida en agua. De igual manera, la orden de variación en la potencia, vendrá de una salida de corriente analógica (4-20mA) del módulo NI 9265 que entra a la electrónica del SCR. Se utiliza la plataforma Compact-RIO, debido a su versatilidad y robustez en el manejo de datos, así como en el control de actuadores. La plataforma tiene un procesamiento de condiciones preestablecidas por el usuario en alta velocidad. En caso de alguna emergencia la respuesta del dispositivo sería inmediata, reduciendo los riesgos de fallas críticas en los actuadores, por ejemplo el sistema de refrigeración y calefacción. La plataforma tiene la capacidad de programación muy amplia, el usuario puede interactuar con el software, programando de manera cómoda y clara. Las especificaciones técnicas de la plataforma son las siguientes: Controlador embebido que ejecuta LabVIEW Real-Time para control, análisis y registro de datos determinísticos Procesador de 800 MHz, almacenamiento no volátil de 4 GB, memoria DDR2 de 512 MB Puertos Dual Ethernet con servidores de Web y de archivos embebidos para interfaces de usuario remotas Puerto USB de alta velocidad para conexión a USB flash y dispositivos de memoria Puerto serial RS232 para conexión a periféricos; entradas dobles de suministro de 9 a 35 VDC Rango de temperatura de operación de -20 a 55 grados centígrados Dentro de las válvulas se encuentra un motor a pasos que es gobernada por el uso de una tarjeta electrónica. La tarjeta electrónica lee la corriente que envía el módulo de corriente analógica proveniente del Compact-RIO. Al tener conectado los dispositivos electrónicos ya mencionados.[26].

**d** El sistema de adquisición de datos se compone de:

- Registros eléctricos y lectura de variables eléctricas Para las mediciones de corriente se cuenta con la instalación del módulo NI 9227 a sí mismo

para la medición del voltaje se cuenta con la instalación del módulo de NI 9225, realizan la función de adquisición de datos en tiempo real mediante el uso de LabVIEW.

El sistema de adquisición de datos se compone por: Termopar tipo T: -200 C a 260 C, resiste atmósferas húmedas, precisión 45mV/C Módulo NI 9214 mide termopares: resolución 24 bits, precisión 24 mV, tipo de termopares que puede manejar J, K, T, E, N, B, R y S Módulo NI 9225 mide voltaje: medición hasta 300 V, aislamiento entre canales, precisión 0.184V Módulo NI 9227 mide corriente: medición hasta 5 A, aislamiento entre canales, precisión 0.5 mA[26].

- Registros eléctricos y lectura de termopares tipo T. Para la medición de temperatura, se cuenta en el recinto de 96 termopares tipo T, ubicados estratégicamente entre las estaciones en paneles de 48 terminales. La lectura la realiza el módulo NI 9214, junto con el Compact-RIO 9024. El módulo recibe la señal de microvoltaje proveniente del termopar, al cual se realiza un tratamiento de señal dentro del software LabVIEW, transformando el microvoltaje en temperaturas. Dentro de las propiedades del módulo, se encuentra la opción de uso en diferentes tipos de termopares. Termopar tipo T: -200 C a 260 C, resiste atmósferas húmedas, precisión 45mV/C Módulo NI 9214 mide termopares: resolución 24 bits, precisión 24 mV, tipo de termopares que puede manejar J, K, T, E, N, B, R y S Módulo NI 9225 mide voltaje: medición hasta 300 V, aislamiento entre canales, precisión .184V Módulo NI 9227 mide corriente: medición hasta 5 A, aislamiento entre canales, precisión 0.5 mA[26].
- Registros eléctricos y lectura de sensores de presión. En el sistema de refrigeración de la cámara, el proveedor hizo el uso termistores y sensores de presión. El módulo NI 9201 funciona como multímetro, dando la medición de voltaje.

Por la ley de Ohm se puede obtener la temperatura en función del valor resistivo, en base en la ficha técnica.

Para el sensor de presión el método de linealización en base a la ficha técnica se proporciona el rango de trabajo y los voltajes a medir, a partir de de estos se realizó la programación. La electrónica mencionada juega un papel crucial en el control del sistema de refrigeración. La temperatura del termistor, y la presión del transductor son datos que son herramientas importantes para el cálculo del sobrecalentamiento (SH).

En el sistema de adquisición de datos también se compone:

Sensor de presión con rango de 0-150 psi, salidas de voltaje .05-4 V.

Sensor de presión con rango de 150-300 psi, salidas de voltaje .05-4 V.

Sensor termistor 2K, con rango de -40 a 160 grados Fahrenheit. Módulo 9201 maneja 8 entradas analógicas de voltaje con rango de entrada mas menos 10 V, rango acumulado de muestro de 500 kS/s y una resolución de 12 bits. Entradas de una sola terminal. Módulo 9265 maneja 4 salidas analógicas de corriente actualizadas simultáneamente, 100 kS/s. Rango de salida de 0 a 20 mA, resolución de 16 bits. Detección de lazo abierto con interrupción, valor de encendido de 0.0 mA. Sobre el monitoreo, se genera un reporte personalizado para el usuario, colocando datos independientes. Es decir, por cada estación se le imprime las temperaturas, voltajes, corrientes y potencia consumida.

Los reportes se guardan en la memoria flash previamente colocada en el puerto del Compact-RIO, evitando el uso de la memoria CPU. [26].

#### 4.2.2 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

Para poder probar el sistema de adquisición de datos se realizan pruebas de lazo abierto para caracterizar la funcionalidad del sistema de adquisición de datos de la temperatura y la presión en el evaporador en cada uno de los actuadores que son: la válvula electrónica de expansión (EEV), la válvula reguladora de presión del evaporador (EPR) y la válvula de gas caliente bypass (EHGB). Se analiza la reacción

de la temperatura en el evaporador y las presiones de alta y baja y poder determinar un algoritmo de control adecuado que permita estabilidad en la temperatura de consigna, optimizando el flujo de refrigerante, controlando el sobrecalentamiento (SH) y obteniendo una mejor eficiencia en el ciclo de refrigeración.

### 4.2.3 MODELADO INDIVIDUAL DE CADA COMPONENTE

Para obtener información acerca de las consecuencias de la operación de cada uno de los actuadores del sistema de refrigeración de la cámara climática EEV (válvula electrónica de expansión) EPR (válvula reguladora de presión), EHGB (válvula de gas caliente bypass) y del sistema de calefacción (resistencia eléctrica) se realizaron pruebas de lazo abierto, y así adquirir información sobre la respuesta dinámica de cada uno de los actuadores.

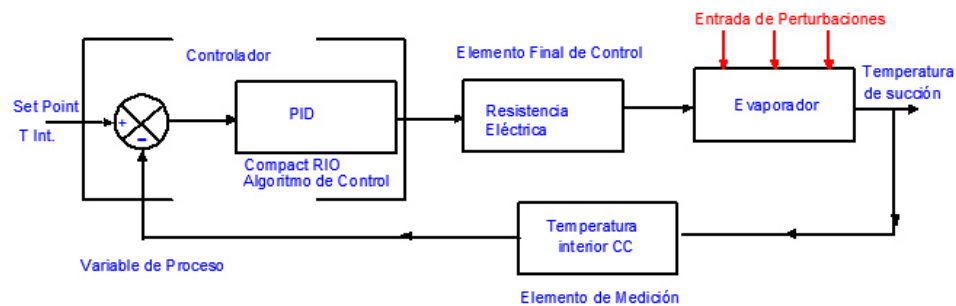


Figura 4.3: Diagrama de bloques de la resistencia eléctrica

Como se muestra en la Figura 4.3 el diagrama de bloques de la resistencia eléctrica es parte del sistema de calefacción de la cámara climática, la temperatura en el interior del recinto se controla apagando la resistencia cuando la temperatura es mayor a la consigna. En cambio cuando la temperatura sea menor la potencia eléctrica se alimentará de forma proporcional.

Como se muestra en la Figura 4.4 la válvula electrónica de expansión por ser parte del sistema de refrigeración por medio de la apertura o cierre parcial de esta

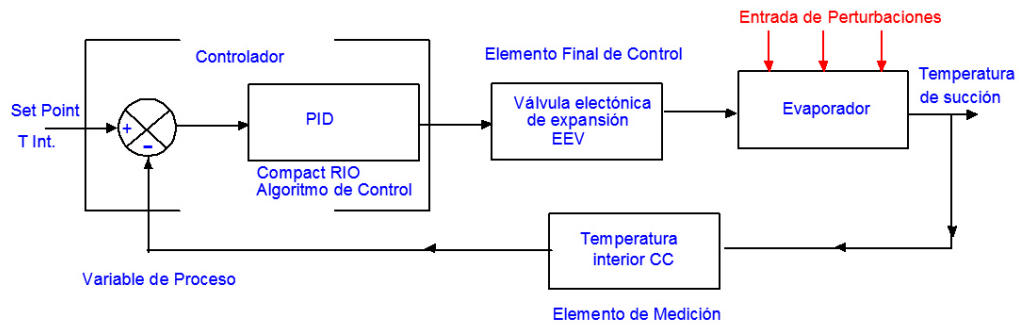


Figura 4.4: Diagrama de bloques de la válvula de expansión electrónica

se controla la temperatura interior de la cámara climática modificando el flujo de refrigerante se modifica la capacidad de refrigeración y con ello se puede controlar la temperatura interior. Por seguridad del sistema de refrigeración la EEV no se cerrara totalmente ya que esto impediría el flujo de refrigerante.

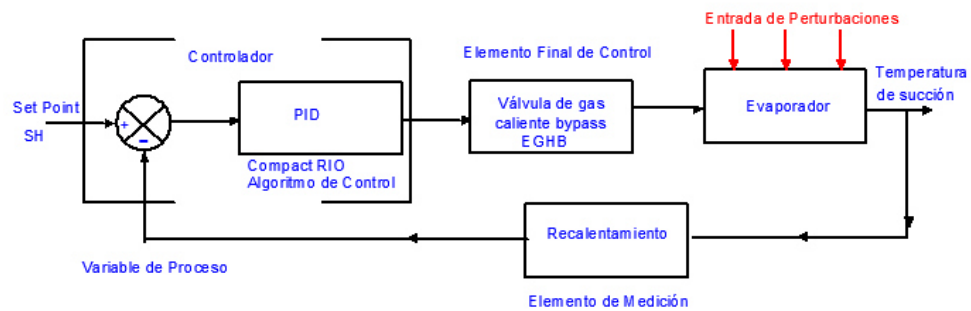


Figura 4.5: Diagrama de bloques de la válvula electrónica de gas caliente bypass

Como se muestra en la Figura 4.5. La válvula de gas caliente bypass se puede controlar el recalentamiento mediante la apertura de esta, se inyecta gas caliente a la entrada del evaporador logrando con esto compensar la disminución de la carga térmica en el interior de la cámara climática. Ya que al disminuir la carga térmica y no compensarla se corre el riesgo de enviar líquido al compresor. Por otro lado si el refrigerante tiene un alto recalentamiento este actuador se cerrara por completo para evitar que siga aumentando por la entrada de refrigerante a alta presión y

temperatura.

Otra aplicación que puede tener la EHGB es para el deshielo del evaporador cuando se requiera y esta válvula entrará en operación cuando la diferencia de la temperatura interior de la cámara y la temperatura de succión sean igual o mayor a la temperatura interior de la cámara climática.

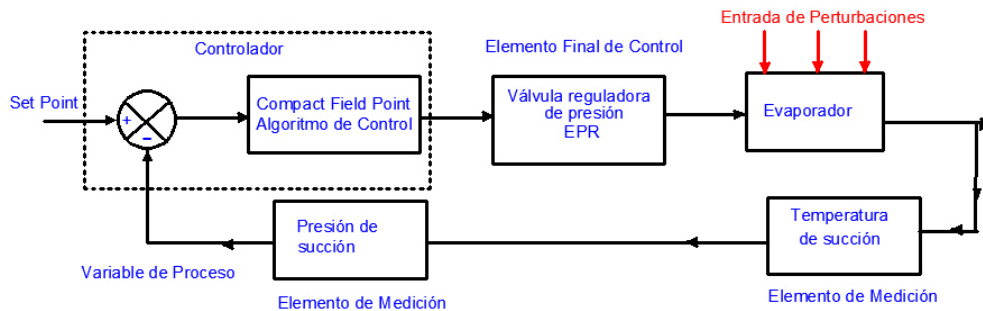


Figura 4.6: Diagrama de bloques de la válvula reguladora de presión

Como se muestra en la Figura 4.6. La válvula reguladora de presión puede controlar el recalentamiento mediante el cierre y apertura de la válvula según la presión de consigna esta es la presión correspondiente a la presión de saturación más el recalentamiento.

Se calculan los tiempos de cada actuador modificando el actuador que se desea analizar y manteniendo a los demás actuadores de manera constante pero en operación segura la cámara climática.

Una vez calculado el PID ideal de cada actuador se realizará una simulación en Simulink de Matlab comparando al PID por Criterios Integrales para Control Regulatorio vs Ziegler Nichols para analizar y determinar cual estrategia de sintonización tiene mejores resultados.

Después de que se determinó la estrategia de control óptima se realiza el algoritmo de control para poder mantener la cámara climática funcionando en condiciones

óptimas.

#### 4.2.4 IMPLEMENTACIÓN DE LAZO CERRADO Y SINTONIZACIÓN DE PID

Al Implementar pruebas de lazo cerrado de cada algoritmo de control se analiza la sintonización individual de cada PID de cada actuador es decir a cada una de las válvulas EEV, EPR y EHGB y así ir ajustando el PID ideal ya que los valores que se obtiene son muy próximos a los valore de ganancia, tiempo integral y derivativo y en base a cada prueba de lazo cerrado se van afinando hasta lograr un control óptimo de la cámara climática.

Desarrollar los algoritmos de control de la cámara climática para la estabilidad de la temperatura de consigna en el interior del recinto, control de sobrecalentamiento y mejora en la eficiencia del sistema de refrigeración (COP) y así determinar cuál algoritmo de control PID: Diseño 1 EEV (Válvula de expansión electrónica), Diseño 2 EEV + EHGB (Válvula de expansión electrónica y válvula de gas caliente bypass), Diseño 3 EEV+EPR (Válvula de expansión electrónica y válvula reguladora de presión del evaporador), Diseño 4 EEV+EHGB en paralelo EPR (Válvula de expansión electrónica y válvula de gas caliente bypass en paralelo con válvula reguladora de presión del evaporador). Cual de los cuatro algoritmos de control tiene mayor impacto en la estabilidad en la temperatura de consigna de la cámara climática sin comprometer las prestaciones de la misma.

#### 4.2.5 MODELADO DE LA RESPUESTA DINÁMICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Modelar las respuestas dinámicas del sistema de refrigeración mediante las ecuaciones termodinámicas y cambios de entalpía del sistema de refrigeración para obtener el modelo dinámico en función del comportamiento del COP teórico vs real usando diferentes estrategias de control de la cámara climática

#### 4.2.6 INTEGRACIÓN DE LOS ALGORITMOS EN UNA APLICACIÓN GENERAL.

Realizar la integración de los algoritmos de control para formar 4 diseños diferentes en los cuales se combina los diferentes actuadores:

Diseño 1: EEV Válvula de expansión electrónica.

Para el control de la cámara climática se implementa un primer diseño de algoritmo de control que consta de la resistencia eléctrica y la válvula electrónica de expansión.

Como se muestra en la Figura 4.7 el Diseño 1 con dos PID uno controla la resistencia eléctrica y otro la válvula de expansión electrónica (EEV), cabe mencionar que en todo momento la válvula permanece abierta y solo se modifica el porcentaje de apertura. En cambio con la resistencia la potencia es alimentada de manera proporcional y cuando la temperatura interior del recinto es mayor a la temperatura de consigna esta se apaga.

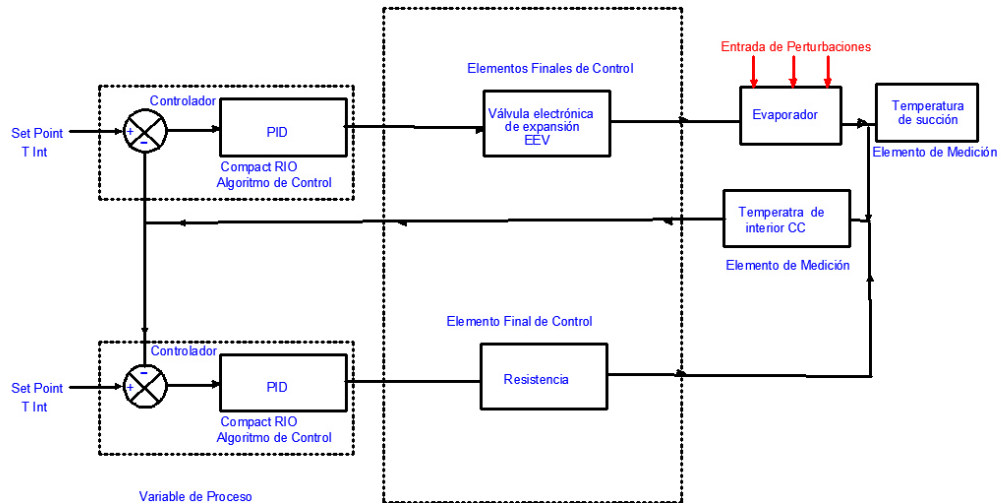


Figura 4.7: Diagrama de control del Diseño 1 EEV

DISEÑO 2: EEV + EHGB Válvula de expansión electrónica y válvula de gas caliente bypass.

