

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA EL ANÁLISIS DEL
COMPORTAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
IMPLEMENTANDO UN MECANISMO DE CONTROL CONTINUO**

JUAN MATEO DURÁN MANTILLA

JUAN CARLOS MORA GARCÉS

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS**

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

BUCARAMANGA

2017

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA EL ANÁLISIS DEL
COMPORTAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
IMPLEMENTANDO UN MECANISMO DE CONTROL CONTINUO**

JUAN MATEO DURÁN MANTILLA

JUAN CARLOS MORA GARCÉS

Trabajo de grado para optar al título de

Ingeniero Mecánico

Director

MSc. Omar Armando Gélvez Arocha

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

BUCARAMANGA

2017

DEDICATORIA

A mi familia, principal motivación en mi vida.

Son el tesoro más grande que Dios me dio.

Mi amor y gratitud por siempre.

Juan Mateo

*A mis padres, precursores de mis sueños e instrumentos
en manos de Dios para formarme,
guiarme y corregirme.*

Juan Carlos

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, a Dios, por permitirme crecer en un ambiente lleno de amor y desarrollarme como una persona con valores y creencias.

A mi madre Martha Rocío, por haberme brindado todas las herramientas necesarias para mi crecimiento personal y profesional, por inculcar en mí el cuidado por los detalles, y por enseñarme que las cosas deben hacerse siempre de manera correcta.

A mi familia, por su apoyo incondicional y desinteresado, por su sabiduría y sus consejos, por acompañarme en los momentos más difíciles y ser mi fortaleza cuando más lo he necesitado.

A mi novia Nathaly, por acompañarme en cada etapa del desarrollo de este proyecto, por ser mi voz de aliento cuando nada parecía tener solución, por su paciencia y dedicación, por su amor y comprensión.

A mi maestro y amigo, Ing. Omar Armando Gélvez Arocha, por encaminar nuestro aprendizaje y permitirnos trabajar a su lado durante este proyecto. Por sus aportes tan oportunos y acertados, por brindarnos su sabiduría y conocimiento.

A las personas que de alguna manera participaron e hicieron posible la realización de este proyecto; a Don Polo por su trabajo, al Ing. José Amaya por su disposición, a los ingenieros Julio Alberto Díaz y Humberto Rueda por su comprensión durante mis prácticas en Ecopetrol, y al personal administrativo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, Leidy, María René y Johanna, por su valiosa colaboración.

Por último, a mi amigo y compañero, Ing. Juan Carlos Mora, por su persistencia y dedicación, por su comprensión y esfuerzo a lo largo del proyecto.

Juan Mateo Durán Mantilla

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, a quien todo debo y de quien todo recibo, dueño de toda sabiduría y conocimiento quien es tres en uno Dios Padre, Hijo y Espíritu Santo, mi Salvador y mi Señor. Porque los que en tí confían nunca serán avergonzados.

A mi Madre Consuelo y mi padre Juan Carlos quienes son mi motor, apoyo y sin duda las personas que más amo en el mundo.

A mi hermana Nathaly, mi cuñado Sergio y mi sobrino Lucas por sus oportunas e invaluable palabras de ánimo y apoyo en los momentos más difíciles del proyecto.

A mi mentor, maestro y amigo, el Ing. Omar Armando Gélvez por su orientación y pasión por la ciencia, fue un honor trabajar y aprender a su lado.

A todos aquellos que Dios puso en el camino para que este proyecto fuera una realidad, a Don Polo por su valioso trabajo y colaboración, al Ing. José Amaya, al Ing. Luis Fernando Benítez por su apoyo en Ecopetrol, al personal administrativo de la Escuela de Ingeniería Mecánica: María René, Leidy y Jhoana y a todos los profesores de la escuela que aportaron a mi formación durante la carrera.

Finalmente, a mi amigo y compañero de proyecto, Ing. Juan Mateo Durán, por su paciencia, esfuerzo y dedicación a lo largo del proyecto.

Juan Carlos Mora Garcés

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	16
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	22
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	22
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	24
1.3 OBJETIVOS.....	25
1.3.1 Objetivo general.....	25
1.3.2 Objetivos específicos	25
2. GENERALIDADES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR	27
2.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	27
2.2 VARIACIÓN DE LA CAPACIDAD EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN...30	
3. DISEÑO DEL BANCO EXPERIMENTAL.....	35
3.1 REQUERIMIENTOS Y ESPECIFICACIONES	35
3.2 DISEÑO CONCEPTUAL.....	36
3.3 DISEÑO EN DETALLE Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	39
3.3.1 Subsistema de refrigeración	39
3.3.1.1 Refrigerante	40
3.3.1.2 Compresor	42
3.3.1.3 Evaporador	45
3.3.1.4 Condensador	50
3.3.1.5 Dispositivo de expansión	52
3.3.1.6 Fuente de alimentación eléctrica	56
3.3.2 Subsistema de simulación de carga térmica.....	57
3.3.2.1 Resistencias eléctricas.....	57
3.3.2.2 Bomba.....	58
3.3.3 Subsistema de control e instrumentación	60

3.3.3.1 Chasis C-RIO y módulos de adquisición de datos	61
3.3.3.2 Sensores de temperatura.....	62
3.3.3.3 Controlador del compresor.....	62
3.3.3.4 Medición de la potencia	63
3.3.3.5 Medición del flujo másico de agua	63
3.3.4 Subsistema de estructura de soporte	63
3.4 CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO	64
3.4.1 Carga de refrigerante al sistema.....	64
3.4.2 Encendido y puesta en marcha del compresor	66
4. IMPLEMENTACIÓN DE LAS ESTRATEGIAS DE CONTROL.....	67
4.1 PATRÓN DE PERTURBACIONES PARA LAS PRUEBAS	67
4.2 CONTROL ON-OFF.....	69
4.3 CONTROL CONTINUO	71
4.3.1 Control PID	74
4.3.1.1 Sintonización del sistema.....	75
4.3.2 Control Fuzzy.....	77
4.3.2.1 Definición de los conjuntos difusos	77
4.3.2.2 Definición de las reglas difusas.....	79
4.3.2.3 Optimización y ajuste de las reglas y conjuntos definidos	80
5. EXPERIMENTACIÓN Y TOMA DE DATOS	81
5.1 VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL SISTEMA ANTE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN	81
5.1.1 Variación de la velocidad del compresor	82
5.1.2 Variación de la capacidad del condensador.....	84
5.1.3 Variación de la carga térmica.....	86
5.2 RESULTADOS DE LOS ESCENARIOS DE CONTROL.....	88
5.2.1 Pruebas sin perturbación del sistema	88
5.2.1.1 Control ON-OFF.....	88
5.2.1.2 Control PID	91

5.2.1.3 Control Fuzzy.....	93
5.2.2 Resultados del sistema con perturbaciones frecuentes.....	95
5.2.2.1 Control ON-OFF con perturbaciones frecuentes.....	95
5.2.2.2 Control PID con perturbaciones frecuentes.....	97
5.2.2.3 Control Fuzzy con perturbaciones frecuentes.....	97
5.2.3 Resultados de las pruebas con perturbaciones esporádicas.....	100
5.2.3.1 Control ON-OFF con perturbaciones esporádicas.....	100
5.2.3.2 Control PID con perturbaciones esporádicas.....	102
5.2.3.3 Control Fuzzy con perturbaciones esporádicas.....	102
6. ANÁLISIS COMPARATIVO DE LA ENERGIA CONSUMIDA POR LAS DIFERENTES ESTRATEGIAS DE CONTROL.....	105
6.1 ESTRATEGIAS DE CONTROL SIN PERTURBACIONES.....	105
6.2 ESTRATEGIAS DE CONTROL CON PERTURBACIONES FRECUENTES.....	108
6.3 ESTRATEGIAS DE CONTROL CON PERTURBACIONES ESPORÁDICAS.....	111
7. PRÁCTICA DE LABORATORIO.....	113
8. CONCLUSIONES.....	114
9. RECOMENDACIONES.....	117
BIBLIOGRAFÍA.....	118