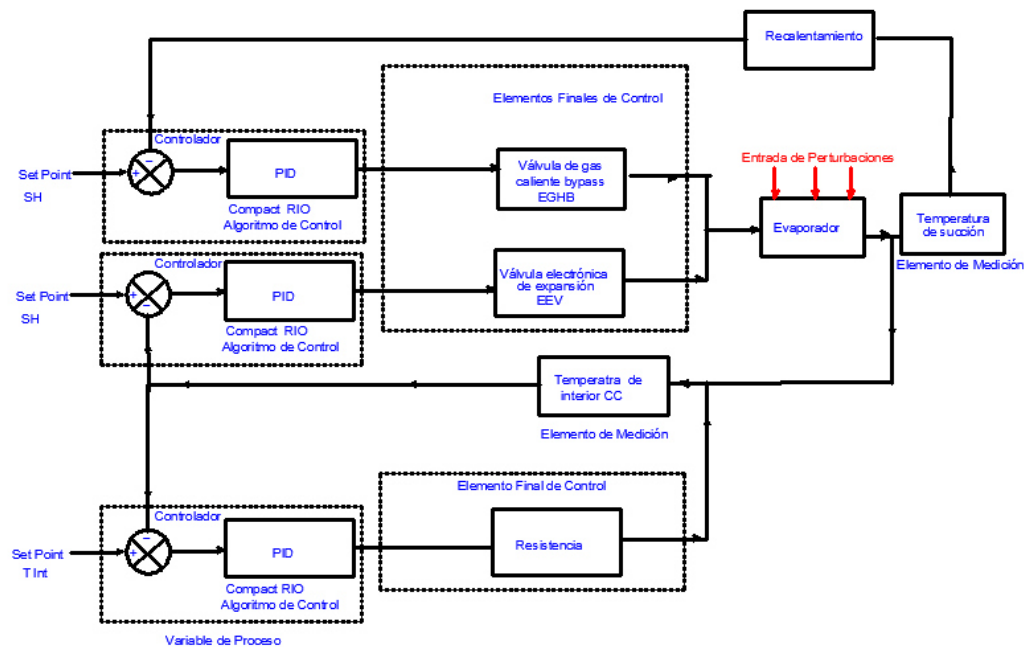


Figura 4.8: Diagrama de control del Diseño 2 EEV + EHGB

Como se muestra en la Figura 4.8 el Diseño 2 consta de tres PID que actúan in-

dependiente y simultáneamente. Dos controlan la temperatura interior de la cámara climática mediante los actuadores de la resistencia eléctrica y la EEV de manera similar al diseño 1.

Por otro lado el tercer PID controla el recalentamiento mediante la apertura parcial o cierre de la válvula electrónica de gas caliente bypass (EHGB)

DISEÑO 3: EEV+EPR Válvula de expansión electrónica y válvula reguladora de presión del evaporador.

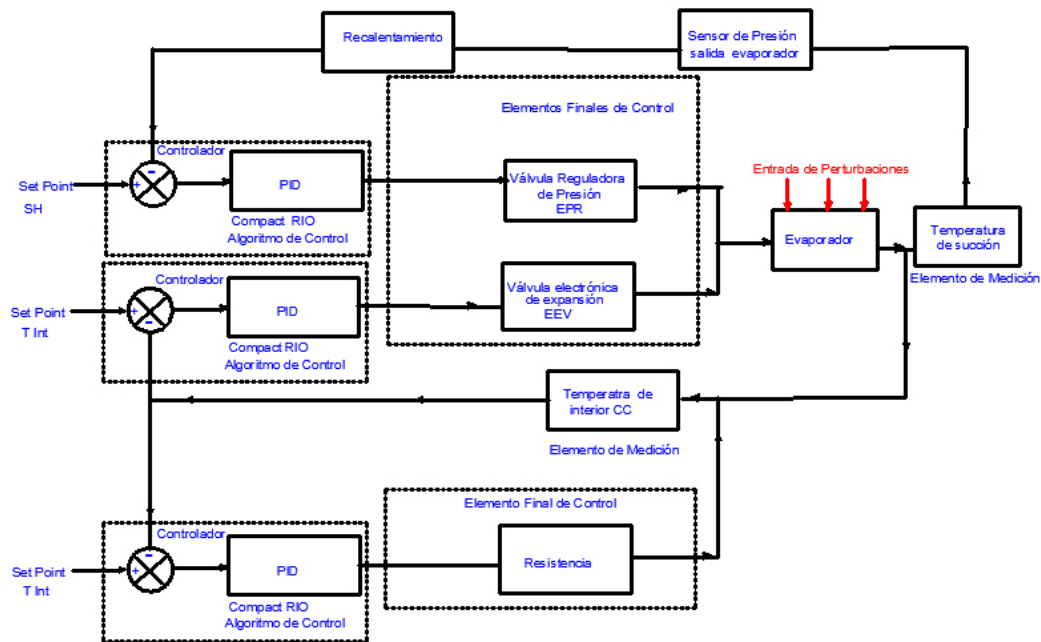


Figura 4.9: Diagrama de control del Diseño 3 EEV + EPR

Como se muestra en la Figura 4.9 el Diseño 3 también cuenta con tres PID que actúan de manera independiente y simultánea. Dos PID al igual que en los diseños anteriores controlan la temperatura interior de la cámara climática mediante la apertura parcial de la EEV y la alimentación de la potencia de la resistencia eléctrica. El otro PID controla el recalentamiento mediante el cierre parcial de la válvula reguladora de presión (EPR) para poder lograr la presión correspondiente a la presión correspondiente a la temperatura de saturación mas el recalentamiento.

DISEÑO 4: EEV+EHGB en paralelo EPR Válvula de expansión electrónica

y válvula de gas caliente bypass en paralelo con válvula reguladora de presión del evaporador.

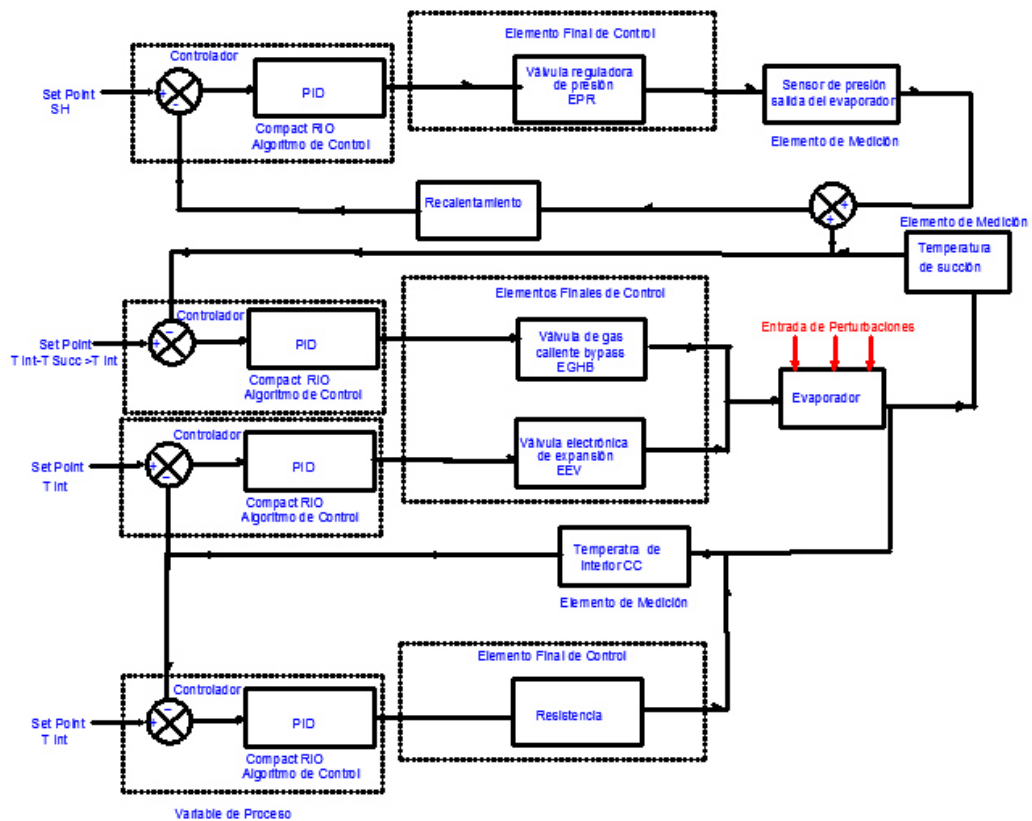


Figura 4.10: Diagrama de control del Diseño 4 EEV + EHGB en paralelo EPR

Como se muestra en la Figura 4.10 en el Diseño 4 actúan cuatro PID. tres son muy similares al diseño 3 donde dos controlan la temperatura interior de la cámara climática mediante los actuadores de la resistencia y la EEV. Otro PID de forma similar al diseño anterior controla el recalentamiento mediante la EPR. El cuarto PID entra en función solos cuando al sistema de refrigeración entre en deshielo y la EHGB se abrirá de manera parcial para inyectar gas caliente al evaporador y así lograr el deshielo del sistema.

#### 4.2.7 REALIZACIÓN DE PRUEBAS EXPERIMENTALES

Las pruebas experimentales de cada uno de los algoritmos de control (Diseños 1, 2, 3 y 4) deberían ser realizadas bajo las mismas condiciones de temperatura ambiente, humedad ambiental y carga térmica. Por esta razón las pruebas con la temperatura de consigna a 10°C empleando cada uno de los diseños el mismo día y con una carga térmica similar. De la misma forma se realizaron a las demás temperatura de consigna de 21°C y 32°C en días subsecuentes.

#### 4.2.8 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Evaluar cada uno de los algoritmos de control de la cámara climática para la estabilidad en la temperatura de consigna y el COP del sistema de refrigeración y así determinar el algoritmo PID que tiene mayor impacto en la estabilidad en la temperatura de consigna, en el COP del sistema de refrigeración de la cámara climática sin comprometer las prestaciones de la misma.

## CAPÍTULO 5

# IMPLEMENTACIÓN Y RESULTADOS

---

## 5.1 IMPLEMENTACIÓN

Se desarrolló e implementó cuatro algoritmos de control de la cámara climática del Laboratorio de Ambiente Controlada de la FIME, el cuál consta de un sistema de calefacción que es una resistencia eléctrica, que se controla condicionando la potencia de la misma. Y un sistema de refrigeración el cuál tiene instaladas tres válvulas electrónicas con motor a pasos lo que facilita el control condicionando la apertura de estas tres válvulas que son la válvula electrónica de expansión (EEV) la válvula de gas caliente bypass (EHGB) y la válvula reguladora de presión (EPR).

Los cuatros diseños que se implementaron en este trabajo son:

- Diseño 1: Válvula de Expansión Electrónica EEV.
- Diseño 2: Válvula de Expansión Electrónica y la Válvula de Gas Caliente Bypass EEV + EHGB.
- Diseño 3: la Válvula de expansión electrónica EEV y la válvula reguladora de presión EEV+EPR.
- Diseño 4: Válvula de Expansión Electrónica y la Válvula de Gas Caliente

Bypass en paralelo Válvula Reguladora de Presión EEV+EHGB en paralelo EPR.

Los cuales funcionan mediante un programa que tiene dos modos de operación:

- Manual para la calefacción y el enfriamiento
- Automático o lazo cerrado que controla la calefacción mediante PID que varia la potencia de la resistencia eléctrica y condicionará la apertura de los actuadores del sistema de refrigeración.

Para el control de la temperatura interior de la cámara climática en todos los diseños se utilizan los mismos actuadores que son la resistencia eléctrica y la válvula de expansión electrónica (EEV) que se condiciona la apertura mediante la alimentación de corriente de 4 - 20 mA. Para determina el error en la temperatura de consigna se realiza una resta entre la temperatura real en el interior del recinto y SPNT (Estabilidad) donde si el error es positivo entonces se necesita disminuir la temperatura interior por consiguiente la resistencia se apagará y la válvula de expansión se abrirá de manera proporcional según el PID para poder así disminuir la temperatura hasta el valor del SPNT. En cambio si el error es negativo entonces lo que se requiere es aumentar la temperatura interior y la resistencia se encenderá y la válvula de expansión se cerrará de manera proporcional.

Los PID del sistema de refrigeración condicionan a los actuadores según sea el diseño que se este operando. Depende del diseño y la función de la válvula de gas caliente bypass (EHGB) se utiliza para el control del sobrecalentamiento (SH) o para el deshielo del sistema de refrigeración. Otro válvula que se emplea para el control del SH es con la válvula reguladora de presión (EPR) mediante EPCP (control de la presión de evaporación basado en la lectura de presión de salida del evaporador)[21]. Condicionando la apertura de esta mediante la alimentación de corriente de 4 - 20 mA. El control del SH es utilizado como medida de seguridad del sistema de

refrigeración, para que el funcionamiento sea en condiciones seguras del equipo y no comprometer la vida útil de los componentes del sistema de refrigeración.

## 5.2 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 5.2.1 DISEÑO 1: VÁLVULA DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICA EEV

Se desarrolló e implementó el primer algoritmo de control de la cámara climática del Laboratorio de Ambiente Controlada de la FIME, el cuál consta de un sistema de calefacción y un sistema de refrigeración el cuál es controlado condicionando la apertura proporcional de la válvula de expansión electrónica (EEV) en cambio la calefacción es controlada mediante la potencia de la resistencia eléctrica ambas en función de la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática.

Una vez determinado el PID se diseña el programa en LabVIEW para el control de la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática, se aplica el PID de la resistencia y a la válvula de expansión como se explicó en la sección 3.5.1.

Por cuestiones de seguridad para el sistema de refrigeración la válvula de expansión electrónica no se cerrara al 100 % ya que con esto se impediría el flujo del refrigerante, lo que provocaría que todo el refrigerante estuviera en el lado de alta presión quedando sin fluido el lado de baja presión, por lo que no llegaría refrigerante al compresor provocando un sobrecalentamiento del mismo y se podría dañar el compresor.

Con el Diseño 1 (D1: EEV) es el algoritmo de control en el cuál solo se trabaja con la válvula electrónica de expansión en el sistema de refrigeración y la resistencia eléctrica para el sistema de calefacción al implementar este algoritmo de control se obtuvieron los siguiente resultados realizando pruebas a las diferentes temperaturas de consigna en el interior de la cámara climática a 10°C, 21°C y 32°C respectivamente

y el sobrecalentamiento se mantiene en un valor fijo de  $10^{\circ}\text{F}$ .

Para iniciar las pruebas experimentales del diseño 1 (D1: EEV) se asigna la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática de  $10^{\circ}\text{C}$  y se asigna la consigna del sobrecalentamiento de  $10^{\circ}\text{F}$ .

Se observa en la la Figura 5.1 el sistema de refrigeración reacciona en menor tiempo que el sistema de calefacción ya que en este diseño el sistema de refrigeración no se esta limitando, ya que el único actuador es la EEV, Si hay una disminución en la carga térmica esta no tiene manera de ser compensada. Por otro lado no se esta controlando el sobrecalentamiento. Se observa una estabilidad en la temperatura de consigna promedio de  $10^{\circ}\text{C} +0.5/ - 0.1$  con un promedio es de  $9.79^{\circ}\text{C}$  con una desviación estandar de 0.22.

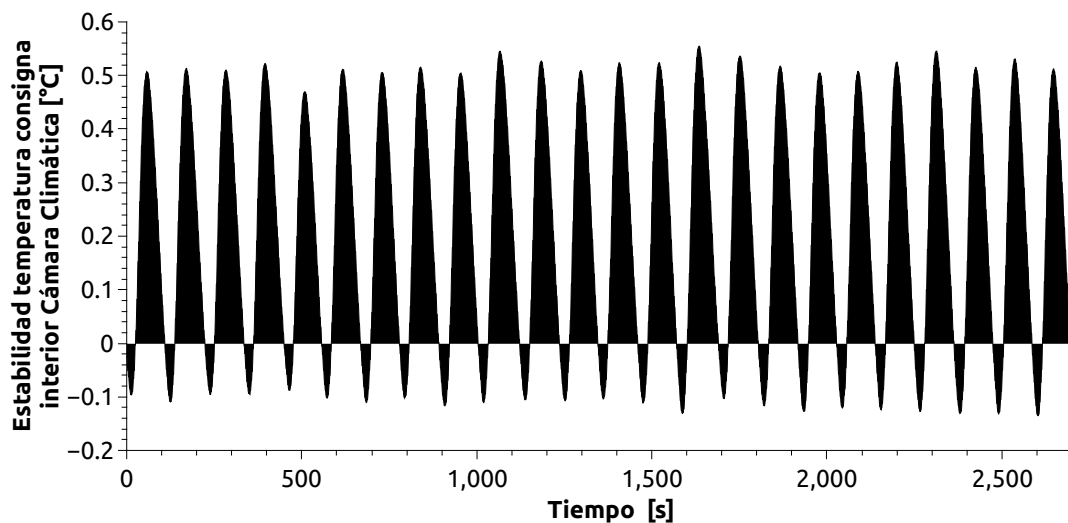


Figura 5.1: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior  $10^{\circ}\text{C}$  D1: EEV

En este algoritmo de control no se controla el sobrecalentamiento (SH), solo se monitorea, y como se obreva en la Figura 5.2 se tiene un promedio del SH de  $27.72^{\circ}\text{F}$  con una desviación estándar de 0.35 cabe mencionar que no se logro llegar a  $10^{\circ}\text{F}$  de sobrecalentamiento (SH), ya que el el flujo másico esta fluctuando y no es posible controlar la temperatura o presión de succión de manera precisa, esta no

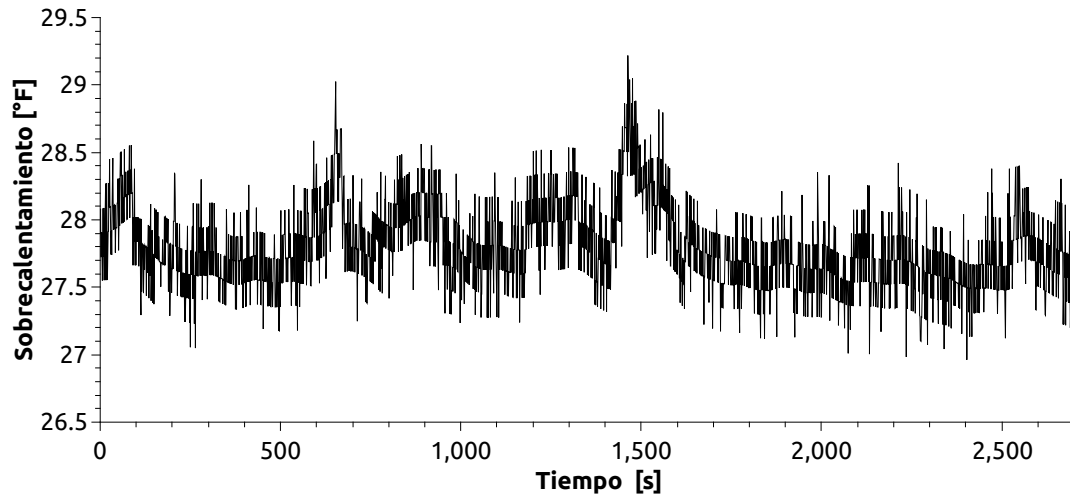


Figura 5.2: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D1: EEV

es la estrategia de control óptima, por tener fluctuaciones en el flujo de refrigerante que pueden provocar al compresor trabajar en condiciones poco seguras y con ello acortar la vida útil. Cabe recordar que el compresor es el dispositivo mas caro del sistema de refrigeración, por lo que la forma de operar el sistema de refrigeración se enfocan en medidas de seguridad de compresor como es el sobrecalentamiento: si es muy elevado como en este caso se corre el riesgo de que se mezcle el aceite con el refrigerante además de la carbonización del aceite lubricante y la consecuente rotura mecánica del compresor.

También se esta monitoreando el rendimiento del sistema de refrigeración conocido por sus siglas en ingles como COP en esta prueba se muestra en la Figura 5.3 se obtuvo un valor promedio de 3.27 el cual se espera mejorar con otros algoritmos de control, ya que este algoritmo de control es el más sencillo por controlarse solo la válvula electrónica de expansión (EEV), del sistema de refrigeración.

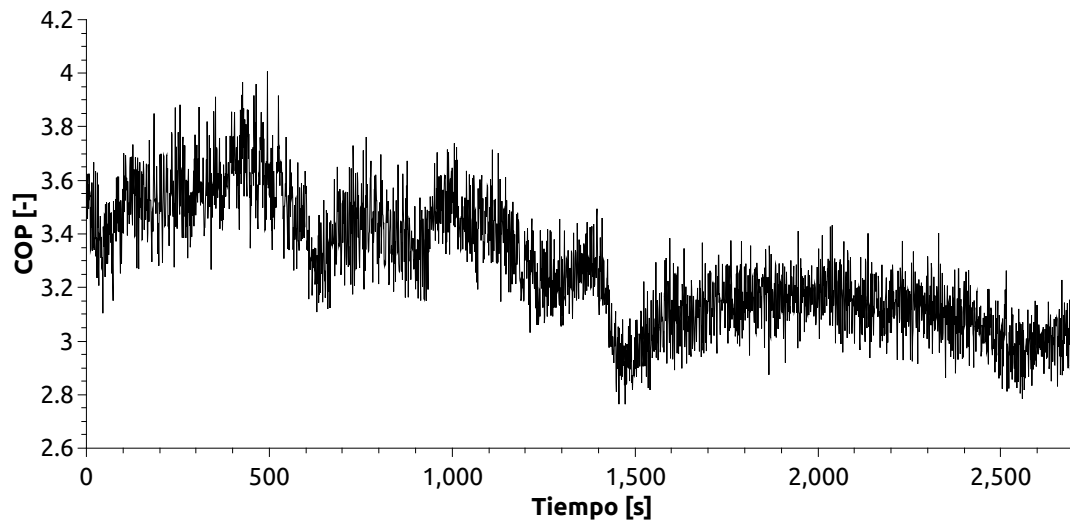


Figura 5.3: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D1: EEV

Para analizar el mismo algoritmo de control a diferentes temperaturas que son las más usuales en el recinto de clima controlado, ahora se analizan los resultados de la segunda prueba que se realizó con el diseño 1 EEV a la temperatura de consigna al interior de la cámara climática de 21°C.

Al cambiar la temperatura de consigna a 21°C se observa en la que se continúa con una estabilidad en la temperatura de consigna de 21°C con una diferencia de temperatura con respecto a la consigna de  $\pm 0.26^\circ\text{C}$  y con un promedio es de 21°C lo cual da una desviación estándar de 0.15. Esto demuestra que con este algoritmo de control se tiene una gran estabilidad en la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática, como se muestra en la Figura 5.4. Además se puede observar que el sistema de refrigeración reacciona en menor tiempo que el sistema de calefacción.

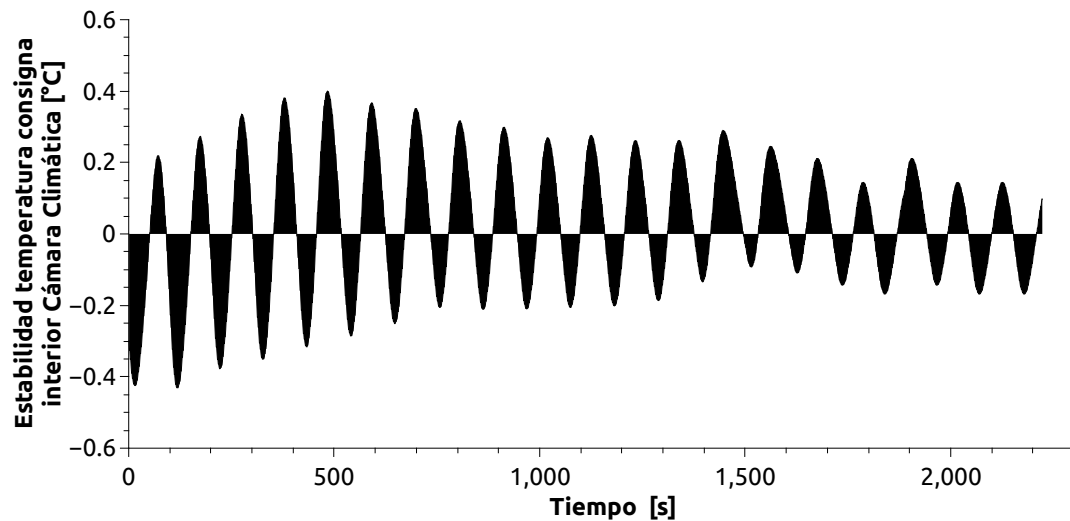


Figura 5.4: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D1: EEV

Se puede observar en la Figura 5.5 un sobrecalentamiento (SH) se observó un SH de 89°F y una desviación estandar de 1.17. No se logra controlar el sobrecalentamiento porque se sigue con la misma estrategia de controlar el sobrecalentamiento mediante la apertura de la EEV que ocasiona fluctuaciones en el gasto másico del refrigerante lo que repercute en la y en la temperatura de succión y en consecuencia en el sobrecalentamiento el pico que se observa es debido a que se modificó la apertura de la EEV para mantener las condiciones de operación requeridas.

Como se puede observar el sobrecalentamiento sigue siendo elevado lo que puede ocasionar un sobrecalentamiento en el compresor provocado una mezcla de refrigerante y aceite que producen ciertas reacciones, las cuales son capaces de atacar químicamente tuberías de cobre y, principalmente, los motores eléctricos de los compresores

Se puede observar en la Figura 5.6 el COP del sistema de refrigeración COP se obtuvo un valor promedio de 1.43. En la Figura 5.60 se puede observar una disminución en el COP esto es por las condiciones de operación y se observa que el comportamiento del COP tiene una tendencia inversa al sobrecalentamiento.

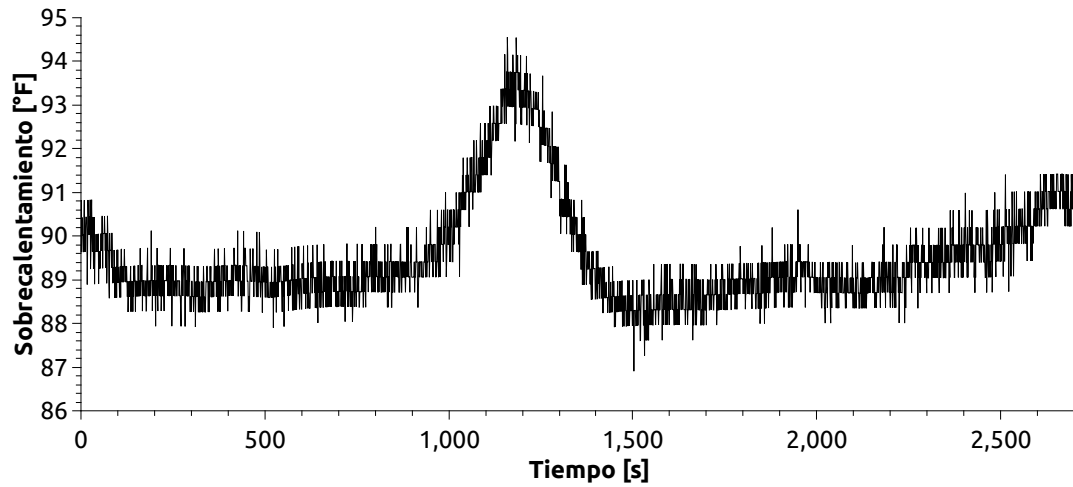


Figura 5.5: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D1: EEV

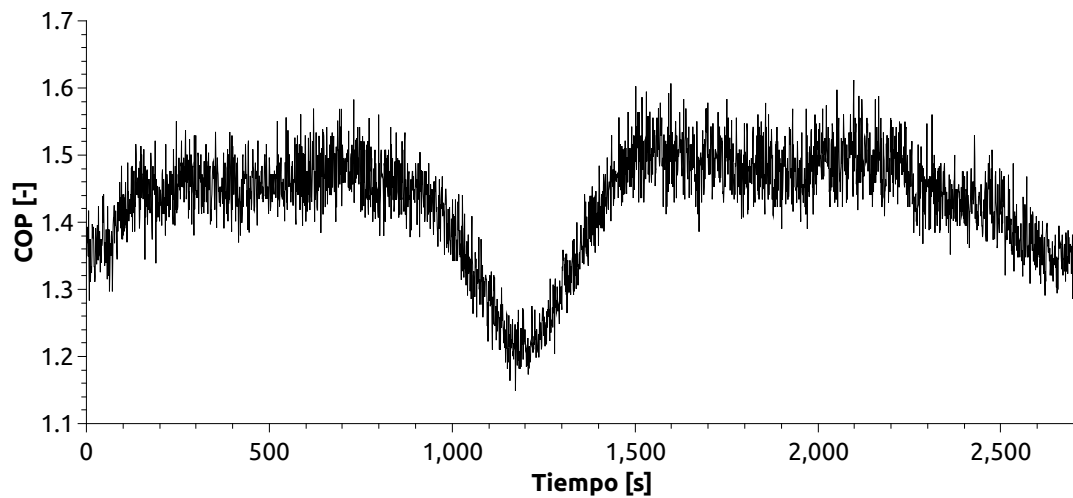


Figura 5.6: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D1: EEV

Para analizar el mismo algoritmo de control a diferentes temperaturas se continúa con el análisis de los resultados de la tercer prueba que se realizó con el Diseño 1 EEV a la temperatura de consigna al interior de la cámara climática de

32°C.

Al cambiar la temperatura de consiga a 32°C se observa que se continua con una estabilidad en la temperatura interior de la cámara climática de 32°C con una diferencia de temperatura con respecto a la consiga de +0.44/ - 0.24 y con un promedio es de 31.9°C lo cual da una desviación estandar de 0.25 como se puede observar en la Figura 5.7 el sistema de refrigeración se tarda un poco mas que con las pruebas anteriores esto de debe a que se tiene mayor carga térmica por ser la temperatura mayor a las pruebas anteriores.

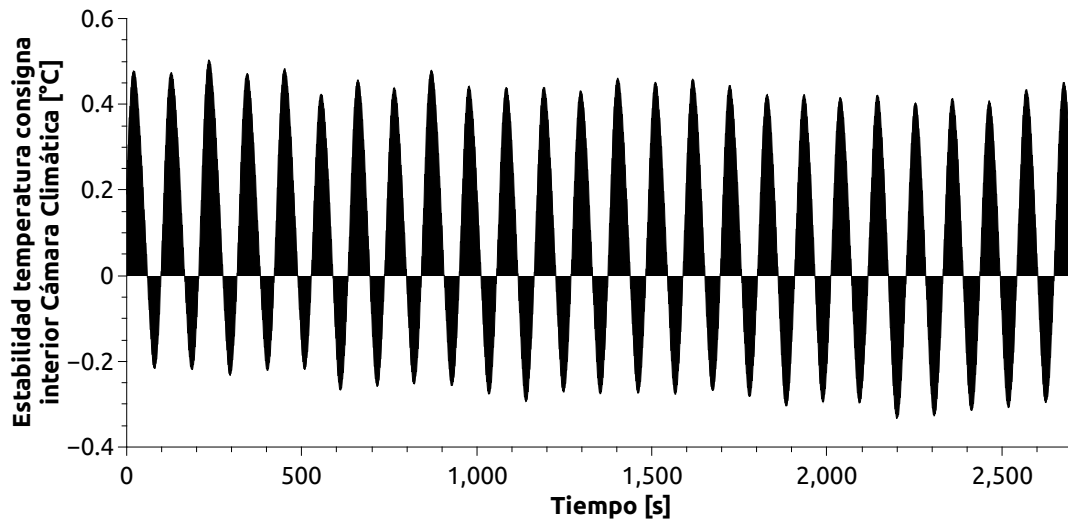


Figura 5.7: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D1: EEV

En este diseño 1, se observa un sobrecalentamiento (SH) promedio de 101°F y una desviación estandar de 1.46. Ya que en este diseño el sobrecalentamiento no es una variable controlada solo se monitorea como se puede observar en la Figura 5.8.

Como se puede observar en la Figura 5.9 el COP del sistema de refrigeración se obtuvo un valor promedio de 1.16.

Al no tener un control en el sobrecalentamiento se trabaja el equipo de refrigeración con un alto riesgo, ya que existe la posibilidad de que el refrigerante se mezcle

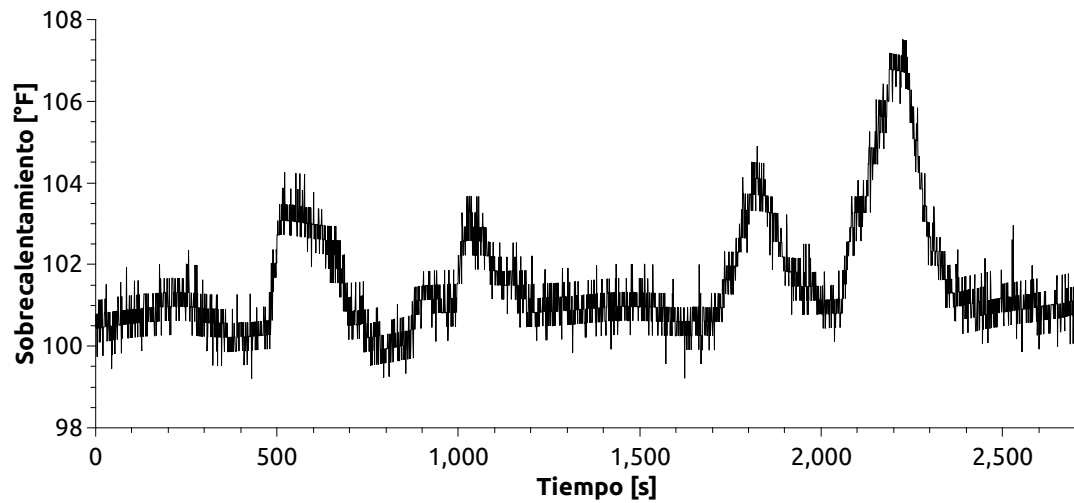


Figura 5.8: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D1: EEV

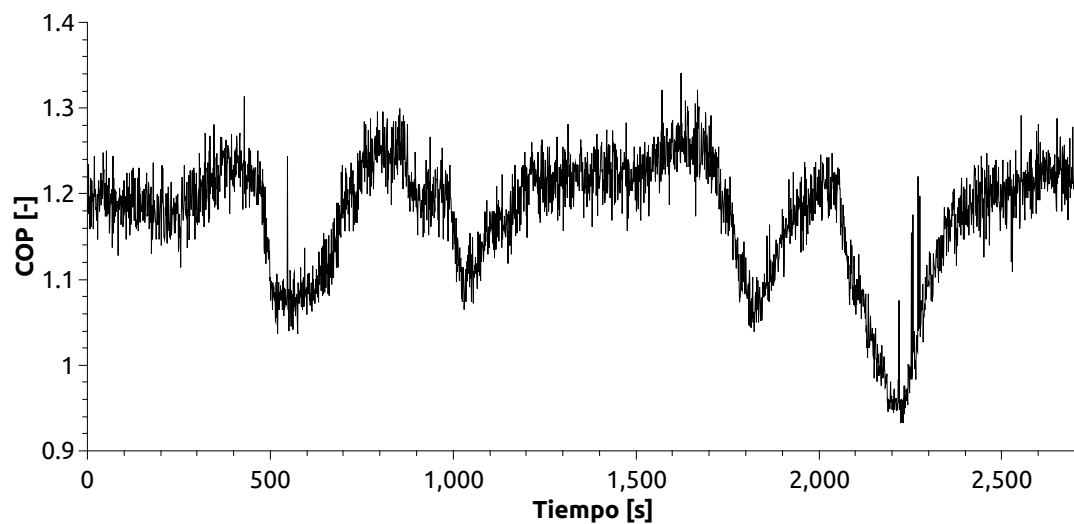


Figura 5.9: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D1: EEV

con el aceite lubricante en el compresor lo que puede provocar una disminución de la vida útil del equipo.

DISEÑO 1 EEV	Temp. Consigna		SH 10°F		COP
	Promedio	Des. Std	Promedio	Des. Std	Promedio
Temperatura interior: 10°C	9.794°C	$\sigma=0.22$	27.72°F	$\sigma=0.35$	3.27
Temperatura interior: 21°C	21°C	$\sigma=3.20$	89.47°F	$\sigma=1.7$	1.43
Temperatura interior: 32°C	31.9°C	$\sigma=0.25$	101.72°F	$\sigma=1.46$	1.16

Tabla 5.1: Comparativo Diseño 1 EEV diferentes temperaturas consigna interior cámara climática

### 5.2.2 DISEÑO 2: VÁLVULA DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICA Y LA VÁLVULA DE GAS CALIENTE BYPASS EEV + EHGB

Para el control de la cámara climática se implementa un segundo diseño de algoritmo de control que consta de la resistencia eléctrica para la calefacción y el sistema de refrigeración que es controlado mediante la apertura proporcional de la válvula electrónica de expansión (EEV). el control de la temperatura en el interior del recinto y la válvula de gas caliente bypass (EHGB) para el control del sobrecalentamiento se determina un SPNT del sobrecalentamiento. Se determina el sobrecalentamiento real del sistema mediante una resta entre las temperaturas de succión y saturación luego se compara con el SH que se fija en todo momento a 10°F, para determinar el error en el sobrecalentamiento. Si el error es positivo la válvula Bypass se abrirá de manera proporcional según el PID para lograr aumentar la temperatura del sobrecalentamiento y llegar al SPNT que se determinó. Si el error es negativo entonces la EHGB se cerrará de manera proporcional según el PID o por completo para lograr disminuir la temperatura del SH, este para asegurar el funcionamiento en condiciones seguras del equipo y no comprometer la vida útil de los componentes del sistema de refrigeración.