TABLA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Comparación del consumo energético y temperatura de un sistema de refrigeración “inverter y “no inverter”.....	22
Figura 2. Banco de laboratorio de Refrigeración GUNT	23
Figura 3. Clasificación de sistemas de refrigeración	27
Figura 4. Sistema de refrigeración por compresión de vapor	28
Figura 5. Capacidad vs. Temperatura de evaporación	31
Figura 6. COP vs Temperatura de evaporación	31
Figura 7. CAP vs. T de evaporación variando las RPS del compresor	33
Figura 8. Esquema del banco experimental	37
Figura 9. Subsistemas del banco experimental.....	38
Figura 10. Compresor Masterflux CASCADE17-0342Y3.....	43
Figura 11. Características operativas del compresor según catálogo.....	45
Figura 12. Resistencias térmicas de un evaporador de tubos concéntricos	47
Figura 13. Vista isométrica del evaporador diseñado	49
Figura 14. Configuración de un condensador enfriado por aire.	51
Figura 15. Condensador instalado en el sistema.....	52
Figura 16. Diferencial de longitud en el tubo capilar	53
Figura 17. Fuente de 24VDC	56
Figura 18. Diagrama de conexión de las resistencias	57
Figura 19. Curva de la bomba seleccionada	60
Figura 20. Chasis C-RIO 9075.....	61
Figura 21. Manifold de refrigeración.....	65
Figura 22. Conexión del seguidor de voltaje.	66

Figura 23. Patrón de perturbaciones frecuentes.....	68
Figura 24. Patrón de perturbaciones esporádicas.	69
Figura 25. Algoritmo de control ON-OFF.....	70
Figura 26. Variación de la capacidad en un control ON-OFF	71
Figura 27. Diagrama de conexiones entre el módulo NI 9263 y el controlador del compresor CASCADE17-0342Y3.	72
Figura 28. Variación de la velocidad de rotación del compresor respecto al cambio en el diferencial de voltaje.	72
Figura 29. Variación de la velocidad de rotación del compresor respecto al tiempo.	73
Figura 30. Conjuntos definidos para el control Fuzzy	78
Figura 31. Definición de reglas para control Fuzzy.....	80
Figura 32. Variación de los parámetros del sistema debido al cambio en la velocidad del compresor.....	82
Figura 33. Condiciones de operación del sistema correspondientes a la velocidad mínima y máxima del compresor.	83
Figura 34. Variación de los parámetros del sistema debido al cambio en la capacidad del condensador.....	85
Figura 35. Variación de los parámetros del sistema debido la carga térmica	87
Figura 36. Tendencia de la temperatura de control, carga y potencia de consumo para el control ON-OFF sin perturbar.	89
Figura 37. Tendencia de la temperatura de control y potencia de consumo en el control PID sin perturbar.	92
Figura 38. Tendencia de la temperatura de control y potencia de consumo en el control Fuzzy sin perturbaciones.	94
Figura 39. Tendencia de la temperatura y la potencia para el control ON-OFF con perturbaciones frecuentes	96
Figura 40. Tendencia de la temperatura para el control PID con perturbaciones frecuentes	98
Figura 41. Tendencia de la temperatura para el control Fuzzy con perturbaciones frecuentes.....	99
Figura 42. Potencia del compresor control ON-OFF con perturbaciones esporádica	101

Figura 43. Tendencia de la temperatura para el control PID con perturbaciones esporádicas	103
Figura 44. Tendencia de la temperatura para el control Fuzzy con perturbaciones esporádicas	104
Figura 45. Consumo energético sin perturbaciones	106
Figura 46. Comparación de las potencias de consumo sin perturbar	107
Figura 47. Consumo energético con perturbaciones frecuentes.....	108
Figura 48. Comparación de las potencias de consumo para perturbaciones frecuentes	110
Figura 49. Consumo energético con perturbaciones esporádicas	111
Figura 50. Comparación de las potencias de consumo para perturbaciones esporádicas.	112

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Requerimientos y especificaciones del sistema	35
Tabla 2. Propiedades del refrigerante R134a	41
Tabla 3. Datos técnicos del compresor CASCADE	44
Tabla 4. Valores calculados de altura manométrica	59
Tabla 5. Valores de las constantes K_p y K_i	76
Tabla 6. Tabla de valores para el control Fuzzy	77
Tabla 7. Reglas difusas establecidas para los conjuntos definidos.....	79
Tabla 8. Reglas para el control Fuzzy	80

LISTA DE ANEXOS

(Se encuentran en el CD adjunto)

ANEXO A. Código MATLAB para el dimensionamiento del evaporador.

ANEXO B. Diagrama de Moody.

ANEXO C. Código MATLAB para el dimensionamiento del tubo capilar.

ANEXO D. Manual del compresor CASCADE17-0342Y3

ANEXO E. Manual del controlador del compresor.

ANEXO F. Guía de laboratorio #1: Ciclo de refrigeración básico.

ANEXO G. Guía de laboratorio #2: Estrategias de control en un sistema de refrigeración.

ANEXO H. Descripción de la interfaz gráfica.

ANEXO I. Estrategias de control en un sistema de refrigeración.

ANEXO J. Especificaciones técnicas de los módulos y sensores utilizados.

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA EL ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN IMPLEMENTANDO UN MECANISMO DE CONTROL CONTINUO (*)

AUTORES: Juan Mateo Durán Mantilla, Juan Carlos Mora Garcés (**)

PALABRAS CLAVES: Refrigeración, Control ON-OFF, Control PID, Control Fuzzy, Banco Experimental, Compresor Inverter, Consumo Energético, Eficiencia.

DESCRIPCION:

En la actualidad, ante el panorama energético mundial que exige la optimización de la energía empleada en cualquier sistema, resulta imprescindible que un ingeniero mecánico conozca y comprenda las estrategias de control continuo utilizadas en los sistemas de refrigeración, sus ventajas y desventajas. Para ello, se diseñó y construyó un banco experimental equipado con un compresor inverter y una interfaz gráfica donde los estudiantes pueden analizar y observar el comportamiento y operación de un sistema de refrigeración operando según esquemas de control ON-OFF, PID Y Fuzzy.

El prototipo construido consta de cuatro subsistemas: refrigeración, simulación de carga, control y adquisición de datos y estructura de soporte. Cada uno de los elementos que conforman dichos subsistemas fue dimensionado y seleccionado acorde con los requerimientos planteados. Un procedimiento de cálculo para la longitud de tubos capilares y un método de dimensionamiento para evaporadores basado en correlaciones experimentales de flujo bifásico fueron desarrollados como parte del proceso de diseño. Los algoritmos de control se operan a través de un software programado en LabVIEW que varía la velocidad de un compresor inverter en función de la carga térmica, la cual es impuesta al sistema por agua que puede ser calentada a través de tres resistencias sumergidas que inducen las perturbaciones.

Parámetros como la capacidad del condensador, la carga térmica y la velocidad del compresor fueron variados para estudiar el comportamiento del sistema y el impacto que estos tienen en su desempeño. Los resultados experimentales de la comparación del consumo energético para cada estrategia de control muestran que los controladores continuos ofrecen un ahorro considerable respecto a los controladores ON-OFF y se encontró que el controlador Fuzzy registra un ahorro energético mayor que el PID.

(*) Trabajo de Grado

(**) Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Omar Armando Gelvez Arocha.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN EXPERIMENTAL BENCH FOR OPERATION ANALYSIS OF A REFRIGERATION SYSTEM USING A CONTINUOUS CONTROL MECHANISM. (*)

AUTHORS: Juan Carlos Mora Garcés, Juan Mateo Durán Mantilla(**)

KEYWORD: Refrigeration, ON-OFF controller, PID controller, Fuzzy controller, Experimental Bench, Inverter compressor, Energy consumption, Efficiency.

DESCRIPTION:

In present times, given the energetic situation in the world that demands the optimum use of energy in any system, it is essential that any mechanical engineer know and comprehend the control strategies used in refrigeration systems as well as their advantages and disadvantages. An experimental bench equipped with an inverter compressor and a graphic interface was designed and built where the students can visualize and analyze the behavior and operation of a refrigeration system working under ON-OFF, PID and Fuzzy control schemes.