Una vez determinado el PID, la sección 3.5.1 y 3.5.3 se emplea el programa en LabVIEW para controlar la temperatura interior de la cámara climática se aplica los valores calculados del PID en el algoritmo de control que consta de la resistencia

eléctrica, de la válvula de expansión y para regular el sobrecalentamiento (SH) se emplean los valores del PID para manipular la válvula de gas cliente bypass.

Con el Diseño 2 (D2:EEV + EHGB) es el algoritmo de control en el cuál se trabaja con la Válvula Electrónica de Expansión en el sistema de refrigeración y la resistencia eléctrica para el sistema de calefacción y se utiliza la EHGB para controlar el sobrecalentamiento (SH). Al implementar este algoritmo de control se obtuvieron los siguiente resultados realizando pruebas a las diferentes temperaturas de consigna en el interior de la cámara climática a 10°C, 21°C y 32°C respectivamente y el sobrecalentamiento queda sin cambios a 10°F.

Se iniciaron las pruebas del diseño 2 con la temperatura de consigna de 10°C lográndose una estabilidad de 10°C  $\pm$  0.2 con un valor promedio de 9.99°C con una desviación estandar de 0.16. Se puede observar una gran estabilidad en la temperatura interior del recinto como se puede observar en la Figura 5.10.

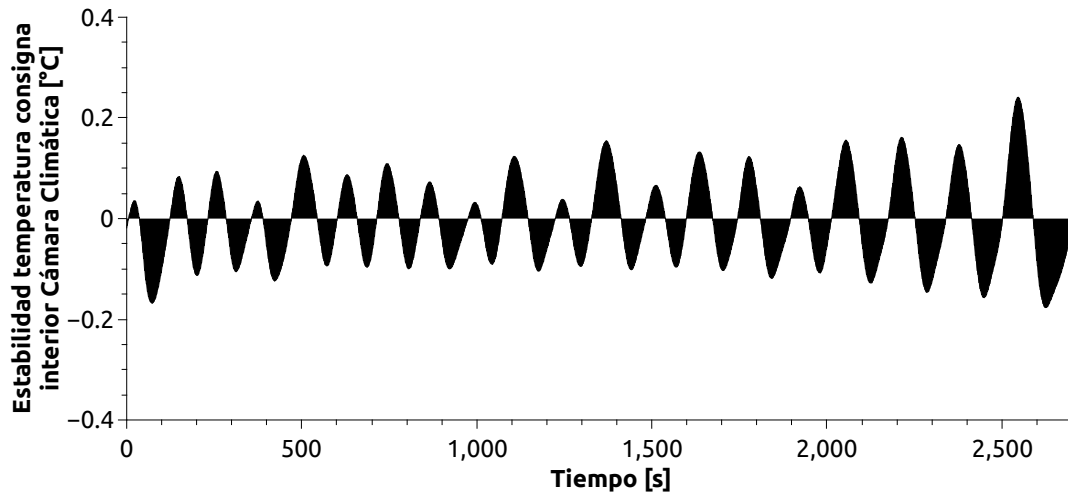


Figura 5.10: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D2:EEV + EHGB

En este algoritmo también se controla el sobrecalentamiento (SH) como se puede observar en la Figura 5.11, el SH tiene un promedio de 47.71°F con una desviación estándar de 4.54. Al utilizar la EHGB se inyecta gas caliente a la entrada

del evaporador logrando con ello una mezcla de refrigerante a alta temperatura y presión con el refrigerante a menor temperatura y presión por lo cual en el evaporador primero funge como una cámara de mezcla y luego como un intercambiador de calor donde sucede el cambio de fase y extraer el calor del interior del recinto.

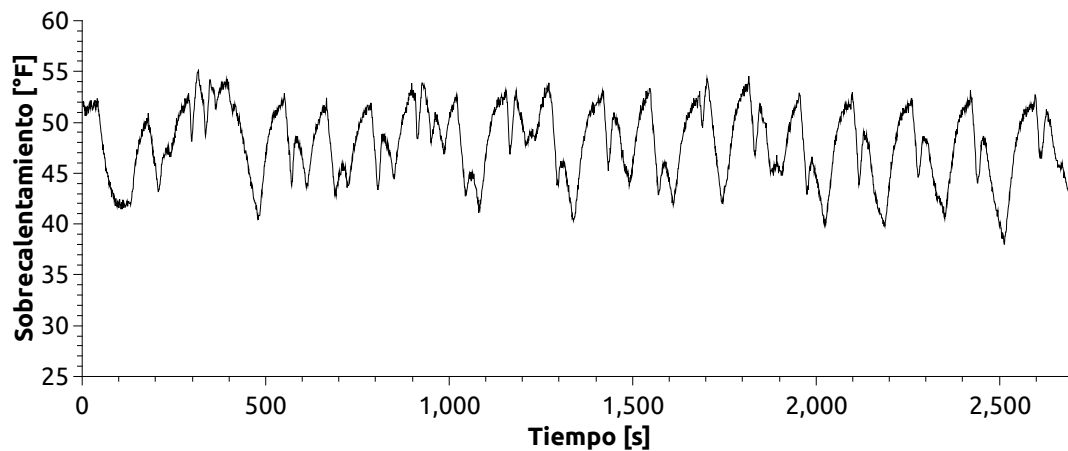


Figura 5.11: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D2:EEV + EHGB

En esta prueba del Diseño 2 EEV + EHGB (válvula de expansión electrónica y Válvula de gas caliente bypass a 10°C la temperatura interior de la cámara climática, el COP del sistema de refrigeración, se observó un valor promedio de 3.26 como se muestra en la Figura 5.12.

Para analizar el mismo algoritmo de control a diferentes temperaturas, ahora se analizan los resultados de la segunda prueba que se realizó con el diseño 2 EEV + EHGB a la temperatura de consigna al interior de la cámara climática de 21°C.

Al modificar la temperatura de consigna a 21°C y se logró una estabilidad en la temperatura interior de la cámara climática de 21°C  $\pm 0.5$  con un valor promedio de 20.99 y una desviación estándar de 0.24 como se muestra en la Figura 5.13.

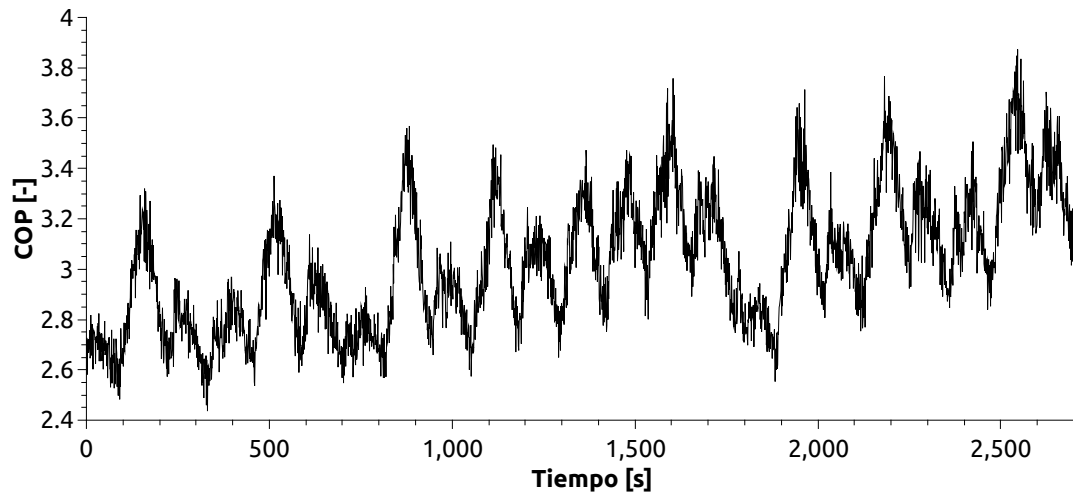


Figura 5.12: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D2:EEV + EHGB

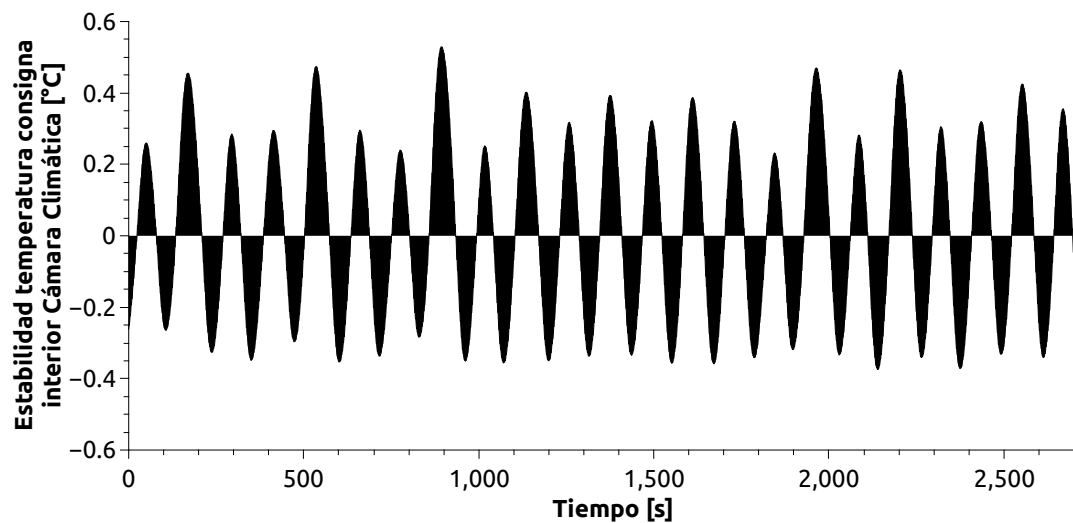


Figura 5.13: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D2:EEV + EHGB

Otra variable a controlar en este algoritmo mediante la apertura o cierre de la EHGB es el sobrecalentamiento (SH). Como se muestra en la Figura 5.14 se logró tener un SH de 64°F a pesar de una consigna de SH fue de 10°F por lo que quedo 44°F por encima de la consigna pero con un valor inferior de 25°F con respecto al

algoritmo anterior (D1: EEV)

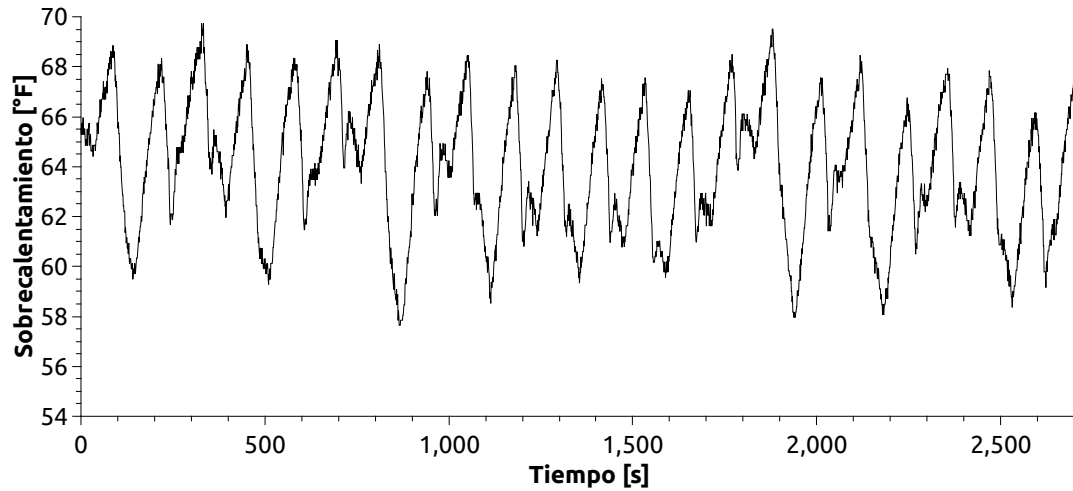


Figura 5.14: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D2:EEV + EHGB

El COP del sistema de refrigeración se continuo midiendo y se obtuvo un promedio de 3.03 en esta corrida experimental, tal y como se muestra en la Figura 5.15, se puede ver que el COP con este algoritmo de control tiene un valor mayor que el diseño 1, las pruebas del diseño 1 y este diseño se realizaron bajo las mismas condiciones para poder ser comparables, con la misma carga térmica en le interior de la cámara climática y a la misma temperatura ambiente por lo que la mejoría en el COP se puede atribuir a la estrategia de control.

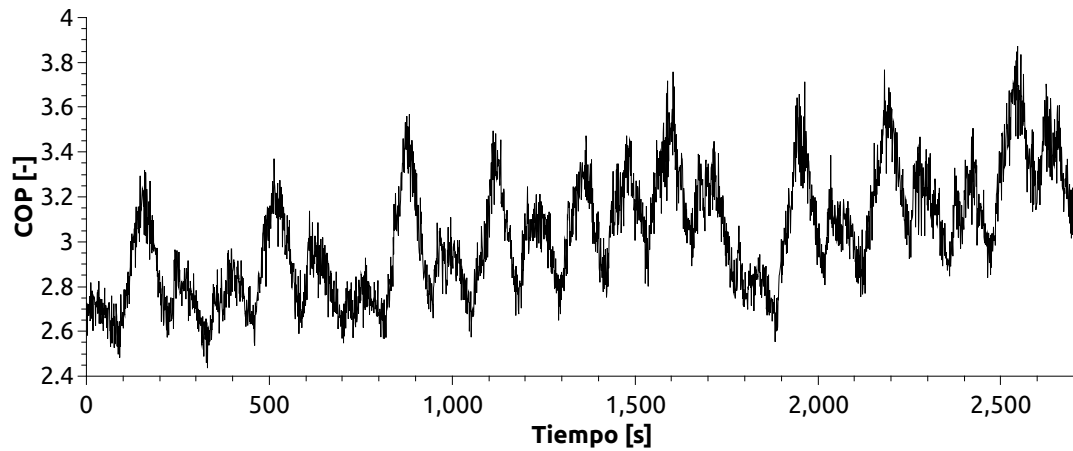


Figura 5.15: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D2:EEV + EHGB

Para continuar con las pruebas del Diseño 2 con la temperatura de consigna de 32°C para poder comparar cada algoritmo de control se realizaron las pruebas de cada diseño a la misma temperatura interior de la cámara climática, carga térmica similar y temperatura ambiente similar.

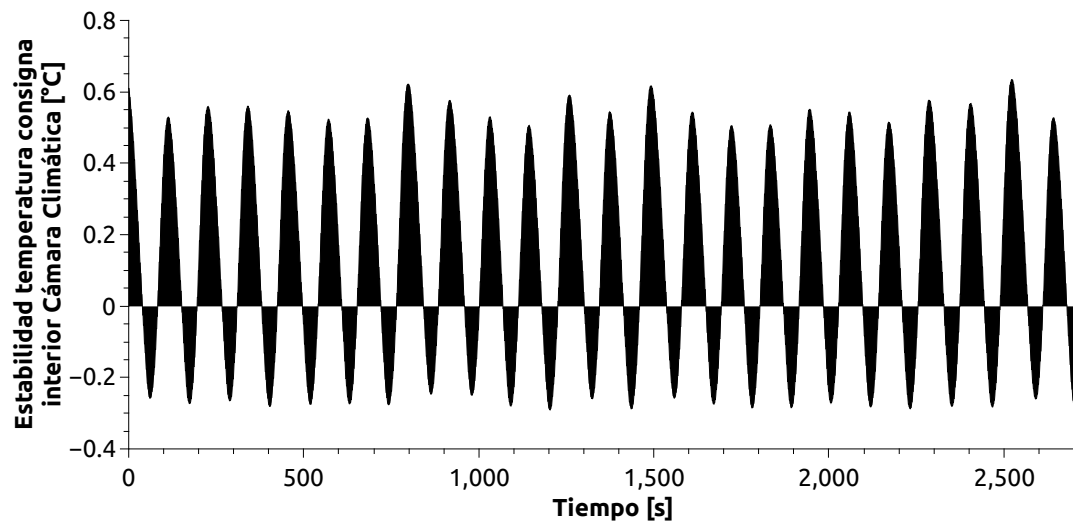


Figura 5.16: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D2:EEV + EHGB

Al cambiar la temperatura de consiga a  $32^{\circ}\text{C}$  se se logró una estabilidad en la temperatura de consiga de  $32^{\circ}\text{C} +0.62 -0.3$  con un valor promedio de 31.85 y una desviación estandar de 0.29, como se observa en la Figura 5.16.

El sobrecalentamiento (SH) también se controló, como se puede observar en la Figura 5.17 el SH que se obtuvo es de  $83^{\circ}\text{F} -3 +4$  aunque la consiga de SH fue de  $10^{\circ}\text{F}$  por lo que quedo  $73^{\circ}\text{F}$  por encima de la consiga aunque el riesgo de que se mezcle el refrigerante con el aceite en el compresor es menor con respecto al algoritmo anterior aun así existen posibilidades considerables de que ocurra esta mezcla, incluso continua el riesgo de que el aceite lubricante se carbonice por el elevado valor de sobrecalentamiento (SH) y como consecuencia es posible disminuir considerablemente la vida útil del equipo.

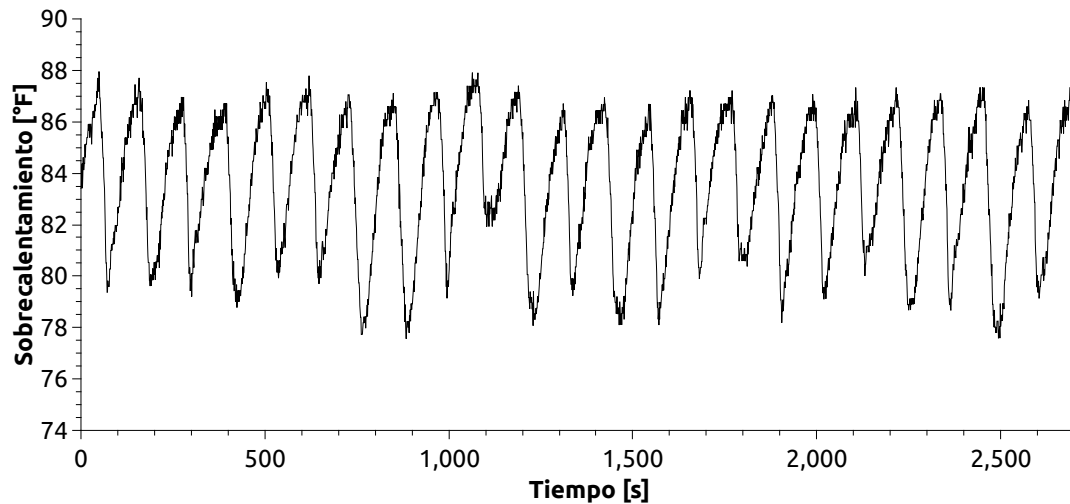


Figura 5.17: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior  $32^{\circ}\text{C}$  D2:EEV + EHGB

Además como se observa en la Figura 5.18 el COP del sistema de refrigeración COP tiene un valor promedio de 4.43, este valor ha mejorado considerablemente con respecto al algoritmo anterior (diseño 1 EEV) a condiciones comparables de temperatura interior de la cámara climática, carga térmica y temperatura ambiente.

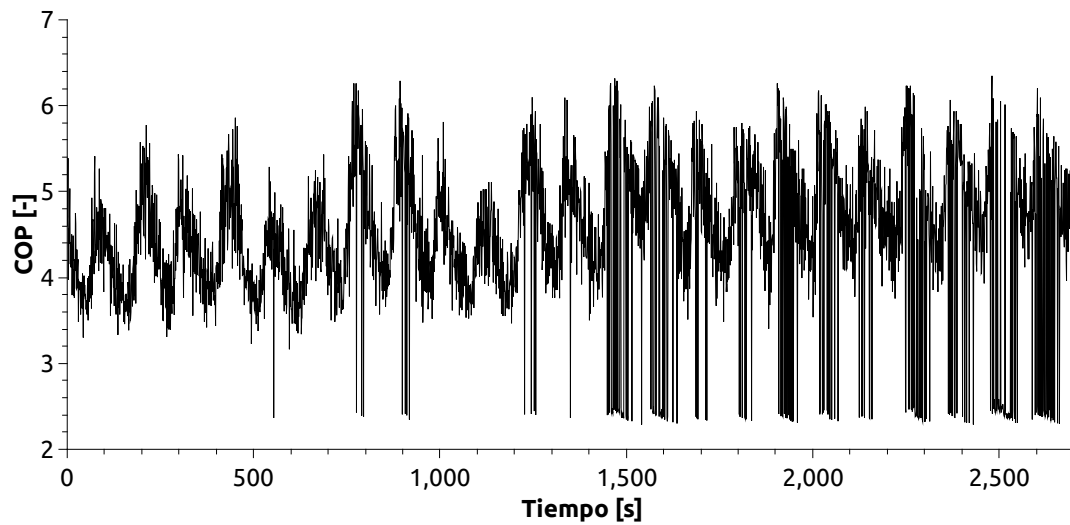


Figura 5.18: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D2:EEV + EHGB

Como se puede observar en la Tabla 5.2 con este algoritmo de control se logra el control de la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática además se logra disminuir el sobrecalentamiento a pesar de que no se logra llegar al STPN establecido de 10°F aunque el riesgo de que se mezcle el refrigerante con el aceite en el compresor es menor todavía las posibilidades son considerables. Esta es una clara ventaja que se tiene con respecto al primer algoritmo de control (D1: EEV).

DISEÑO 2 EEV + EHGB	Temp. Consigna		SH 10°F		COP
	Promedio	Des. Std	Promedio	Des. Std	Promedio
Temperatura interior: 10°C	9.99°C	$\sigma=0.16$	47.71°F	$\sigma=4.54$	3.26
Temperatura interior: 21°C	20.96°C	$\sigma=0.24$	64.4°F	$\sigma=2.62$	3.03
Temperatura interior: 32°C	31.85°C	$\sigma=0.29$	83.5°F	$\sigma=2.64$	4.43

Tabla 5.2: Comparativo Diseño 2 EEV + EHGB diferentes temperaturas consigna interior cámara climática

### 5.2.3 DISEÑO 3: LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICA EEV Y LA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN EEV+EPR

Para el control de la cámara climática se implementa un tercer diseño de algoritmo de control que consta de la resistencia eléctrica para la calefacción, en cambio el sistema de refrigeración es controlado mediante la apertura proporcional de la válvula electrónica de expansión (EEV) para el control de la temperatura en el interior del recinto y la válvula reguladora de presión (EPR), para el control del sobrecalentamiento mediante EPCP (control de la presión de evaporación basado en la lectura de presión de salida del evaporador) condicionando la apertura de esta válvula.

Para controlar el sobrecalentamiento se determina la presión que corresponde a la temperatura que se obtiene de la suma de la temperatura de succión más el sobrecalentamiento, por tablas se interpola la presión que le corresponde a esta temperatura que ya incluye el sobrecalentamiento y esta presión es la presión de STPN. La cual se resta con la presión de succión para determinar el error. Si éste es negativo entonces la presión de succión es menor a la requerida por lo que se cerrará la EPR (por cuestiones de seguridad quedará un 1.25 % abierta) para subir la presión, al contrario si el error es positivo la EPR se abrirá proporcionalmente para disminuir la presión y lograr que sea igual al SPNT.

El control del SH es utilizado como medida de seguridad del sistema de refrigeración.

Una vez determinado el PID como se vio en la sección 3.5.1 y 3.5.2 se asigna el programa de LabVIEW para poder controlar la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática se aplica los valores calculados del PID al algoritmo de control que consta de la resistencia eléctrica, la válvula de expansión y la válvula reguladora de presión.

Con el Diseño 3 (D3:EEV+EPR) es el algoritmo de control en el cuál se trabaja

con la Válvula Electrónica de Expansión en el sistema de refrigeración y la resistencia eléctrica para el sistema de calefacción, y el sobrecalentamiento es controlado mediante EPCP (control de la presión de evaporación basado en la lectura de presión de salida del evaporador) condicionando la EPR. Al implementar este algoritmo de control se obtuvieron los siguientes resultados realizando pruebas a las diferentes temperaturas de consigna en el interior de la cámara climática a  $10^{\circ}\text{C}$   $21^{\circ}\text{C}$   $32^{\circ}\text{C}$  respectivamente y el sobrecalentamiento queda sin cambios a  $10^{\circ}\text{F}$  al igual que con los algoritmos anteriores.

Se iniciaron las pruebas del diseño 3 con la temperatura de consigna de  $10^{\circ}\text{C}$  y se logró una estabilidad en la temperatura interior del recinto de  $10^{\circ}\text{C} \pm 0.3$  lo que promedia un valor de  $10^{\circ}\text{C}$  representando una desviación estándar de 0.16, como se puede observar en la Figura 5.19

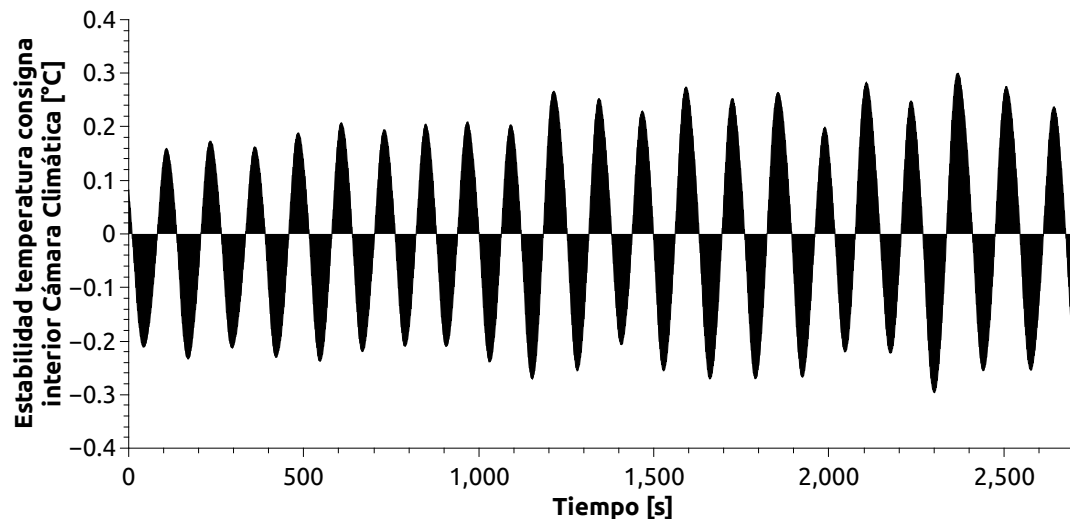


Figura 5.19: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior  $10^{\circ}\text{C}$  D3:EEV+EPR

También se logró controlar el sobrecalentamiento (SH) asignado el valor fijo de consigna de SH  $10^{\circ}\text{F}$  observándose un promedio del sobrecalentamiento (SH) de  $9.99^{\circ}\text{F}$  con una desviación estándar de 1.17, como se puede observar en la Figura 5.20.

Al tener el sobrecalentamiento controlado y muy aproximado a  $10^{\circ}\text{F}$  se puede asegurar la vida útil de equipo de refrigeración.

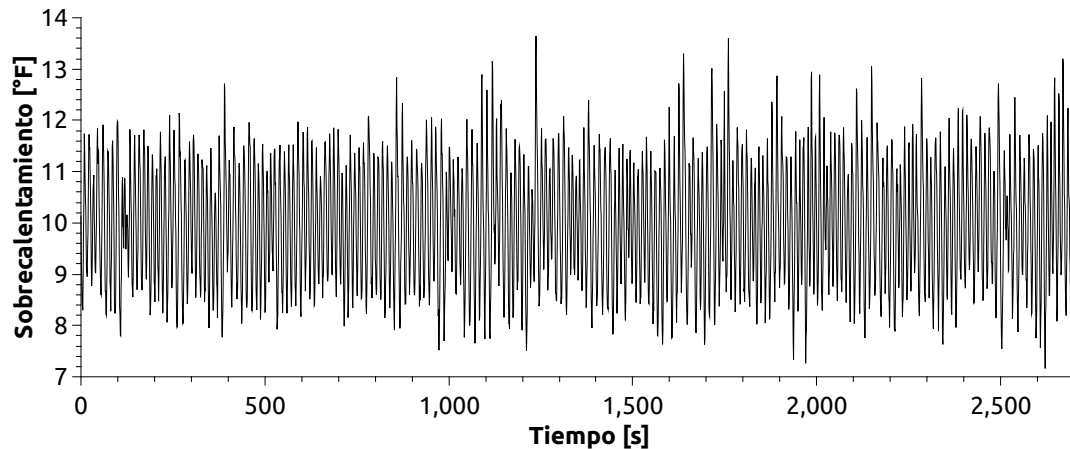


Figura 5.20: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior  $10^{\circ}\text{C}$  D3:EEV+EPR

Como se muestra en la Figura 5.21 el COP del sistema de refrigeración tiene un valor promedio de 6.55. Cabe mencionar que es un valor muy elevado para el sistema de refrigeración por compresión de vapor, pero no se encontraron datos experimentales reportados utilizando la EPR (válvula reguladora de presión) a la salida de evaporador por lo que no se tiene un punto de comparación con algún otro trabajo realizado con anterioridad. Se puede explicar que el COP aumentó por la disminución de trabajo del compresor al disminuir la relación de presión ya que al utilizar la EPR se controla la presión de succión y según la carga térmica la válvula cerrará al estar cerrada la presión de baja aumenta en consecuencia la presión de alta disminuye por lo tanto la relación de presión es menor y el trabajo del compresor a su vez disminuye.

Para continuar analizando este algoritmo de control a otra temperatura del interior de la cámara climática, ahora se analizan los resultados de la segunda prueba que se realizó con el diseño 3 EEV + EPR a la temperatura de consigna al interior

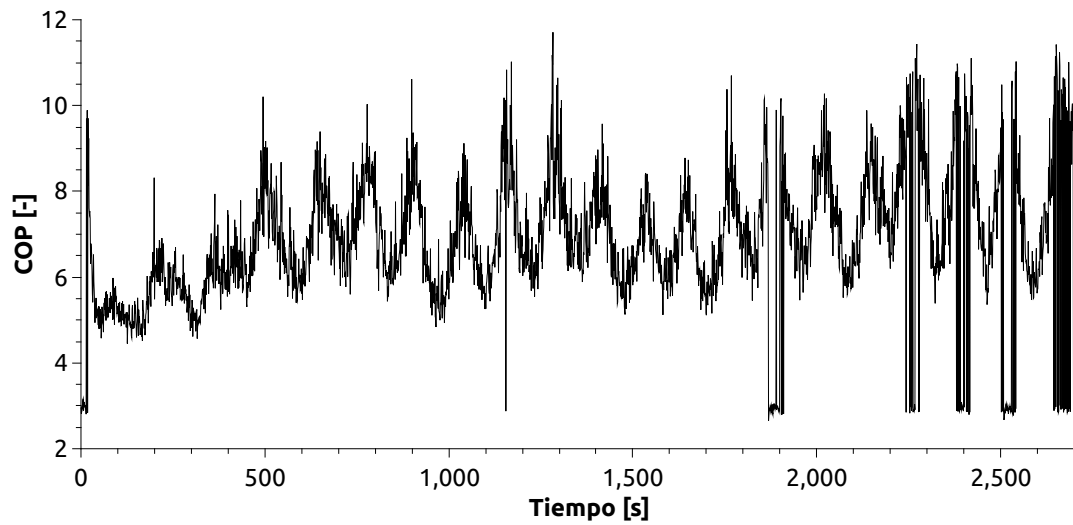


Figura 5.21: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D3:EEV+EPR

del recinto de 21°C.

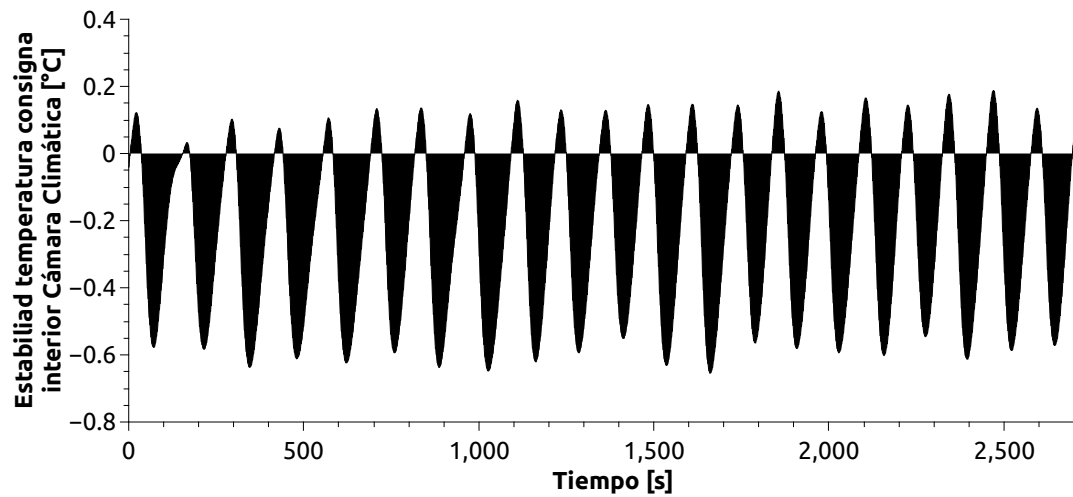


Figura 5.22: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D3:EEV+EPR

Al controlar la temperatura de consigna a 21°C se logró una estabilidad en la temperatura de interior de la cámara climática de 21°C +0-15 -0.65 lo que representa

un promedio de  $21.23^{\circ}\text{C}$  con una desviación estandar de 0.25, como se muestra en la Figura 5.22. En esta Figura se puede observar que el sistema de refrigeración reacciona de manera mas lenta comparada con las otras estrategias de control ya que la estabilidad es la diferencia de la temperatura interior menos la temperatura de consigna, por lo cual la parte superior de la Figura 5.22 representa el sistema de refrigeración en operación, este comportamiento del sistema de refrigeración es diferente con los diseños anteriores ya que la EPR está en operación compensando la carga térmica para que el sistema de refrigeración trabaje solo lo necesario.

Al igual que los diseños anteriores a diferentes temperaturas se continua observando una buena estabilidad.

En esta estrategia de control también se logro controlar el sobrecalentamiento (SH) y como en todas la prueba anteriores la consigna de SH  $10^{\circ}\text{F}$  obteniéndose en promedio un valor de  $9.95^{\circ}\text{F}$  lo que representa una desviación estandar de 0.92 como se puede observar en la Figura 5.23

Al tener controlado el sobrecalentamiento (SH) se evita condiciones que pueden derivar en la carbonización del aceite lubricante, la mezcla del aceite lubricante del compresor con el refrigerante, así como el sobrecalentamiento del compresor, entre otras fallas consecuencia de sobrecalentamiento excesivo del refrigerante en la succión del compresor, que es la salida del evaporador y la válvula reguladora de presión esta ubicada a la salida del evaporador, por lo que al condicionar la apertura de la EPR se modifica la presión de succión y en consecuencia se controla la temperatura de succión y en consecuencia se puede controlar el sobrecalentamiento (SH) ya que este, es la diferencia entre la temperatura de succión y la temperatura de saturación.

También se continuo midiendo el COP del sistema de refrigeración tiene un valor promedio de 4.55, como se muestra en la Figura 5.24 continua siendo elevado para un sistema de refrigeración.