The prototype consists of four sub-systems: refrigeration, load simulation, control and data acquisition and supporting structure. All the elements that conform the sub-systems were sized and selected according with the established requirements. A calculation procedure for capillary tube length and an evaporator sizing method based on experimental biphasic flow correlations were developed as part of the design process. The control algorithms are operated through a software programmed using LabVIEW that regulates the compressor speed depending on the thermal load which is simulated by the action of three electrical resistors that are submerged in water that flows through the evaporator.

Parameters as the condenser capacity, thermal load and compressor speed were varied to study the impact of each of them in the system performance.

The experimental results of the energy consumption comparison between each control strategy show that the continuous control strategies offer a substantial energy save regarding ON-OFF controllers and It was found that the Fuzzy controller exhibits a greater energy saving in comparison with PID.

(*) Bachelor Thesis

(**) Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Omar Armando Gelvez Arocha.

INTRODUCCIÓN

Ante el panorama energético mundial en el cual el ahorro y la eficiencia energética son temas de primera importancia en el diseño, construcción y operación de cualquier sistema, los sistemas de refrigeración consumen una importante fracción de la energía empleada en el mundo y, por tanto, deben mantener altos niveles de desempeño utilizando la energía que consumen de la manera más eficiente posible.

Una de las técnicas que se ha implementado con el fin de reducir el consumo en los sistemas de refrigeración es el control continuo de la capacidad del mismo cuando funciona bajo cargas térmicas parciales. Para ello, anteriormente se utilizaban algoritmos de control discontinuo (ON-OFF) para encender o apagar el sistema según las exigencias de carga, sin embargo, esta estrategia no es la más óptima puesto que representa alto consumo de energía durante los periodos de arranque de los compresores y eleva el costo del mantenimiento asociado a los mismos. Por su parte, las estrategias de control continuo han demostrado una mejora en la eficiencia del sistema en general, a través de la utilización de compresores de tipo Inverter¹.

Con el objetivo de desarrollar una herramienta que facilite el estudio y análisis de los sistemas de refrigeración modernos y los fenómenos físicos que los gobiernan, y de añadir un componente práctico a la formación de los estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander permitiendo el desarrollo de profesionales mejor capacitados, en el presente trabajo se muestra el proceso de diseño y construcción de un sistema de refrigeración, dotado con un compresor de tipo “Inverter”, operado bajo tres estrategias de control diferentes, monitoreadas a través de una interfaz gráfica desarrollada en LabVIEW que servirá como banco de

¹Un compresor Inverter utiliza un sistema electrónico que regula su velocidad de giro.

experimentación para el laboratorio de la asignatura de Refrigeración y Aire Acondicionado.

Para la construcción del banco también se hizo necesaria la fabricación de un evaporador de tubos concéntricos o de doble tubo que se ajustara a las necesidades y el tamaño del sistema. El procedimiento de diseño de este equipo también se encuentra consignado en estas memorias.

Como parte del proceso de diseño también se creó un programa para el cálculo de la longitud de tubos capilares en sistemas de refrigeración y otro para el cálculo de coeficiente de transferencia de calor en evaporadores de sistemas de refrigeración.

Adicionalmente se realiza un análisis comparativo del consumo energético del sistema de refrigeración operando bajo los tres diferentes esquemas de control (ON-OFF, PID y Fuzzy).

El contenido de este libro se organiza de la siguiente manera:

En el capítulo 1 se describe el problema que se soluciona a través de este proyecto y los objetivos que se trazaron para llevarlo a cabo.

En el capítulo 2 se realiza una breve fundamentación teórica con relación a los sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

El capítulo 3 contiene el procedimiento de diseño, selección de componentes, construcción del banco experimental y las memorias de cálculo.

El capítulo 4 describe los escenarios de control, la implementación de las estrategias de control y su programación en la interfaz gráfica.

El capítulo 5 muestra las gráficas de resultados y datos arrojados durante la fase de experimentación y el análisis de los mismos.

En el capítulo 6 se encuentra consignado un análisis comparativo del consumo energético del sistema de refrigeración operando bajo los diferentes esquemas de control.

El capítulo 7 explica el procedimiento y la toma de datos para la práctica de laboratorio.

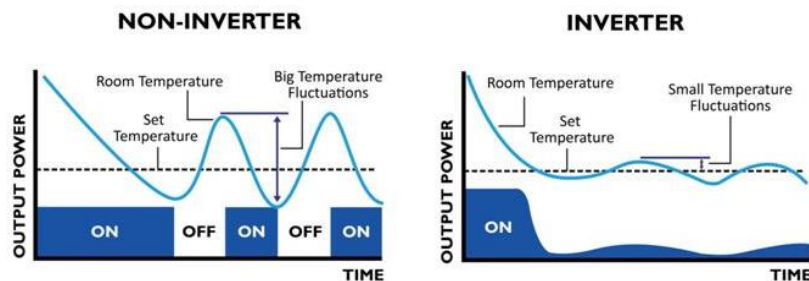
El libro finaliza con las conclusiones finales del proyecto y una serie de recomendaciones a tener en cuenta.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Los sistemas de refrigeración trabajan la mayor parte del tiempo bajo cargas parciales, es decir, no funcionan de forma indefinida a su máxima capacidad de carga. Su funcionamiento a carga máxima es periódico y bajo tiempos muy cortos. Esta situación representa un potencial de ahorro debido a que al optimizar el consumo eléctrico del compresor se puede reducir en gran parte el gasto energético y económico que representa. La implementación de mecanismos de control continuo en los sistemas de refrigeración modernos permite ajustar el sistema al requerimiento establecido por la carga térmica mediante la regulación de la velocidad de rotación del compresor.

Figura 1. Comparación del consumo energético y temperatura de un sistema de refrigeración “inverter y “no inverter”.



Fuente: Inverter vs. Non-inverter [Anónimo] [En línea]. (Recuperado en 16 de octubre de 2017). Disponible en http://mraircon.webtogo.com.ph/images/pages/original/inverter_vs_non-inverter-1382765438597.jpg

La tecnología Inverter consiste en la utilización de un dispositivo electrónico capaz de regular la corriente utilizada por el compresor en un sistema de refrigeración para hacer uso eficiente de la energía reduciendo la potencia que consume. En comparación con un sistema convencional, la tecnología inverter permite ajustar el

funcionamiento del compresor a la demanda de la carga térmica, proporcionando mayor eficiencia y reduciendo las pérdidas.

Además de significar un ahorro energético representativo, un sistema inverter permite además mantener un valor de temperatura más estable y adecuada del lugar a refrigerar de forma continua, evitando picos de temperatura. Un mecanismo de encendido y apagado o “no-inverter” hace que el compresor trabaje a su máxima capacidad por cortos periodos de tiempo, haciendo que el consumo energético sea mayor y generando más ruido durante su operación.

Figura 2. Banco de laboratorio de Refrigeración GUNT



Fuente: GUNT Hamburg. GUNT Compression Refrigeration System (ET 411C) [En línea] (Recuperado en octubre 16 de 2017) Disponible en: www.gunt.de/static/s4427_1.php

Dada la necesidad de tener una herramienta de aprendizaje para poder observar por medio de una experiencia práctica, el funcionamiento de un mecanismo de control continuo en un sistema de refrigeración, las ventajas que este puede brindar y su relevancia sobre el impacto ambiental y económico, se propone dotar al laboratorio de Refrigeración y Aire Acondicionado de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de un banco de pruebas para visualizar y monitorear el comportamiento de un sistema en estado transitorio debido a una perturbación externa y la

importancia de implementar un sistema de control continuo, además de la comprobación del modelo teórico planteado, haciendo uso de gráficas para visualizar las variables más relevantes.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

El estudio teórico de las asignaturas de ingeniería requiere de un respaldo práctico mediante experiencias de laboratorio que permitan afianzar el proceso de aprendizaje. La ausencia de herramientas para el aprendizaje mediante la práctica limita la visión de los estudiantes sobre los problemas a los cuales pueden enfrentarse en su vida laboral y cómo poder abordarlos. La Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, a través de la asignatura Refrigeración y Aire Acondicionado, contribuye a la formación de los estudiantes mediante prácticas de laboratorio haciendo uso de herramientas informáticas de modelado, simulación y optimización de sistemas de refrigeración, enfatizando en la implementación de soluciones que sean energética, económica y medioambientalmente sostenibles.