Para terminar con las pruebas del diseño 3 EEV + EPR (válvula de expansión electrónica y válvula reguladora de presión) continuamos con la modificación de la

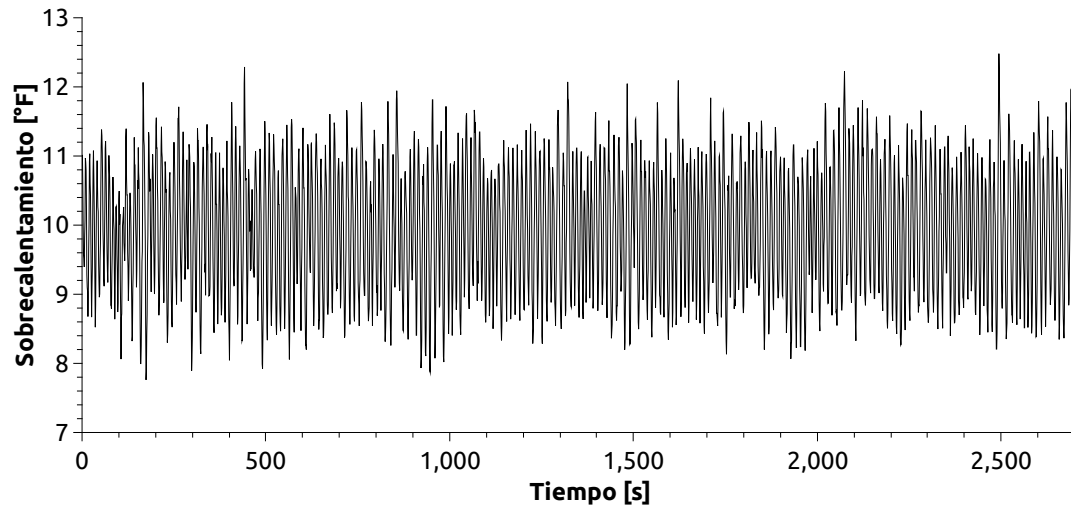


Figura 5.23: Resultados sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D3:EEV+EPR

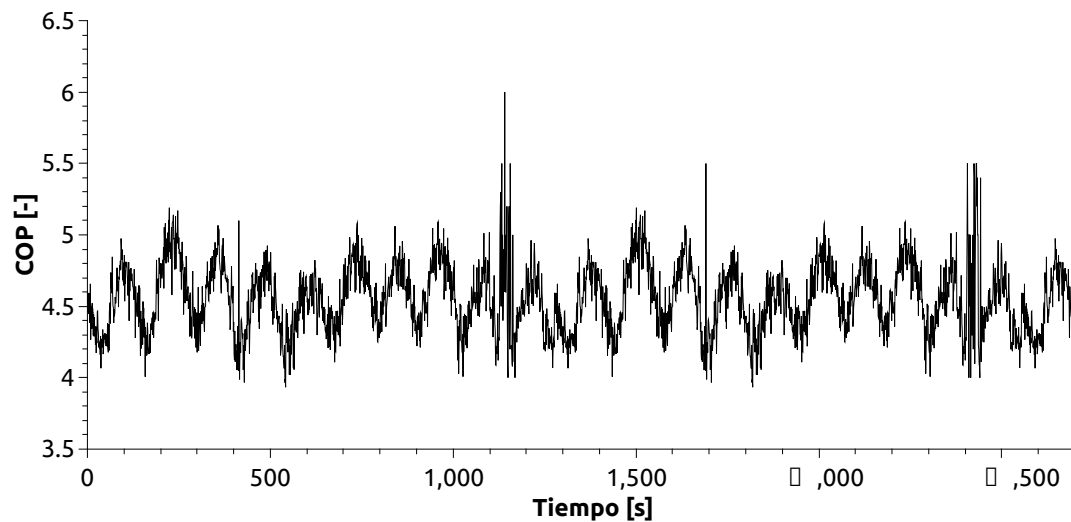


Figura 5.24: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D3:EEV+EPR

temperatura de consigna en el interior de la cámara climática a 32°C como se muestra en la Figura 5.25 se logró una estabilidad en la temperatura de consigna de 32°C

+0.3 -0.5 lo que representa un valor promedio de 32.09 y una desviación estandar de 0.24.

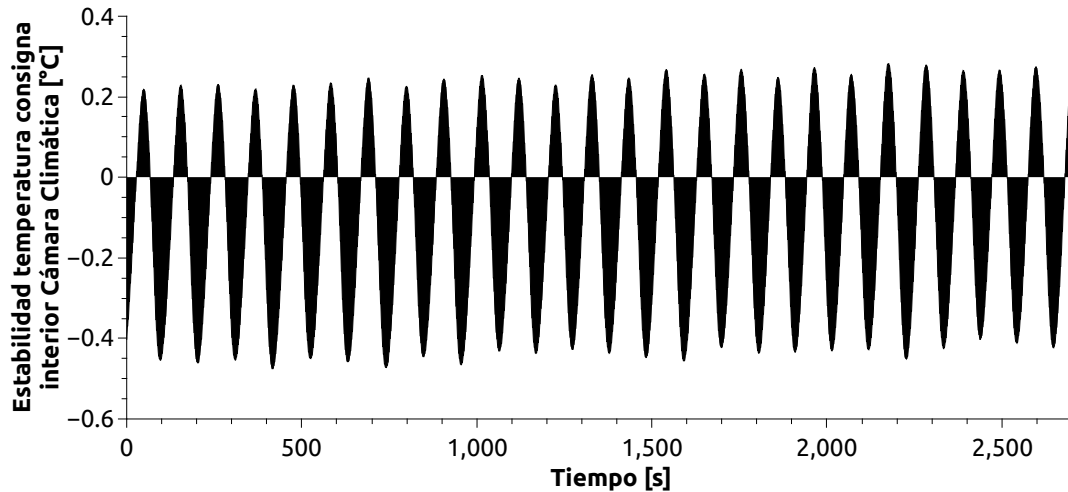


Figura 5.25: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D3:EEV+EPR

Continúa la estabilidad en la temperatura interior de la cámara climática con buenos resultados, lo que si cambia favorablemente es el sobrecalentamiento al utilizar la EPR (válvula reguladora de presión) ya que se logra llegar a la consigna de 10°F de sobrecalentamiento como se muestra en la Figura 5.26 lo que asegura tener operando el sistema de refrigeración en condiciones favorables y prolongar la vida del equipo, es especial el compresor.

Se continúa con el análisis de sobrecalentamiento (SH) como se muestra en la Figura 5.26 se obtuvo un valor promedio de SH de 13.46°F con una desviación estandar de 0.63, el sobrecalentamiento sigue siendo un valor aceptable si se comparan con los diseños anteriores a la temperatura de consigna interior de la cámara climática similares 101.72°F y 83.50°F. A pesar de que el SH está por encima de la consigna de sobrecalentamiento por 3.46°F el sistema de refrigeración estaba operando en condiciones seguras.

Como se muestra en la Figura 5.27. El COP del sistema de refrigeración COP

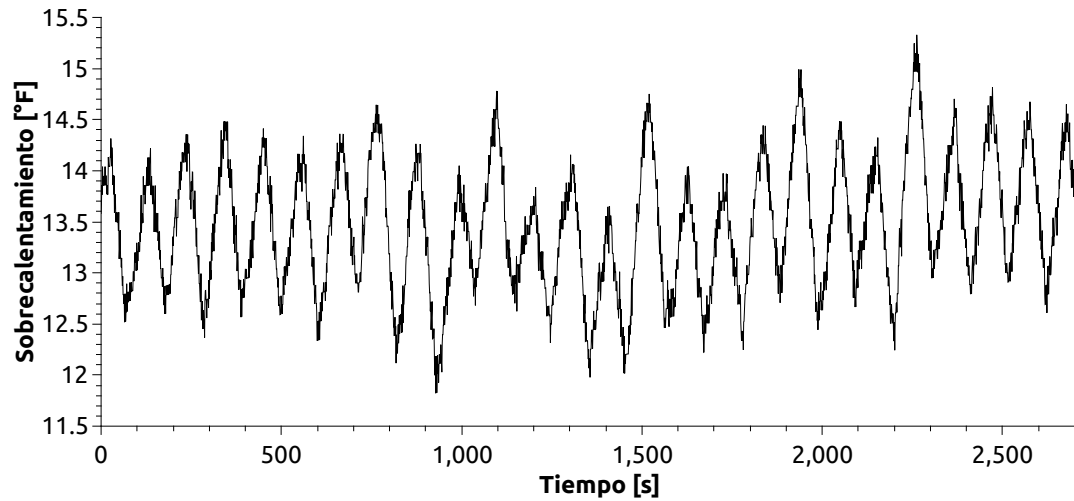


Figura 5.26: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D3:EEV+EPR

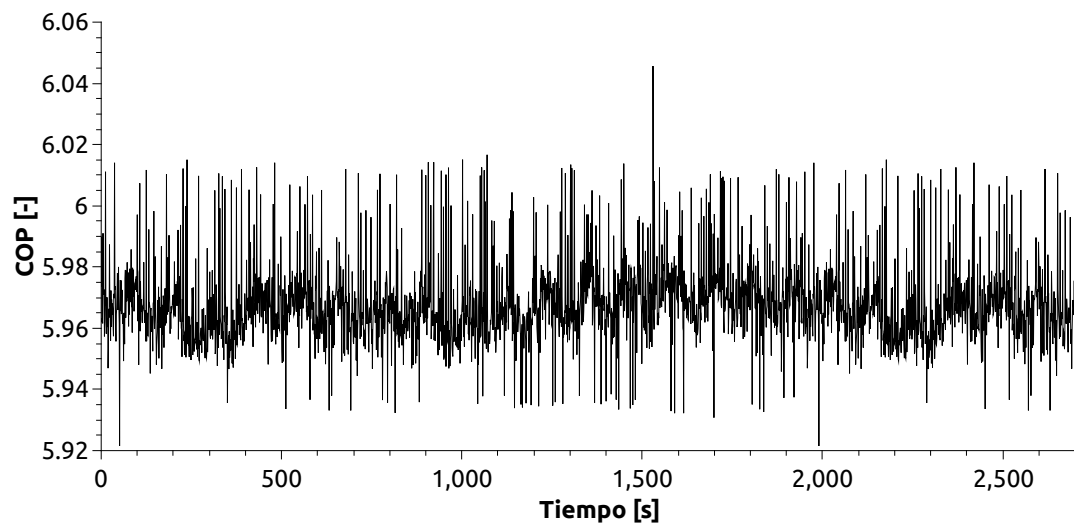


Figura 5.27: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D3: EEV+EPR

tiene un valor promedio de 5.96 que a aumentado con respecto a los diseños anteriores. Cabe mencionar que el COP en con esta estrategia de control es el más elevado hasta ahora y la relación de presión es la menor, definitivamente la relación de presión

es consecuencia de la utilización de la válvula reguladora de presión (EPR).

DISEÑO 3 EEV + EPR	Temp. Consigna		SH 10°F		COP
	Promedio	Des. Std	Promedio	Des. Std	Promedio
Temperatura interior: 10°C	9.99°C	$\sigma=0.16$	9.99°F	$\sigma=1.17$	6.55
Temperatura interior: 21°C	21.23°C	$\sigma=0.25$	9.95°F	$\sigma=0.92$	4.55
Temperatura interior: 32°C	32.09°C	$\sigma=0.24$	13.46°F	$\sigma=0.63$	5.96

Tabla 5.3: Comparativo Diseño 3 EEV + EPR diferentes temperaturas consigna interior cámara climática

Como se puede observar con este algoritmo de control se logra el control de la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática y también se logra controlar el sobrecalentamiento. La clara ventaja que se tiene al trabajar con la EPR es el control del factor del sobrecalentamiento lo que permite asegurar que el equipo se opera de manera segura ya que se elimina el riesgo de que se mezcle el refrigerante con el aceite permitiendo así prolongar la vida útil del equipo de refrigeración.

Por lo que es el diseño que se recomienda en cuanto estabilidad en la temperatura interior de la cámara climática y con respecto al factor de sobrecalentamiento, por lo que se propone que en adelante se favorezca el uso de la EPR en el control de la cámara climática.

#### 5.2.4 DISEÑO 4: VÁLVULA DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICA Y LA VÁLVULA DE GAS CALIENTE BYPASS EN PARALELO VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN EEV+EHGB EN PARALELO EPR

Para el control de la cámara climática se implementa un cuarto diseño de algoritmo de control para mantener la recinto en una temperatura interior estable se se cuenta con el sistema de calefacción que es una resistencia eléctrica y el sistema de refrigeración que es controlado mediante la apertura proporcional de la válvu-

la electrónica de expansión (EEV) para el control de la temperatura en el interior del recinto y la válvula reguladora de presión (EPR) para el control del sobrecalentamiento, se determina la presión que corresponde a la temperatura que se desea ya con el sobrecalentamiento que se determina mediante la suma de la Temperatura de succión mas el sobrecalentamiento por tablas se interpola y se obtiene la presión que le corresponde esta temperatura ya con el sobrecalentamiento y esta presión es el SPNT, para determinar el error es la resta entre la presión de STPN y la presión de succión si este es negativo entonces la presión de succión es menor a la requerida por lo que se cerrar la EPR (por cuestiones de seguridad quedara un 1.25 % abierta) para subir la presión, al contrario si el error es positivo la EPR se abrirá proporcionalmente para disminuir la presión y lograr que se igual al SPNT.

Además este algoritmo de control tiene la ventaja al incluir la EHGB que entrará en función cuando la temperatura de succión disminuya a valores iguales o inferiores a  $0^{\circ}\text{C}$  que es cuando el sistema de refrigeración esta iniciando la formación de hielo lo cuál evita la formación de escarcha en el evaporador. Esta válvula entrará en operación por PID y al abrirse proporcionalmente está va ha inyectar refrigerante a alta presión y temperatura para lograr el deshielo y así mejorar la eficiencia del sistema de refrigeración. Este algoritmo de control será muy útil en corridas de pruebas de tiempo muy extenso. además de entrar en operación la válvula de gas caliente bypass (EHGB) en caso de que el sistema de refrigeración entre en deshielo.

Una vez determinado el PID como se vio en la sección 3.5.1, 3.5.2 y 3.5.3 se asigna el programa de LabVIEW para poder controlar la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática se aplica los valores donde el algoritmo consta de la resistencia, de la válvula de expansión y la válvula reguladora de presión.

El último algoritmo de control es el Diseño 4 EEV+EHGB paralelo EPR con respecto a los demás se tiene un mayor control al no permitir la formación de escarcha en el evaporador al entrar en funcionamiento la EHGB en cuanto la temperatura de succión disminuya  $0^{\circ}\text{C}$ , además de estar controlado el sobrecalentamiento mediante

la EPR y la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática con la apertura de la EEV (válvula electrónica de expansión) y la calefacción mediante la resistencia eléctrica.

Al implementar este algoritmo de control se realizaron pruebas a las diferentes temperaturas de consigna en el interior de la cámara climática a  $10^{\circ}\text{C}$ ,  $21^{\circ}\text{C}$  y  $32^{\circ}\text{C}$ .

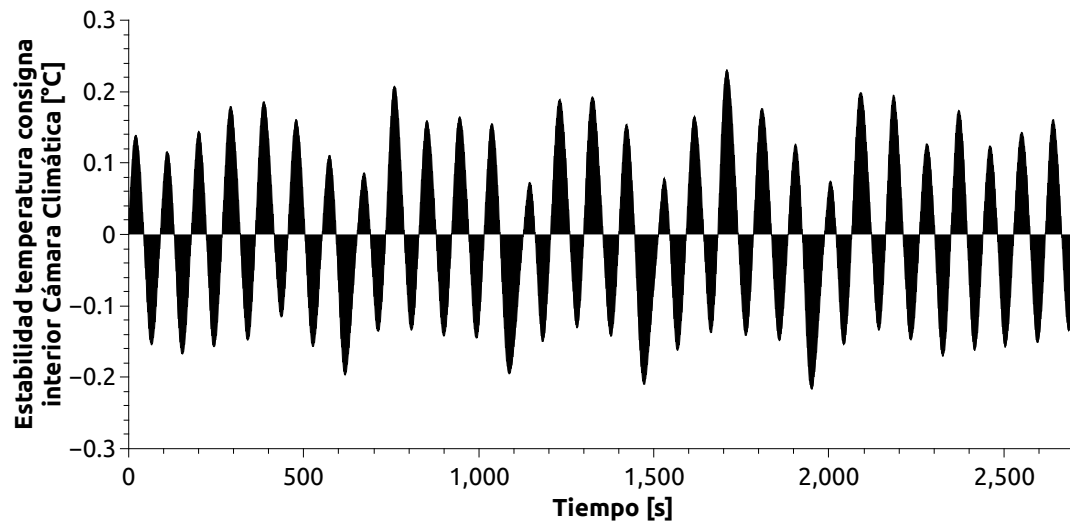


Figura 5.28: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior  $10^{\circ}\text{C}$  D4:EEV+EHGB paralelo EPR

Se iniciaron las pruebas del diseño 4 con la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática de  $10^{\circ}\text{C}$  y se logró una estabilidad en la temperatura interior de  $10^{\circ}\text{C} \pm 0.3$  lo que promedia un valor de  $10^{\circ}\text{C}$  representando una desviación estándar de 0.11, como se muestra en la Figura 5.28.

También se logró controlar el sobrecalentamiento, la consigna del sobrecalentamiento queda sin cambios a  $10^{\circ}\text{F}$  al igual que con los algoritmos anteriores, como se muestra en la Figura 5.29 se observa un promedio del SH de  $9.99^{\circ}\text{F}$  con una desviación estándar de 1.17, el sistema de refrigeración estaba operando en condiciones óptimas sin comprometer las prestaciones de la cámara climática.

Como se muestra en la Figura 5.30 el COP del sistema de refrigeración COP

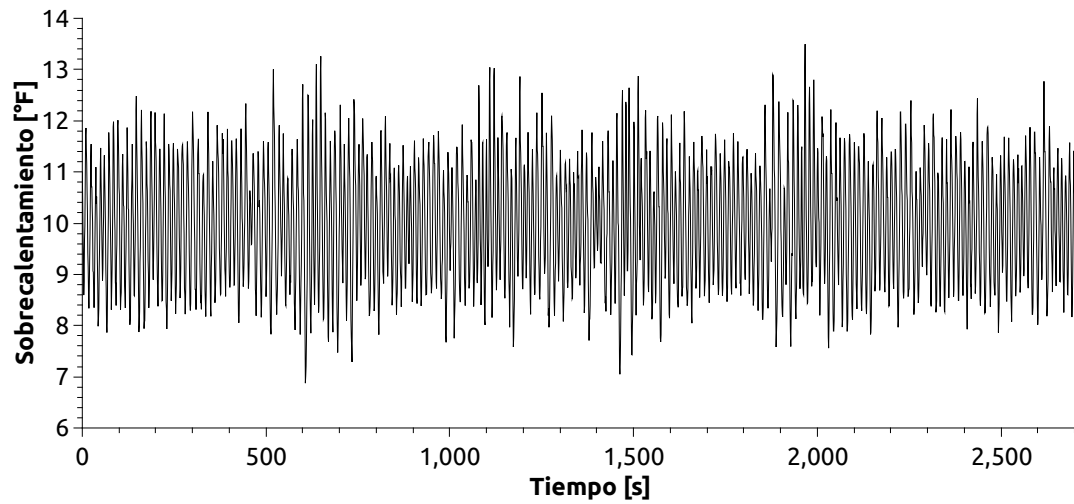


Figura 5.29: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR

tiene un valor promedio de 6.58. Se observa una variación en el COP y esto es debido al cambio de la presión de succión. El igual que con el diseño anterior (Diseño 3 EEV + EPR) al estar manipulando la apertura de la EPR (válvula reguladora de presión) se controla la presión de succión lo que favorece a la disminución de trabajo del compresor. Durante esta corrida el ciclo no entró en deshielo ya que la temperatura de succión no disminuyó por lo que la EHGB permaneció cerrada durante toda la corrida de esta prueba, por lo que se propone realizar corridas de más de 48 horas para poder analizar varias fases de deshielo de la cámara climática.

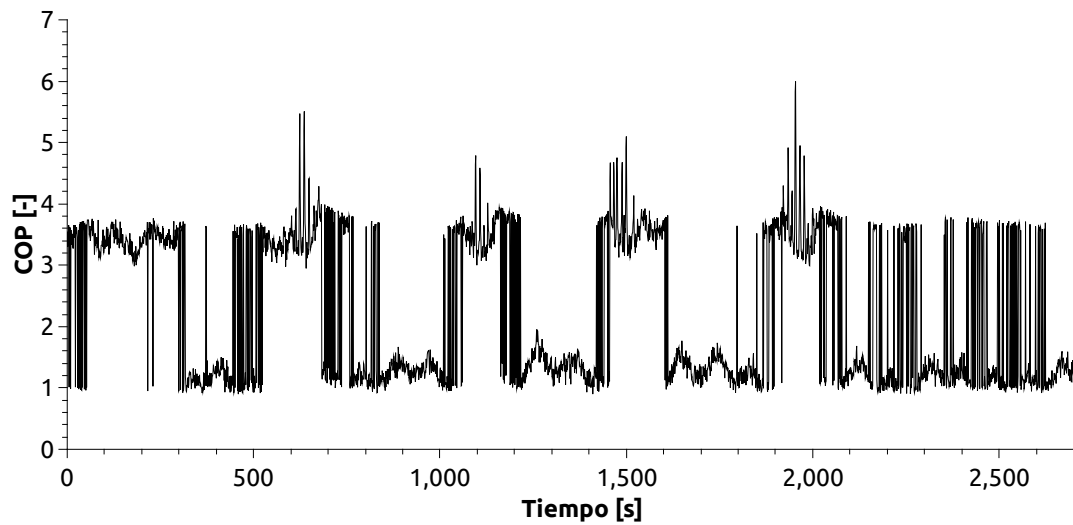


Figura 5.30: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 10°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR

En cambio al modificar la temperatura de consigna a 21°C se logró una estabilidad en la temperatura de consigna de 21°C  $+0.03 -0.4$  que dio como promedio un valor de 21.06°C con una desviación estandar de 0.23. Tal y como se muestra en la Figura 5.31

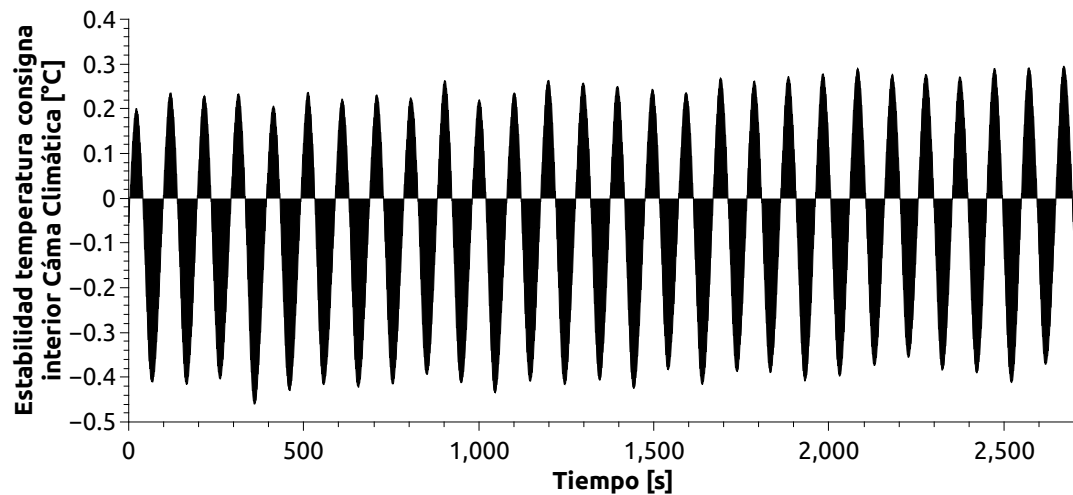


Figura 5.31: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR

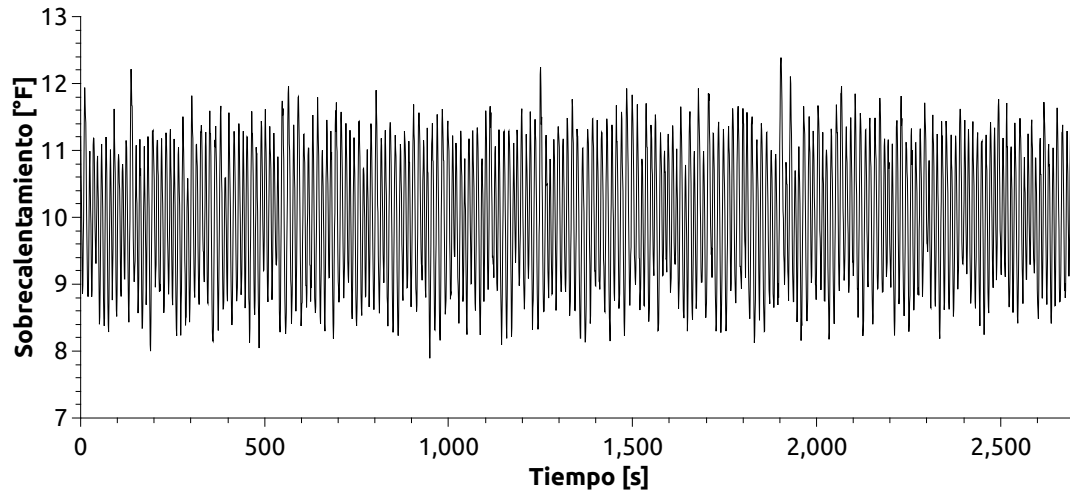


Figura 5.32: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR

Además se logro controlar el sobrecalentamiento ya que la consigna de SH 10°F obteniendocce un valor promedio de 10.01°F con una desviación estandar de 0.97 como se muestra en la Figura 5.32.

El COP del sistema de refrigeración se muestra en la Figura 5.33 promediando un valor de 3.84, este es el valor de COP de menor magnitud de los algoritmos en los cuales se utilizó la EPR como control de la presión de succión y en consecuencia se puede controlar la temperatura de succión.

Los COP de mayor obtenido en las estrategias estudiadas es en la como estrategia de control que utilizó de la EPR (válvula reguladora de presión), por lo cuál permite concluir que el uso de la EPR favorece en la eficiencia del COP del sistema de refrigeración.

Además no se encontró en la literatura pruebas experimentales comparables con las realizadas en este trabajo de tesis. Cabe mencionar que es posible el disminuir

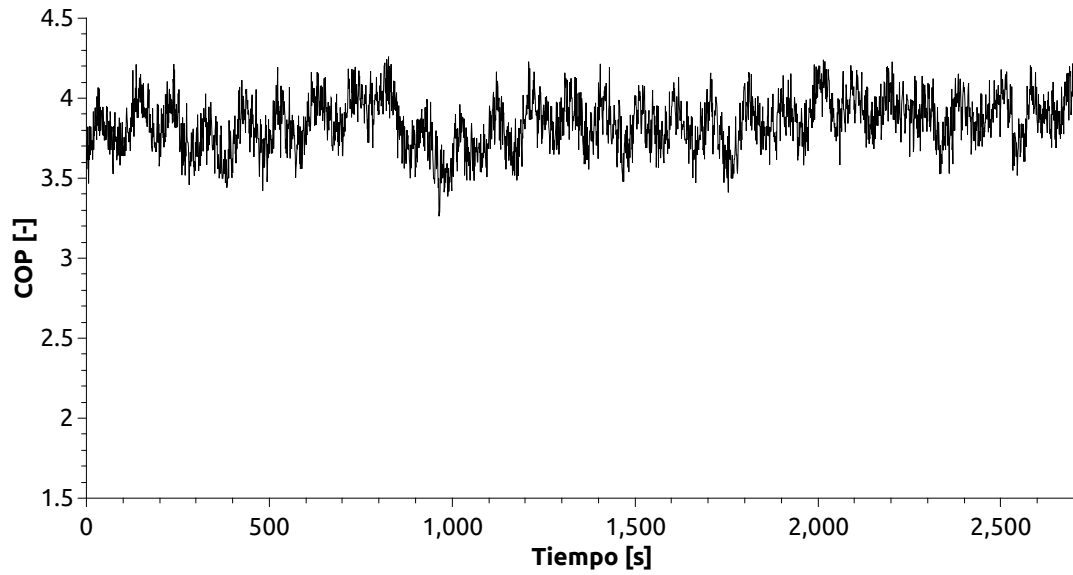


Figura 5.33: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 21°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR

el consumo energético del sistema de refrigeración con la implementación de la EPR por la disminución de la relación de presión que se analizara en la sección 5.3.

Para finalizar todas las pruebas del diseño 4 se continua con con la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática de  $32^{\circ}\text{C}$  obteniendo una estabilidad en la temperatura interior de la cámara climática de  $32^{\circ}\text{C} +0.5 -0.25$  lo que da un valor promedio de 32.12 con una desviación estandar de 0.24. Como se muestra en la Figura 5.34

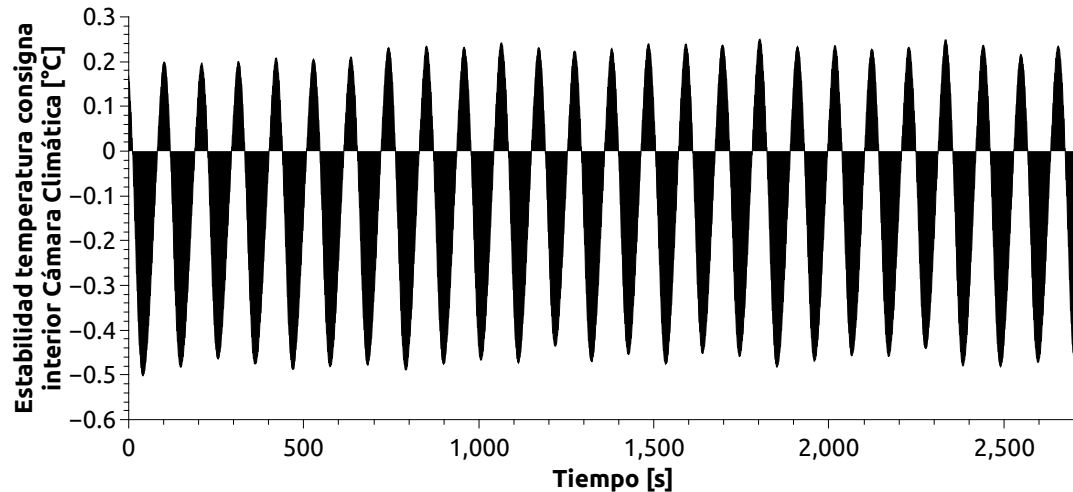


Figura 5.34: Resultados de estabilidad de pruebas experimentales temperatura interior  $32^{\circ}\text{C}$  D4:EEV+EHGB paralelo EPR

Otra de las variables a controlar al igual que en todos los diseños anteriores es el sobrecalentamiento (SH) como se muestra en la Figura 5.35 la consigna de factor SH de  $10^{\circ}\text{F}$  y se logró obtener un valor promedio de  $13.61^{\circ}\text{F}$  con una desviación estandar de 0.4

Como se muestra en la Figura 5.36 el COP del sistema de refrigeración COP tiene un valor promedio de 5.08. Además este diseño forma parte de los algoritmos de control que utiliza la EPR (válvula reguladora de presión). Por lo que el COP obtenido en estas pruebas experimentales pertenecen al grupo de mayor orden de magnitud como se menciono en la sección anterior.

Como se puede observar con el diseño 4 EEV+EHGB paralelo EPR se logra el control de la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática y también

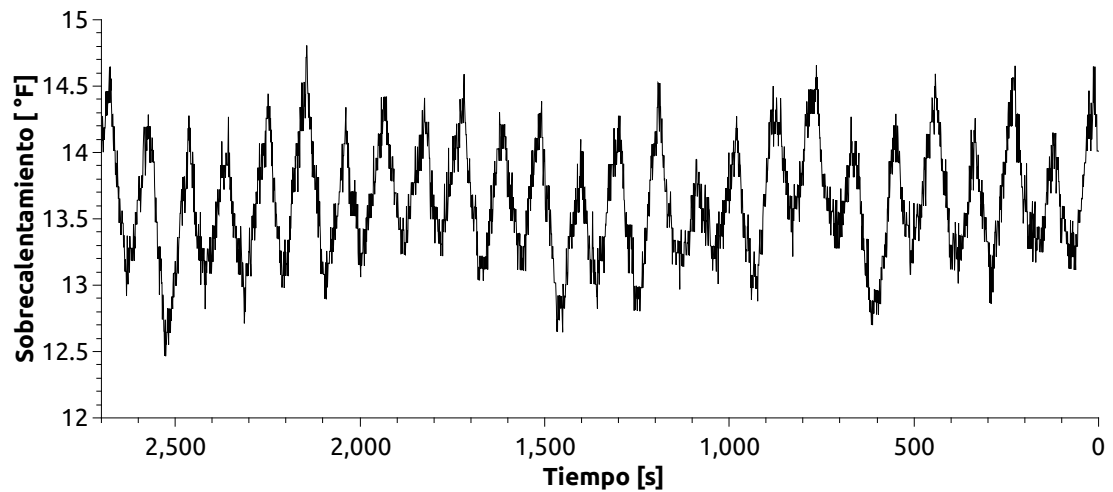


Figura 5.35: Resultados de sobrecalentamiento de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR

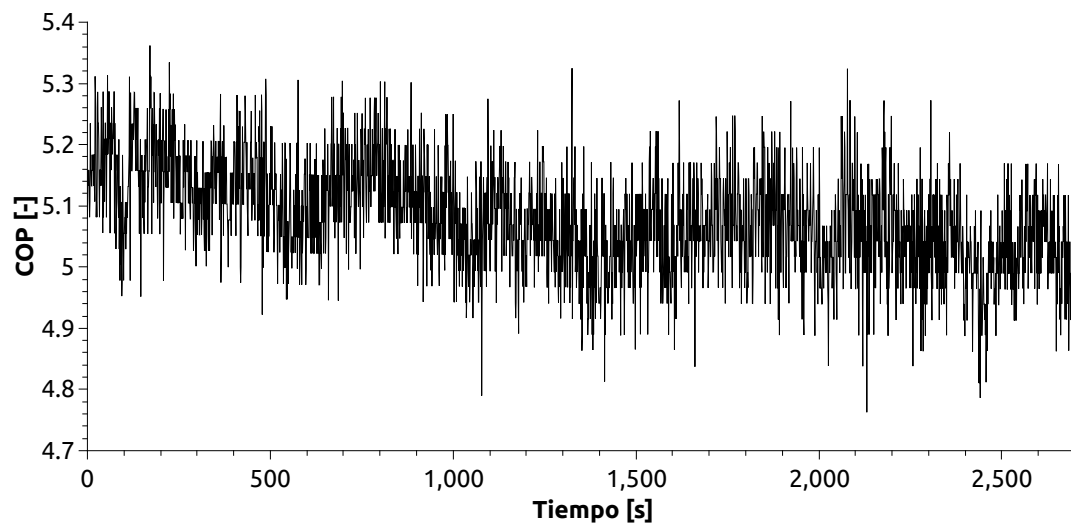


Figura 5.36: Resultados de COP de pruebas experimentales temperatura interior 32°C D4:EEV+EHGB paralelo EPR

se logra controlar el sobrecalentamiento. La clara ventaja que se tiene al trabajar con la EPR es el control del factor del sobrecalentamiento, además una ventaja que tiene

este diseño 4 contra los diseños anteriores es el único que puede evitar la formación de escarcha por la forma en que se está utilizando la EHGB.

DISEÑO 4 EEV+EHGB paralelo EPR	Temp. Consigna		SH 10°F		COP
	Promedio	Des. Std	Promedio	Des. Std	Promedio
Temperatura interior: 10°C	10°C	$\sigma=0.11$	10°F	$\sigma=1.17$	6.58
Temperatura interior: 21°C	21°C	$\sigma=0.23$	10.01°F	$\sigma=0.97$	3.84
Temperatura interior: 32°C	32.12°C	$\sigma=0.24$	13.61°F	$\sigma=0.4$	5.08

Tabla 5.4: Comparativo Diseño 4 EEV + EHGB en paralelo EPR diferentes temperaturas consigna interior cámara climática

### 5.3 COMPARATIVO ENTRE DISEÑOS

Las siguientes tablas se muestran cada uno de los algoritmos de control con las diferentes temperatura de consigna en el interior de la cámara climática, la consigna del sobrecalentamiento permanece constante 10°F para todas las pruebas experimentales.

Iniciaremos el análisis de los resultados de las corridas experimentales donde se estableció una temperatura de consigna en el interior de la cámara climática STPN 10°C, se obtuvieron los siguientes resultados que se muestran en la Tabla 5.5. Cabe mencionar que las pruebas de STPN 10°C se realizaron el mismo día para tener una temperatura ambiente similar, una carga térmica similar, y así tener condiciones muy similares para poder comparar cada uno de los diseños y determinar cual estrategia tiene mejores resultados.

DISEÑO	Temp. Consigna		SH 10°F		COP Promedio
	Promedio	Des. Std	Promedio	Des. Std	
EEV	9.794°C	$\sigma=0.22$	27.72°F	$\sigma=0.35$	3.27
EEV+EHGB	9.99°C	$\sigma=0.16$	47.71°F	$\sigma=4.54$	3.26
EEV+EPR	10.00°C	$\sigma=0.16$	9.99°F	$\sigma=1.17$	6.55
EEV+EHGB paralelo EPR	10.00°C	$\sigma=0.11$	10.00°F	$\sigma=1.17$	6.58

Tabla 5.5: Comparativo temperatura de consigna 10°C

En cuanto a la estabilidad se tienen buenos resultados ya que con los cuatro diseños se obtiene controlar la temperatura interior de la cámara climática, aunque los diseños 2, 3 y 4 el promedio esta en la consigna y las desviaciones estandar 0.16, 0.16 y 0.11 respectivamente lo que da una idea de la dispersion de los valores de la temperatura en el interior del recinto.

Con los diseños 3 y 4 el sobrecalentamiento se llego a la consigna y se obtuvieron los valores de COP de mayor orden de magnitud.