Por esta razón, se propone la construcción de un banco de laboratorio que permita observar el comportamiento real de un sistema de refrigeración y comprender la importancia de la implementación de un sistema de control continuo para ajustar dicho sistema a las condiciones deseadas reduciendo su consumo energético.

Además de poder verificar de forma experimental el modelo teórico planteado en las clases para esta situación, esta propuesta hace posible la comprobación de los beneficios adicionales que ofrece este tipo de control en los sistemas de refrigeración, tales como el aumento del rendimiento, la estabilidad térmica de forma continua y precisa, así como la prolongación de la vida útil de los equipos y la reducción de ruido en las instalaciones.

La importancia de infundir en los estudiantes un criterio económico y ambiental de los procesos hace necesario realizar un acercamiento a las alternativas existentes para reducir el consumo energético de los compresores cuando los sistemas de refrigeración no necesitan de toda su capacidad para cumplir con el requerimiento establecido por las cargas térmicas.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general Contribuir a la misión institucional de la Universidad Industrial de Santander aportando en la generación de conocimiento a través del aprendizaje de manera práctica, en el área de refrigeración y aire acondicionado, que permita continuar la formación de alta calidad técnica, científica e investigativa de los estudiantes de Ingeniería Mecánica, mediante la observación y el análisis haciendo uso de un banco de laboratorio en el cual se pueda experimentar el funcionamiento de un sistema de refrigeración y los mecanismos de control continuo que se emplean actualmente para reducir su consumo energético bajo cargas parciales.

1.3.2 Objetivos específicos

- Diseñar y construir un banco de pruebas que permita observar y analizar el comportamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor controlado a través de diferentes estrategias de control. Para lo cual se deberá:
 - Seleccionar y dimensionar los componentes del sistema de refrigeración: evaporador, condensador y dispositivo de expansión a partir de un compresor Masterflux CASCADE17-0342Y3.²

² Ver anexo E. Ficha técnica del compresor Tecumseh Masterflux Cascade

- Realizar el montaje y puesta a punto del sistema de refrigeración.
 - Desarrollar un mecanismo que simule la carga térmica que se impone al sistema.
- Desarrollar una interfaz gráfica para el monitoreo y visualización en tiempo real a través de la plataforma LabVIEW de las siguientes variables del sistema:
 - Temperatura de succión.
 - Temperatura de descarga.
 - Temperatura de subenfriamiento.
 - Temperaturas de entrada y salida del agua al evaporador.
 - Potencia consumida por el compresor.

Además, mostrar el valor de las temperaturas de evaporación y condensación correspondientes a las presiones mostradas por los manómetros analógicos instalados en el sistema e ingresadas a la interfaz por el usuario.

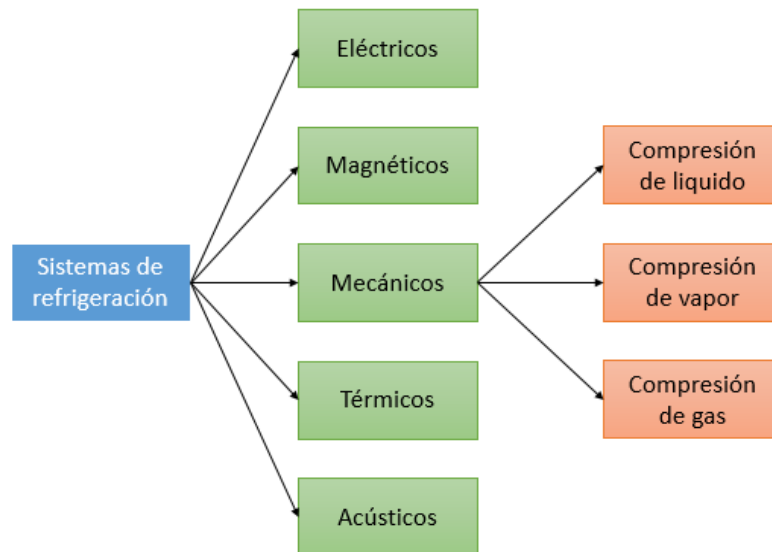
- Realizar un análisis comparativo del consumo energético del sistema para un mismo patrón de perturbaciones en la carga operando bajo un sistema de control ON-OFF, PID y Fuzzy.
- Elaborar una guía práctica para el curso de refrigeración y aire acondicionado que incluya el procedimiento para operar el banco y una metodología de cálculos que promueva el análisis de un sistema de refrigeración por compresión de vapor desde una perspectiva teórica, práctica y económica.

2. GENERALIDADES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

2.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un sistema de refrigeración consiste en una maquina térmica capaz de sustraer calor de una zona de baja temperatura y enviarlo a una zona de alta temperatura, proceso en el cual siempre es necesario un gasto de energía. Existen diversos sistemas, es decir, conjuntos de elementos que interactúan entre sí para cumplir con este propósito utilizando diferentes tipos de energía (mecánica, eléctrica, magnética, térmica, acústica, etc.). Sin embargo, el sistema más utilizado actualmente es el mecánico puesto que hasta el momento, ha demostrado un mejor desempeño.

Figura 3. Clasificación de sistemas de refrigeración



Los sistemas de refrigeración mecánicos aprovechan las propiedades termodinámicas de fluidos especiales, conocidos como refrigerantes, que se ven

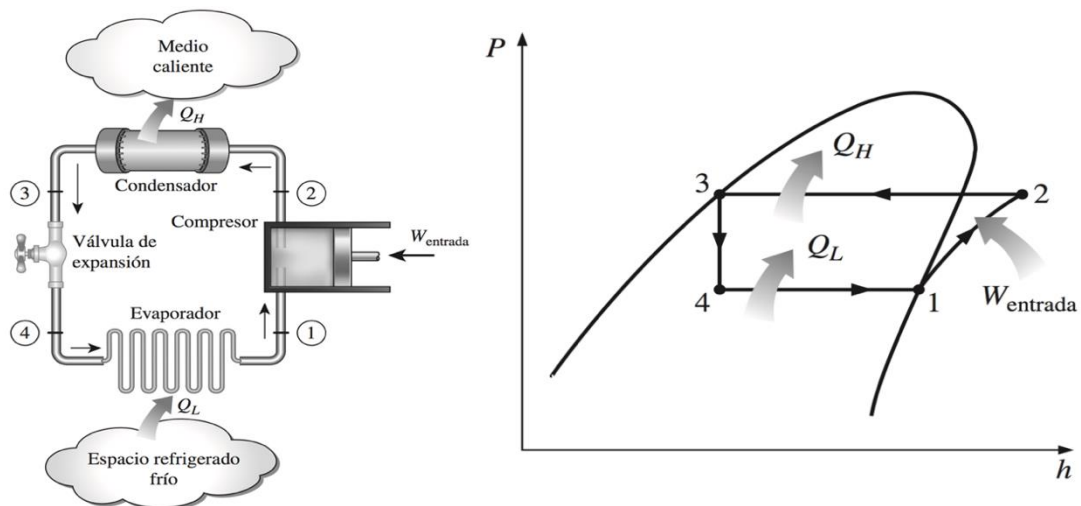
sometidos a procesos de cambio de estado y que en conjunto con el sistema permiten retirar calor de una zona de baja temperatura y transportarlo a una de alta.

La principal característica de un refrigerante es que posee una temperatura de evaporación baja (comúnmente menor a 40°C) en ambientes a presión atmosférica, lo cual permite que el sistema no tenga que trabajar al vacío para lograr la evaporación, evitando los inconvenientes operacionales que esto conlleva.

Existen a su vez distintos tipos de sistema mecánicos, que se diferencian según el estado en que se encuentra el fluido que se comprime. De este modo, se tienen sistemas de compresión de líquido, vapor o gas. Entre estos, el más utilizado es el sistema de refrigeración por compresión de vapor, debido a que representa un menor costo de instalación y posee mayores ventajas operacionales.

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor está compuesto por cuatro elementos principales: un compresor, un evaporador, un condensador y un dispositivo de expansión tal como se detalla en la figura 4, a través de estos fluye el refrigerante que cambia de estado durante su recorrido.