Ahora se analizan los resultados de las corridas experimentales donde se estableció una temperatura de consigna en el interior de la cámara climática STPN 21°C, con un sobrecalentamiento de 10°F que este permanecerá sin cambio con respecto a la prueba experimental anterior. Los resultados se muestran en la Tabla 5.6. Al igual que las pruebas a 10°C estas pruebas a 21°C también se realizaron el mismo día con la misma carga térmica.

DISEÑO	Temp. Consigna		SH 10°F		COP
	Promedio	Des. Std	Promedio	Des. Std	Promedio
EEV	21.00°C	$\sigma=3.20$	89.47°F	$\sigma=1.7$	1.43
EEV+EHGB	20.96°C	$\sigma=0.24$	64.04°F	$\sigma=2.62$	3.03
EEV+EPR	21.23°C	$\sigma=0.25$	9.95°F	$\sigma=0.92$	4.55
EEV+EHGB paralelo EPR	21.06°C	$\sigma=0.23$	10.01°F	$\sigma=0.97$	3.84

Tabla 5.6: Comparativo temperatura de consigna 21°C

Al analizar la estabilidad en estas pruebas experimentales el promedio de la temperatura interior esta muy próximo a la temperatura de consigna incluso en los diseños 1, 2 y 4 este promedio es prácticamente el valor de la consigna y las desviación estandar con mejor valor se obtuvieron con los diseños 2,3 y 4 así mismo los valores de COP de mayor orden de magnitud se tiene con estos mismo diseño.

La consigna del sobrecalentamiento se logró con los diseños 3 y 4.

En cambio durante las corridas experimentales donde se estableció una temperatura de consigna en el interior de la cámara climática STPN 32°C, y el sobrecalentamiento a de 10°F se obtuvieron los siguientes resultados que se muestran en la Tabla 5.7 A si mismo las pruebas se realizaron el mismo día y una carga térmica similar para tener condiciones muy similares y así poder comparar cada uno de los diseños.

Se continua teniendo una gran estabilidad en la temperatura interior de la cámara climática con todos los diseños, pero solo con los diseños 3 y 4 se logro llegar

DISEÑO	Temp. Consigna		SH 10°F		COP Promedio
	Promedio	Des. Std	Promedio	Des. Std	
EEV	31.91°C	$\sigma=0.25$	101.72°F	$\sigma=1.46$	1.16
EEV+EHGB	31.85°C	$\sigma=0.29$	83.50°F	$\sigma=2.64$	4.43
EEV+EPR	32.09°C	$\sigma=0.24$	13.46°F	$\sigma=0.63$	5.96
EEV+EHGB paralelo EPR	32.12°C	$\sigma=0.24$	13.61°F	$\sigma=0.40$	5.08

Tabla 5.7: Comparativo temperatura de consigna 32°C

a la consigna y controlar el sobrecalentamiento.

Con el diseño 3 y 4 se obtuvo el COP de 4.55 y 3.84 respectivamente.

Cabe mencionar que al requerir una disminución en la temperatura interior de la cámara climática el diseño que tiene una respuesta más rápida es el diseño 1.

Un parámetro que también se a monitoreando y comparado durante estas pruebas experimentales es la relación de presión que es la relación de presión de alta y la presión de baja. Se observo que un factor que impacta en la relación de presión es el además en la literatura se menciona que a menor relación de presión menor será el consumo energético del compresor. También se observo que el COP es totalmente independiente a estos dos factores el de sobrecalentamiento y relación de presión.

Como se muestra en la Figura 5.37 el sobrecalentamiento y la relación de presión tienen la misma tendencia, si en un diseño el sobrecalentamiento es elevado la relación de presión también es mayor en ese mismo diseño.

Se observa la misma tendencia en la Figura 5.38 al igual que en las pruebas a 10°C el sobrecalentamiento y la relación de presión tienen la misma tendencia.

La tendencia del COP es inversa a la relación de presión es decir si la relación de presión disminuye el COP aumenta y si es de esperarse este comportamiento ya que a menor relación de presión menor es el trabajo del compresor y el COP debería de tener un mayor magnitud.

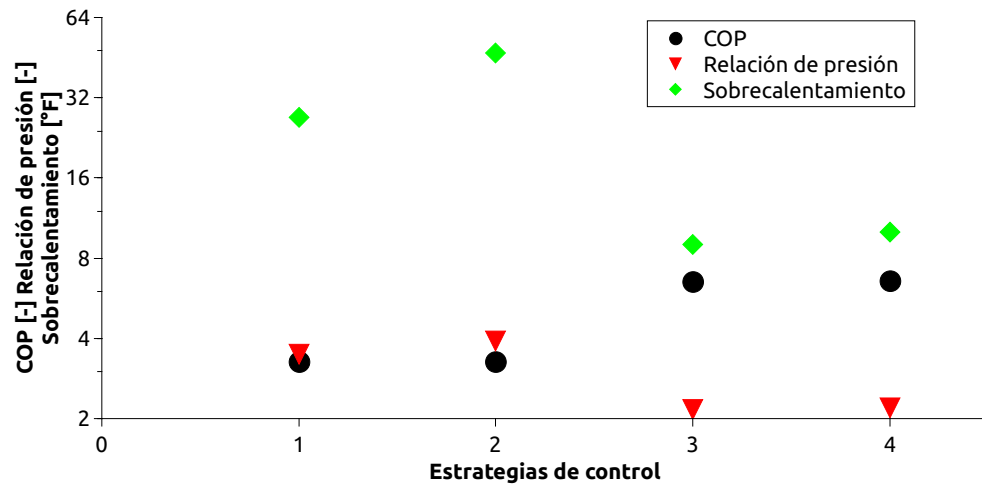


Figura 5.37: Comparativo COP Relación de presión y Sobrecalentamiento pruebas experimentales temperatura de consigna 10°C

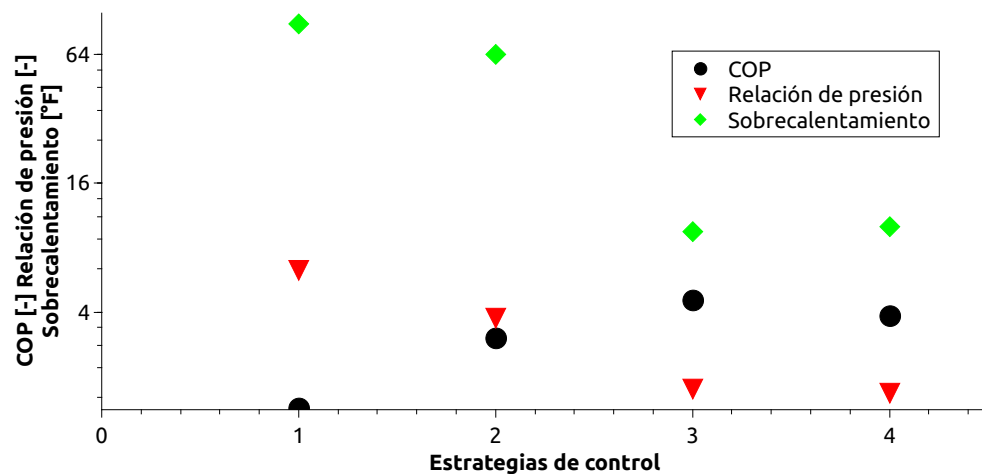


Figura 5.38: Comparativo COP Relación de presión y Sobrecalentamiento pruebas experimentales temperatura de consigna 21°C

En la Figura 5.39 se observan las mismas tendencias con el sobrecalentamiento y la relación de presión si en un diseño la relación de presión aumenta el sobrecalentamiento también aumenta o si en un diseño la relación de presión disminuye el sobrecalentamiento también disminuye. En cambio pasa lo contrario con el COP si en un diseño aumenta la relación de presión el COP disminuye en cambio si en un diseño disminuye la relación de presión entonces el COP aumenta.

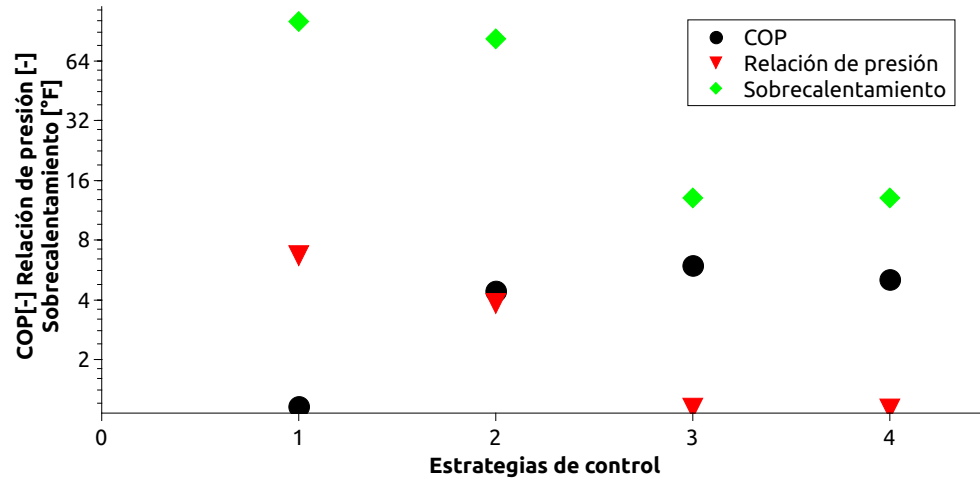


Figura 5.39: Comparativo COP Relación de presión y Sobrecalentamiento pruebas experimentales temperatura de consigna 32°C

Por lo que se concluye que los algoritmos de control con menor relación de presión y mayor control en el sobrecalentamiento serán los que tengan mayor impacto en el ahorro de consumo energético. En esos algoritmos que se analizaron serían el diseño 3 (D3:EEV+EPR) y el diseño 4 (D4:EEV+EHGB paralelo EPR)

## CAPÍTULO 6

# CONCLUSIONES

---

La cámara de climática del Laboratorio de Clima Controlado en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, ha servido como instalación experimental para la validación e implementación de distintos diseños en la configuraciones de control desarrollados en esta tesis. Se ha observado en trabajos anteriores que es posible obtener una buena estabilidad en la consigna de temperatura en el interior de la cámara, sin embargo hasta la fecha no se habían evaluado aspectos asociados al consumo de energía.

El sistema de refrigeración por compresión de vapor que equipa a la cámara cuenta como elemento de expansión una válvula controlada electrónicamente, cuenta también con una válvula de gas caliente y una válvula electrónica reguladora de presión en el evaporador. El sistema de calefacción consiste en una resistencia de 10kW de potencia. Estos elementos de control reciben la consigna desde un controlador de automatización programable mediante señales analógicas en corriente continua que son obtenidas a partir de distintas estrategias de control.

En las cuatro diseños de control implementadas en este trabajo, la temperatura de consigna en el interior de la cámara climática presentó una variación de +/- 0.7 respecto a la consigna (STPN), pero se observan algunas oscilaciones debido a las perturbaciones propias del sistema de refrigeración de la cámara climática.

Al comparar el promedio y la desviación estandar de la temperatura de consigna todos los diseños o estrategias logran tener un buen desempeño en el control de la temperatura interior del recinto.

En cuanto al sobrecalentamiento, se logró llegar a la consigna solamente cuando se trabajó con la válvula reguladora de presión (EPR) ya que ésta válvula controla la presión a la salida del evaporador, manteniendo la presión de succión con menos oscilaciones, en cambio cuando se trabajó con la válvula de gas caliente bypass (EHGB) no se logró llegar al valor de sobrecalentamiento (SH) deseado porque se controla la presión inyectando gas caliente a la entrada del evaporador provocando mayores oscilaciones. Además un incremento en la temperatura implica un incremento en la presión, por el contrario si se requiere disminuir la presión se reduce la apertura de la válvula y en consecuencia disminuye el flujo de refrigerante a alta presión y temperatura proveniente del compresor, pero el sobrecalentamiento al ser elevado provoca mayor inestabilidad y se dificulta su control. Por último cuando sólo se trabajó con la EEV (válvula de expansión electrónica) en el diseño 1 se tiene poco control del sobrecalentamiento, se observaron valores muy elevados lo que puede provocar que el aceite y el refrigerante se mezclen teniendo como consecuencia la disminución de la vida útil del equipo.

Después de analizar los valores promedio del sobrecalentamiento de las pruebas experimentales se concluye que sólo cuando se trabaja con la EPR el sobrecalentamiento del refrigerante se encuentra dentro de las condiciones de control por lo que se propone en el futuro emplear los algoritmos de control que incluyan esta válvula, como en el Diseño 3. Por otra parte, debido a la medición del coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración (COP) se concluye que el Diseño 1 tiene menor COP en el sistema de refrigeración.

Se concluye además que los algoritmos de control que originen una menor relación de presión y un mayor control en el sobrecalentamiento serán los que tengan mayor impacto en el ahorro de consumo energético. Lo anterior se observó cuando

se emplean los algoritmos del Diseño 3 y el Diseño 4.

Los algoritmos de control que utilizan la válvula electrónica reguladora de presión en el evaporador (EPR) tienen grandes ventajas sobre los algoritmos de control que no la utilizan, por ello se recomienda favorecer el uso de la EPR en los algoritmos de control de la cámara climática.

## 6.1 TRABAJO FUTURO

A partir de los resultados obtenidos de ésta tesis se proponen mejoras en la instalación del sistema de refrigeración y en los algoritmos de control de la Cámara Climática.

Además de recomienda atender las siguientes recomendaciones:

- Cambiar la ubicación de la EEV en una posición más cercana al evaporador para mejorar la eficiencia, evitando la pérdida de la capacidad del refrigerante, al absorber calor del medio ambiente y así poder lograr temperaturas menores en el interior del recinto.
- Favorecer el uso de la EPR en los algoritmos de control de la Cámara Climática.
- En la literatura se reporta que el rango de operación óptima de la EEV es entre un 60 % y 40 % pero en este trabajo de tesis se determinó que el rango óptimo de operación de la EEV es de 80 % y 60 %. Por lo que se recomienda cambiar la EEV por una de mayor capacidad ya que el modelo de la válvula instalada no está adecuadamente dimensionada.
- Analizar estos mismos algoritmos con un medidor de potencia y así poder determinar el impacto de estos algoritmos de control en el consumo real de energía eléctrica del compresor, y en general del sistema.

- 
- Comparar el algoritmo de control que consume menos energía contra un sistema de flujo variable de refrigerante.
  - Utilizar estrategias de control robusto para minimizar al máximo las perturbaciones observadas en el control del sistema de refrigeración.

# BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Termodinámica*. Mexico, DF: McGrawHill, 6 ed., 2009.
- [2] R. J. Dossat, *Principio de refrigeración*. Mexico, DF: Continental S.A. de C.V, 1 ed., 1999.
- [3] *VTZ compresores AKD variadores de frecuencia*.
- [4] “Catálogo condensado de los productos sporlan,” pp. 45 – 51, 2011.
- [5] “Catálogo general de productos,” pp. 118, 121, 124, 125., 2012.
- [6] “A/c compressor product guide,” p. 11, 2008.
- [7] X. Zhifang, S. Lin, and O. Hongfei, “Refrigerant flow characteristics of electronic expansion valve based on thermodynamic analysis and experiment.,” *Appleid Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 238–242, 2008.
- [8] “Válvulas reguladoras de presión de evaporador,” pp. 3 – 6, 2007.
- [9] “Válvulas bypass eléctrica para gas caliente,” pp. 2 – 6, 2010.
- [10] M. S. Pereyra, “Análisis teórico del control térmico para un sistema de refrigeración por compresión mecánica con bióxido de carbono en estado subcrítico y supercrítico.,” *Tesis que para obtener el grado de Doctor en Ingeniería Asesor: Dr. Federico Méndez Lavielle Facultad de Ingeniería UNAM*, 2013.

- 
- [11] J. Navarro-Esbrí, D. Ginestar, V. J.M. Belman, and G. Verdú., “Application of a lumped model for predicting energy performance of a variable-speed vapour compression system.,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 286 – 294, 2010.
- [12] F. P. Incropera., *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Estado de México: Pearson., 4 ed., 1999.
- [13] “Válvulas electricas para control de refrigerante,” pp. 2 – 4, 2010.
- [14] “Válvulas de expansión termostática,” pp. 2 – 4, 2006.
- [15] A. Martin-Cobos, S. Mendez-Díaz, and H. Ramírez, “Cámara climática de bajo costo para evaluación de refrigeradores,” *Memorias del XIX congreso internacional anual de la SOMIN*, 2013.
- [16] S.-K. Jeong, D.-B. Lee, and K.-H. Hong, “Comparison of system performance on hot-gas bypass and variable speed compressor in an oil cooler for machine tools,” *Mechanical Science and Tecnology*, vol. 28, 2014.
- [17] Y. Hou, J. Ma, C. Liu, J. Cao, and X. Liu, “Experimental investigation on the influence of eev opening on the performance of transcritical ( $CO_2$ ) refrigeration system.,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 65, pp. 51 – 56, 2014.
- [18] D. Huang and Q. Li., “Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump.,” *Applied Energy*, vol. 86, pp. 1697 – 1703, 2009.
- [19] Y. Zhu, Q. Bi, and L. Pu, “A study on the flow instability in evaporator of gravity separate type heat pipe.,” *Microgravity Sci Technol*, vol. 20, pp. 2817 – 285, 2008.
- [20] H. Liu, J. Chen, and Z. Chen, “Experimental investigation of a  $CO_2$  automotive air conditioner.,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 1293 – 1301, 2005.

- 
- [21] Y. S. Parka, J. H. Jeong, and B. H. Ahn, “Heat pump control method based on direct measurement of evaporation pressure to improve energy efficiency and indoor air temperature stability at a low cooling load condition.,” *Applied Energy*, vol. 132, pp. 99–107, 2014.
- [22] O. Ekren, S. Sahin, and Y. Isler, “Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 1161 – 1168, 2010.
- [23] C. A. Smith and A. B. Corripio, *Control Automtico de Procesos*. Mexico, DF: Limusa., 2 ed., 1999.
- [24] K. J. A. . Hagglund, “New tuning methods por pid controlers.,” *Proceedings of the 3rd European Control Conference*, 2008.
- [25] V. Álfaro Ruíz, “Métodos de sintonización de controladores pid que operan como reguladores.,” *Ingeniería*, vol. 12, 2002.
- [26] A. Martin-Cobos, “Implementación de un sistema de control de alta precisión en temperatura para una cámara de clima controlado.,” *Tesis de maestría para obtener el grado en Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable Asesor: Dr. Santos Méndez Díaz FIME UANL*, 2014.