Figura 4. Sistema de refrigeración por compresión de vapor



Fuente: Çengel, Y. y Boles, M. *Termodinámica*. 7 ed. McGraw-Hill, 2012.

Los procesos ocurridos en el ciclo termodinámico resultado de la interacción de los componentes del sistema se describen a continuación:

- Proceso 1-2: En el estado 1 el refrigerante es idealmente^(*) vapor saturado e ingresa al compresor donde recibe energía mecánica (W_{entrada}) para que se sobrecaliente y se comprima hasta la presión de condensación.
- Proceso 2-3: En el condensador, el refrigerante entra como vapor sobrecalentado y se ve sometido a un enfriamiento a presión constante, cediendo el calor a la temperatura de alta Q_H , hasta que se condensa para que a la salida se encuentre como líquido saturado.
- Proceso 3-4: En el dispositivo de expansión, el refrigerante entra como líquido saturado o ligeramente subenfriado y sufre una expansión súbita que lo enfría y lo lleva a ser una mezcla saturada de calidad baja (aproximadamente 20%).
- Proceso 4-1: A una presión baja, el refrigerante entra al evaporador como mezcla saturada de baja calidad y se calienta hasta alcanzar el estado de vapor saturado retirando el calor a la temperatura de baja Q_L .

Uno de los indicadores de eficiencia que se utilizan en el área de refrigeración es el denominado coeficiente de desempeño (COP por sus siglas en inglés) el cual se define como:

$$COP = \frac{\text{Capacidad de refrigeración}}{\text{Potencia consumida}} = \frac{CAP}{\dot{W}_c}$$

Donde CAP representa el flujo de calor retirado en el medio refrigerado y \dot{W}_c el trabajo realizado por el compresor por unidad de tiempo. Generalmente, el COP

^(*) Por razones operacionales, el refrigerante debe estar en estado de vapor sobrecalentado para que el compresor no sufra golpe de líquido.

toma valores superiores a la unidad y el valor máximo para una aplicación con temperaturas de alta y de baja dadas está dado por el COP de Carnot.

2.2 VARIACIÓN DE LA CAPACIDAD EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

La capacidad de refrigeración (CAP) representa la cantidad de calor por unidad de tiempo que retira el sistema de la fuente de baja temperatura o medio refrigerado bajo unas condiciones dadas, es decir, el calor transferido al evaporador. La capacidad de refrigeración, en términos de las variables del refrigerante puede ser calculada utilizando la siguiente expresión:

$$CAP = \dot{m}_r * (h_1 - h_4)$$

Donde \dot{m}_r representa el flujo másico del refrigerante en el sistema, h_4 la entalpia de la mezcla saturada a la entrada del evaporador y h_1 la entalpia del vapor a la salida del evaporador. Para tener una mayor perspectiva de los parámetros que influyen en la capacidad de un sistema, la anterior expresión puede ser extendida en términos de las variables de las cuales depende el flujo de refrigerante \dot{m}_r de la siguiente manera:

$$CAP = \dot{m}_r * (h_1 - h_4) = \rho_v * \left(\frac{\pi D^2}{4} * L * N_{cil} * RPM \right) * \varepsilon_v * (h_1 - h_4)$$

Donde ρ_v representa la densidad del vapor, D el diámetro del pistón del compresor, L el desplazamiento del cilindro, N_{cil} el número de cilindros del compresor, RPM la velocidad de giro del compresor, ε_v la eficiencia volumétrica del compresor y $(h_1 - h_4)$ el cambio de entalpia en el evaporador.

Con base en la ecuación anterior se puede concluir que la capacidad depende de dos tipos de parámetros: unos físicos, ligados al compresor (D, L, N_{cil} , RPM) y otros termodinámicos, determinados por las propiedades del refrigerante (ρ_v , $(h_2 - h_1)$, ε_v).

Cuando el calor proveniente de la fuente de baja temperatura es menor a la carga máxima para la cual está diseñado el sistema, y mientras el compresor se encuentre operando a una velocidad constante, la presión en el evaporador disminuirá de manera que el volumen específico del refrigerante aumente para que el compresor siga desplazando el mismo volumen de refrigerante. Esto da como resultado una disminución de la temperatura de evaporación cuyo efecto, como se muestra a continuación, reduce la capacidad del sistema por cuenta de la disminución del efecto refrigerante ($h_1 - h_4$) y la densidad y hace que el COP disminuya afectando la eficiencia energética del sistema.

Figura 5. Capacidad vs. Temperatura de evaporación

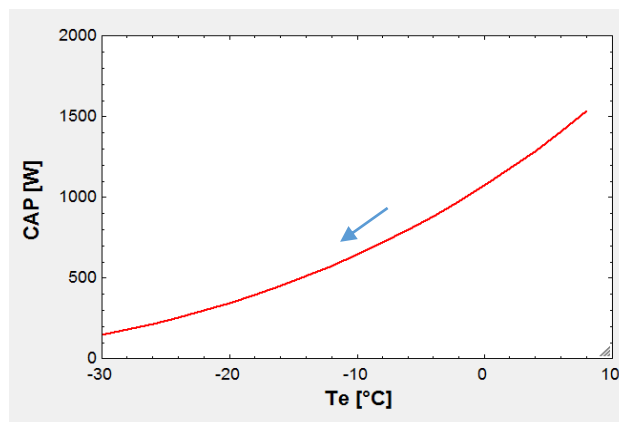
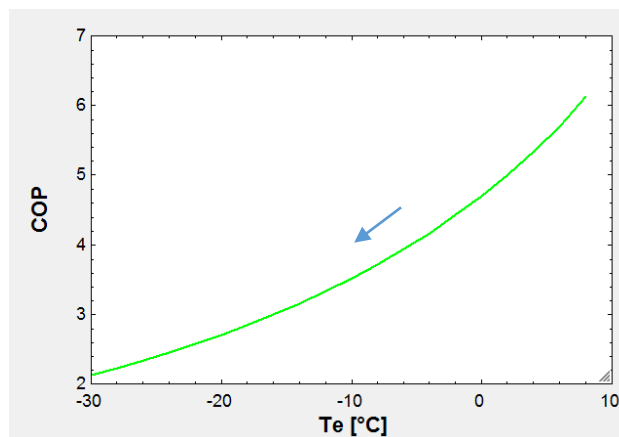


Figura 6. COP vs Temperatura de evaporación



Además de la afectación en la eficiencia del sistema, la disminución de la temperatura de evaporación puede producir dos efectos negativos en el sistema y por tanto debe ser controlada: disminuir la temperatura del recinto o elemento a refrigerar hasta valores indeseados para la aplicación, o llegar a valores tan bajos que pueden incentivar la presencia de gotas de condensado en el vapor que entra al compresor presentándose golpes de líquido dentro de este.

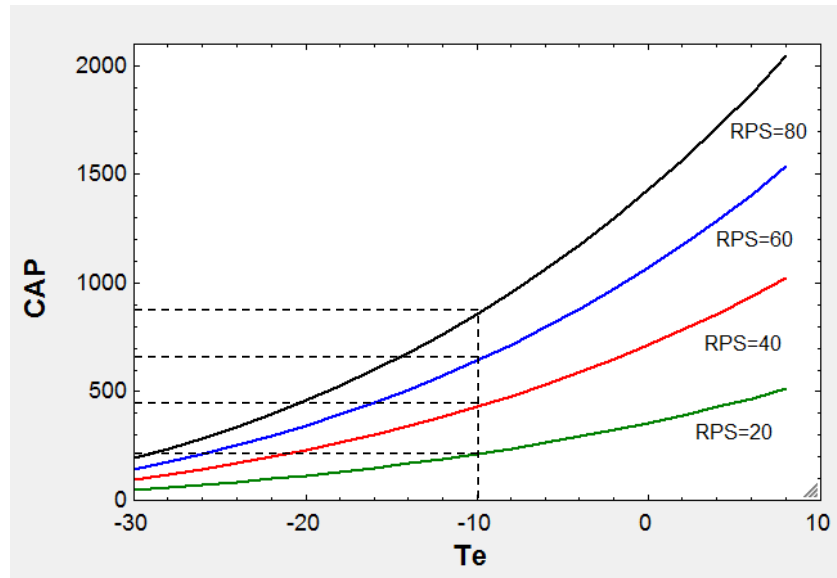
Por lo anterior, se han planteado soluciones con el fin de controlar la temperatura de evaporación y mantener la eficiencia global del sistema. La primera consiste en apagar el compresor para que el sistema se caliente de nuevo y cuando llegue a un valor de temperatura límite volver a encenderlo (Control ON-OFF). La segunda, se basa en regular el flujo del refrigerante por cuenta de la variación de la velocidad de rotación del compresor.

La variación de la velocidad de rotación de un compresor se realiza de manera diferente según las características del mismo (monofásico, trifásico, de corriente directa, de cilindros múltiples, etc.)

En el banco experimental desarrollado en este proyecto se utilizó un compresor de corriente directa puesto que ofrece un control más sencillo y económico, en comparación con los de corriente alterna que requieren de un variador de frecuencia o la conexión y desconexión de algunos de los polos que lo conforman. El compresor en cuestión puede ser sencillamente regulado mediante una señal analógica que se alimenta a través de los puertos del controlador.

La variación de la capacidad como función de la temperatura de evaporación para diferentes velocidades de un compresor con un diámetro y una cilindrada establecida se puede apreciar en la siguiente gráfica.

Figura 7. CAP vs. T de evaporación variando las RPS del compresor



Como se puede observar, controlando la velocidad del compresor es posible disminuir o aumentar la capacidad del sistema de refrigeración. Por su parte, el COP se mantiene constante puesto que el trabajo de compresión disminuye en la misma proporción que la capacidad del sistema. Esto se puede ver más claramente al comparar la ecuación de la capacidad con la siguiente ecuación:

$$W_c = \dot{m}_r * (h_3 - h_2) = \rho_v * \left(\frac{\pi D^2}{4} * L * RPM \right) * \varepsilon_v * (h_3 - h_2)$$

Es de resaltar que el único parámetro que varía en estas ecuaciones si se mantiene constante la temperatura de evaporación del sistema son las RPM. De manera que, efectivamente el COP se mantiene constante mientras el sistema disminuye su capacidad, puesto que este relaciona la capacidad con la potencia consumida por el compresor.

La reducción de la velocidad de rotación hasta valores muy bajos puede llegar a afectar el funcionamiento de los compresores de pistón, debido a que se presentan problemas en su lubricación. Considerando que los compresores recíprocos

usualmente son lubricados por salpicadura en la cámara de expansión-compresión, velocidades muy bajas de operación pueden no generar el suficiente arrastre de lubricante dando como resultado que los pistones o el cilindro del compresor se rayen o peor aún, se fundan. Por esta razón, los fabricantes establecen un valor mínimo de RPM para cada compresor de velocidad variable.

3. DISEÑO DEL BANCO EXPERIMENTAL

3.1 REQUERIMIENTOS Y ESPECIFICACIONES

La construcción del banco experimental para el análisis de un sistema de refrigeración operando bajo estrategias de control continuas y discontinuas se justifica dada la necesidad de que los estudiantes del curso de refrigeración y aire acondicionado puedan tener un acercamiento práctico al funcionamiento de un sistema real. Partiendo de que el sistema es desarrollado para fines académicos, es necesario que represente distintos escenarios de control que incentiven al análisis, la comparación y la investigación, además de ofrecer datos con buena exactitud para tener mejores fundamentos y criterios.

Por otro lado, el sistema debe ser intuitivo y fácil de operar, de manera que los resultados y el estado de operación del mismo sea visualizado claramente y en tiempo real. Los componentes del sistema deben permitir ser identificados con facilidad de tal forma que los estudiantes puedan comprender lo que está ocurriendo y dónde está ocurriendo.

En busca de practicidad y considerando las limitaciones de espacio, es necesario que el sistema sea modular y de tamaño pequeño; su mantenimiento debe ser el más sencillo posible y debe contar con una alta durabilidad. La estética también resulta importante en busca de que el sistema sea agradable para el usuario final. Con base en lo anterior, en la tabla 1, se presenta un resumen de los requerimientos y especificaciones del sistema.

Tabla 1. Requerimientos y especificaciones del sistema

REQUERIMIENTOS	ESPECIFICACIONES
<ul style="list-style-type: none">• Visualización de componentes.• Intuitivo y de fácil operación.• Mantenimiento sencillo y fácil reparación.	<ul style="list-style-type: none">• Carga térmica impuesta al sistema por un subsistema de agua.• Software de visualización de la operación del sistema.

<ul style="list-style-type: none"> • Estético y durable. • Buena exactitud. • Modular y compacto. • Ofrecer distintos escenarios de control. 	<ul style="list-style-type: none"> • Existencia de un elemento que simule perturbaciones de la carga térmica. • Sistema de control que regule la velocidad de rotación del compresor según el valor de la temperatura de referencia. • Dimensiones del banco que no superen un área de un metro cuadrado.
--	--

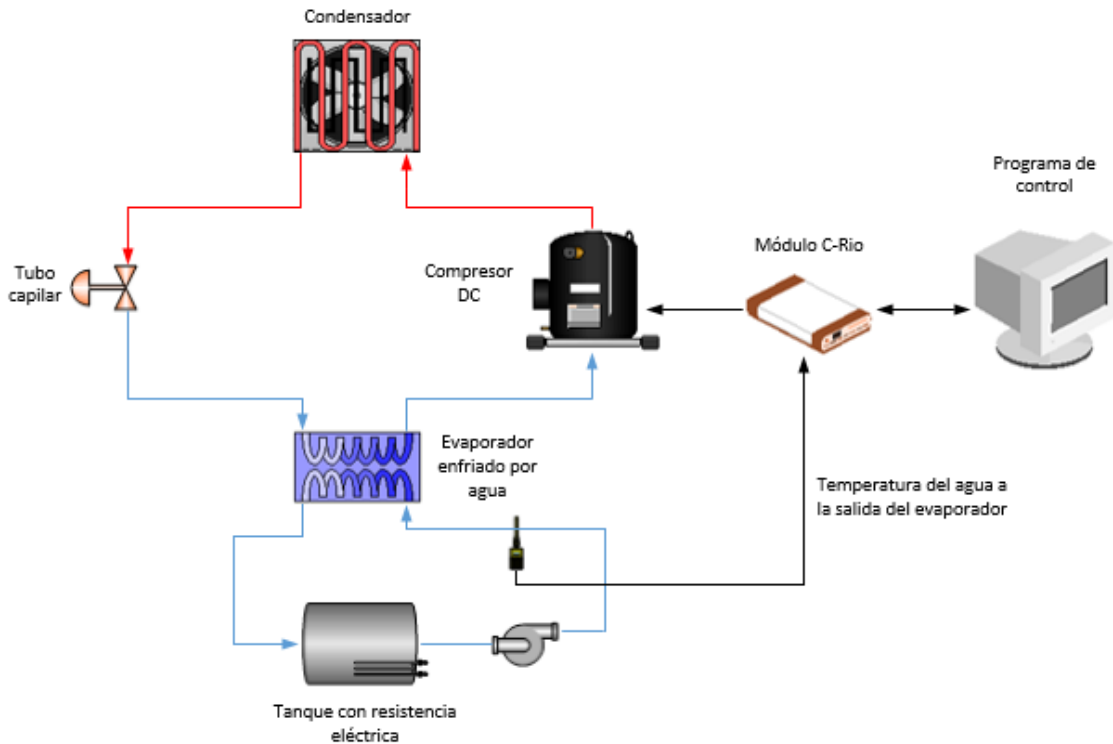
3.2 DISEÑO CONCEPTUAL

El banco está compuesto por un sistema de refrigeración en el cual el evaporador enfría agua (tipo chiller) en lugar de aire, con el fin de facilitar la medición tanto del flujo másico como de la temperatura y evitar los errores que se inducen por los perfiles de velocidad del aire cuando es impulsado por un ventilador. Así, la carga térmica es simulada a través del calentamiento por resistencia eléctrica de la masa de agua que fluye desde un tanque hacia el evaporador por acción de una bomba.

El control de la capacidad del sistema es realizado a través de la variación de la velocidad de rotación del compresor según la señal que envía un módulo de salidas analógicas, el cual establece la comunicación con un computador donde se encuentran programadas las diferentes estrategias de control (ON-OFF, PID, Fuzzy) y permite visualizar en tiempo real las principales variables del sistema: la temperatura de succión, temperatura de descarga, temperatura de subenfriamiento, temperaturas de entrada y salida del agua al evaporador, y la potencia consumida por el compresor. Además, permite conocer el valor de las temperaturas de evaporación y condensación ingresando las presiones mostradas por los manómetros analógicos de baja y de alta instalados.

La carga impuesta al evaporador se realiza por el ambiente que cede calor al agua y las tres resistencias eléctricas que se encienden y se apagan según el patrón de perturbaciones que se está analizando. A continuación, se presenta un esquema preliminar de los componentes del banco.

Figura 8. Esquema del banco experimental

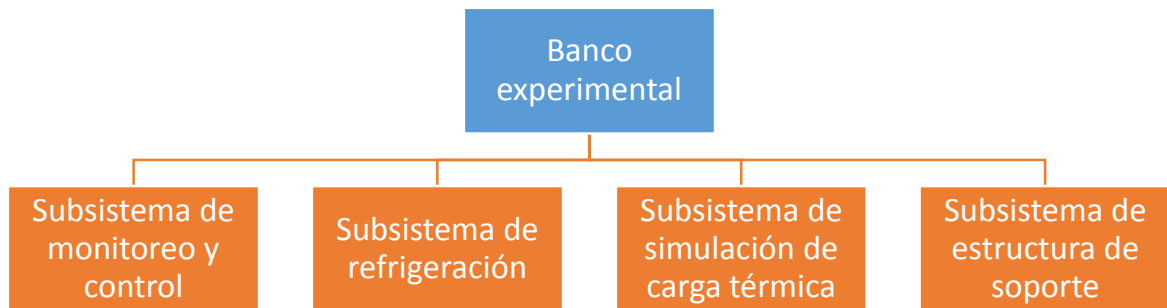


Como se puede observar en el esquema, la variable de control es la temperatura del agua a la salida del evaporador puesto que es un índice directo de la carga térmica del sistema. El valor de la temperatura es, por tanto, la referencia del controlador para regular las revoluciones del compresor.

El software seleccionado, debido a su robustez, facilidad tanto en la programación como en el diseño de la interfaz con el usuario, compatibilidad en la comunicación con el chasis compactRIO y sus respectivos módulos es LabVIEW, un programa de ingeniería desarrollado por National Instruments para sistemas que requieren monitoreo, control, pruebas y medidas, con acceso rápido al hardware y a la información.

Los subsistemas que conforman el banco experimental se listan a continuación y se describirán especificando cada uno de sus componentes en las secciones siguientes.

Figura 9. Subsistemas del banco experimental



- **Subsistema de refrigeración:** Está conformado por una serie de elementos que funcionando en conjunto permiten retirar calor de una fuente. El fluido caloportador del sistema es refrigerante R-134a y se compone de un compresor de corriente continua, un condensador de tubos aleteados enfriado por aire (fan coil), un dispositivo de expansión que para este caso será un tubo capilar, y un evaporador de tubos concéntricos que enfría agua.
- **Subsistema de monitoreo y control:** Este subsistema se compone de toda la instrumentación necesaria para monitorear la temperatura de succión, temperatura de descarga, la temperatura de subenfriamiento, la temperatura del agua a la entrada y salida del evaporador, además de la potencia que consume el compresor. Las temperaturas son medidas a través de termopares que envían una señal dada por una diferencia de potencial a un módulo de la serie C instalado sobre un chasis compactRIO que se conecta a un computador.

Las estrategias de control se encuentran programadas en la interfaz de LabVIEW y, a través de un módulo de salidas analógicas instalado en el chasis compactRIO, envía señales entre 0 y 5V al controlador del compresor para variar su velocidad.

- **Subsistema de simulación de carga térmica:** Está compuesto por una bomba centrífuga que impulsa el agua a través de una tubería, pasando por el evaporador hasta un tanque en donde se encuentran sumergidas resistencias eléctricas que calientan el agua, simulando la carga térmica a retirar por el sistema de refrigeración.
- **Subsistema estructura de soporte:** Todo el banco se encuentra construido sobre una estructura metálica que descansa sobre ruedas para su fácil movimiento. Esta estructura sirve como soporte para las tuberías, el compresor, los intercambiadores y demás componentes del banco.

3.3 DISEÑO EN DETALLE Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

A continuación, se presenta el proceso de diseño y los criterios de selección de los componentes que conforman cada uno de los subsistemas del banco experimental.

3.3.1 Subsistema de refrigeración En la mayoría de aplicaciones, el diseño de un sistema de refrigeración inicia con el cálculo de la carga térmica a retirar del espacio a refrigerar o el proceso que se está llevando a cabo. Una vez calculada dicha carga, se procede a seleccionar el compresor y los demás componentes del sistema.

Sin embargo, en el caso del presente proyecto, el cual tiene un enfoque académico, es importante que el subsistema de refrigeración pueda ser controlado con facilidad con el fin de lograr la comprensión de los conceptos y las consideraciones prácticas realizadas en el control de sistemas de refrigeración. Por tanto, este proceso de diseño térmico toma como punto de partida la selección del compresor a utilizar, ya

que sus características determinan la facilidad con que el sistema se puede controlar, y luego se realiza un cálculo de la carga térmica que es capaz de retirar en el evaporador para ciertas condiciones.

Con base en lo anterior, se dimensiona el tamaño del evaporador y, finalmente, se escoge el dispositivo de expansión que permita obtener una caída de presión adecuada para las condiciones deseadas, y un condensador que extraiga la cantidad de calor equivalente a la capacidad del evaporador y la potencia consumida por el compresor.

3.3.1.1 Refrigerante La función del refrigerante en un sistema de refrigeración es servir como fluido caloportador, es decir, transportar el calor desde la fuente de baja temperatura a la fuente de alta temperatura. Para cumplir esta función, el refrigerante debe cumplir con las siguientes características:

- a) Tener una temperatura de evaporación inferior a la temperatura del recinto refrigerado en un ambiente a presión atmosférica, esto asegura que el sistema no tenga que funcionar con presiones de vacío.
- b) La temperatura de condensación correspondiente a la presión de saturación en el condensador debe ser inferior a la presión crítica. Del mismo modo, la temperatura de condensación debe ser inferior a la temperatura crítica.
- c) El volumen específico del refrigerante en estado de vapor debe ser el menor posible de tal manera que los componentes del sistema no sean de gran tamaño.
- d) La lubricación de las piezas del compresor es de suma importancia y es usual que, en algunos compresores, parte del lubricante sea arrastrado por el refrigerante cuando es impulsado, por tanto, debe existir cierta compatibilidad entre el lubricante y el aceite para que el sistema funcione adecuadamente.

e) Debido a la posibilidad de que se presenten fugas en el sistema, el refrigerante debe ser no tóxico y no inflamable, además, debe tener el menor impacto ambiental posible.

Tomando en cuenta las anteriores consideraciones se seleccionó para el sistema de refrigeración el refrigerante R-134a. Este es un refrigerante hidrofluorocarbonado (HFC) el cual tiene un potencial de daño a la capa de ozono nulo ($ODP=0$), un potencial de calentamiento atmosférico ($GWP=1430$) y su clasificación de seguridad es A1 (baja toxicidad y no inflamable).

Para las temperaturas de evaporación y de condensación correspondientes a la aplicación concerniente en este proyecto ($T_e=2^\circ\text{C}$; $T_c=45^\circ\text{C}$), fueron calculadas las presiones de saturación a través del software EES (Engineer Equation Solver) y se comparan con la presión y temperatura críticas.

Tabla 2. Propiedades del refrigerante R134a

Presión de saturación ($T=2^\circ\text{C}$)	314,8 kPa
Presión de saturación ($T=45^\circ\text{C}$)	1161 kPa
Presión crítica	4059 kPa
Temperatura crítica	101 $^\circ\text{C}$

Como se puede observar, la presión de saturación correspondiente a la temperatura de evaporación es superior a la presión atmosférica lo que asegura que el sistema no trabajará en condiciones de vacío. Por otra parte, la temperatura de condensación es inferior a la crítica asegurando la condensación del refrigerante en su paso por el condensador. Cabe resaltar que este refrigerante es completamente compatible con el compresor seleccionado como se podrá observar en la siguiente sección y es compatible con el tipo de aceite que este utiliza para su lubricación.

3.3.1.2 Compresor La función del compresor en un sistema de refrigeración es elevar la presión del refrigerante vaporizado frío y a baja presión que sale del evaporador para enviarlo al condensador en estado de vapor sobrecalentado a alta presión. En ese sentido, "constituye uno de los puntos de división entre el lado de alta y baja presión en un sistema de refrigeración"³.

Para seleccionar el compresor que mejor cumpliera con las necesidades de este proyecto se tuvieron en cuenta los siguientes criterios:

- a) El compresor debe ser diseñado para que funcione con velocidad variable de manera que sea posible ejercer control sobre las revoluciones de giro.
- b) Debido a las limitaciones de la red eléctrica con que cuenta la universidad, debe ser monofásico o de corriente directa.
- c) Debe ser de tipo reciprocante.
- d) Debe tener una baja potencia de consumo para que los demás elementos del sistema tengan un tamaño adecuado para el banco diseñado.

Es importante aclarar por qué el compresor se selecciona acorde a una capacidad de refrigeración si allí no es donde ocurre el intercambio de calor. "El hecho de que un compresor posea una determinada capacidad de refrigeración significa que es capaz de comprimir un flujo de refrigerante desde la presión de succión hasta su presión de descarga que permite el intercambio de calor requerido en el evaporador."⁴

En la investigación realizada se encontraron numerosos modelos de compresores de velocidad variable. Sin embargo, la gran mayoría de ellos funcionan con corriente

³ QUADRI, Néstor. Sistemas de aire acondicionado (1a edición). Buenos Aires: Librería y editorial Alsina, 2001.

⁴ STOECKER, Wilbert. Industrial refrigeration handbook. New York: McGraw-Hill. 1995, p. 101. ISBN 0-07-061623-X

trifásica y requieren de un variador de velocidad o un controlador desarrollado por el mismo fabricante para poder responder a cargas térmicas variables.

Por otra parte, entre los compresores monofásicos, es menos frecuente encontrar uno que permita variar la capacidad a partir de la variación de sus revoluciones. Los compresores encontrados que cumplían con esta función requerían de un controlador que debía ser programado utilizando un software desarrollado por el fabricante el cual elevaría el costo del proyecto para poder ser adquirido.

Como resultado se prosiguió a explorar la posibilidad de utilizar un compresor de corriente directa, el cual tiene múltiples aplicaciones incluyendo refrigeradores instalados en automóviles y barcos, refrigeradores que operan con energía solar y otras aplicaciones como equipos de refrigeración pequeños y portátiles, alimentados por baterías.

Figura 10. Compresor Masterflux CASCADE17-0342Y3



Fuente: MASTERFLUX. Masterflux products: Cascade compressor. [En línea] (Recuperado en octubre 16 de 2017) Disponible en: <http://www.masterflux.com/products/cascade/>

El compresor seleccionado es un Masterflux modelo CASCADE17-0342Y3, fabricado por Tecumseh, de velocidad variable, que posee un controlador de 24V

cuya referencia es 030F0152, el cual se detallará a continuación, y está especificado para trabajar con refrigerante R-134a. Algunas de sus características se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3. Datos técnicos del compresor CASCADE

Aplicación	LBP/MBP/HBP
Refrigerante	R134a
Rango de temperatura de evaporación	-40°F a 59°F (-40°C a 15°C)
Rango de temperatura de condensación	80°F a 150°F (26.7°C a 65.6°C)
Desplazamiento	5.60 cm ³ (0.342 in ²)
Tipo de aceite	POE (Polyolester) 32cSt
Cantidad de aceite	270 ml

Fuente: Masterflux. CASCADE17-0342Y3 datasheet [En línea] (Recuperado en octubre 16 de 2017). Disponible en: http://www.masterflux.com/userimages/CASCADE17-0342Y3_DATA_SHEET.pdf

Los compresores son caracterizados según su capacidad frigorífica a una temperatura de evaporación dada y según su consumo energético. La capacidad de un compresor se refiere a la cantidad de calor que este es capaz de extraer cuando se encuentra conectado a un evaporador. El consumo energético corresponde a la potencia consumida en un periodo de tiempo.

La aplicación en la cual se utiliza este compresor puede ser clasificada como HBP (High back pressure) por tratarse de temperaturas por encima de -5°C.

Las capacidades del compresor reportadas por el fabricante para aplicaciones HBP se presentan a continuación, así como la potencia y la corriente que consume para cada temperatura de evaporación.

Figura 11. Características operativas del compresor según catálogo

Cooling Capacity (24V) - ARI HBP													BTU/hr (Watt)	
RPM	Evaporator Temperature													
	20°F	(-7°C)	30°F	(-1°C)	35°F	(2°C)	40°F	(4°C)	45°F	(7°C)	50°F	(10°C)	55°F	(13°C)
1800	663	(194)	766	(224)	861	(252)	970	(284)	1085	(318)	1193	(349)	1284	(376)
2400	879	(257)	1056	(309)	1191	(349)	1343	(393)	1501	(440)	1656	(485)	1796	(526)
3000	1033	(302)	1282	(375)	1456	(426)	1649	(483)	1851	(542)	2052	(601)	2239	(656)
3600	1170	(343)	1489	(436)	1702	(498)	1935	(567)	2180	(638)	2425	(710)	2659	(779)
4200	1337	(391)	1723	(505)	1973	(578)	2246	(658)	2532	(741)	2820	(826)	3100	(908)

Power Consumption (24V) - ARI HBP								Watt		Current (24V) - ARI HBP							Amp
RPM	Evaporator Temperature							Evaporator Temperature									
	20°F	30°F	35°F	40°F	45°F	50°F	55°F	20°F	30°F	35°F	40°F	45°F	50°F	55°F			
1800	104	124	134	142	150	158	165	4.33	5.18	5.57	5.93	6.26	6.57	6.86			
2400	126	149	159	169	178	187	195	5.26	6.19	6.62	7.02	7.41	7.78	8.13			
3000	172	196	207	218	229	239	249	7.17	8.17	8.64	9.09	9.53	9.96	10.37			
3600	214	240	252	264	276	288	299	8.93	10.00	10.52	11.02	11.51	11.99	12.46			
4200	226	254	267	280	293	306	319	9.43	10.57	11.13	11.68	12.22	12.76	13.29			

Fuente: Masterflux. CASCADE17-0342Y3 datasheet [En línea] (Recuperado en octubre 16 de 2017). Disponible en: http://www.masterflux.com/userimages/CASCADE17-0342Y3_DATA_SHEET.pdf

Como se puede observar, la capacidad cumple con el criterio de diseño planteado anteriormente. Dicha capacidad será utilizada como referencia para dimensionar los demás componentes del sistema de refrigeración.

3.3.1.3 Evaporador Un evaporador es un intercambiador de calor en el cual uno de los fluidos cambia de estado líquido a gaseoso por el aporte de energía que le cede un fluido que se encuentra a mayor temperatura. El evaporador se ubica después del tubo capilar donde se produce el enfriamiento del refrigerante líquido debido a su expansión.

Una vez el refrigerante pasa por el tubo capilar se expande e ingresa al evaporador, recibe calor proveniente del medio refrigerado que lo vaporiza y sobrecalienta para su posterior ingreso al compresor. Este hecho es importante puesto que, si el refrigerante evaporado no se sobrecalienta, existe la posibilidad de que se presente golpe de líquido en el compresor. Los evaporadores en un sistema de refrigeración pueden enfriar agua (chillers), como es el caso del sistema de este proyecto, o aire (serpentes aleteados) para sistemas de aire acondicionado.

El evaporador debe tener un tamaño tal que permita retirar una cantidad de calor equivalente a la carga impuesta por el subsistema de carga térmica. Teniendo en cuenta lo anterior, el calor transferido por unidad de tiempo a través de un evaporador depende principalmente de tres factores:

- a) La diferencia de temperatura entre el refrigerante y el fluido refrigerado.
- b) El área superficial de transferencia de calor.
- c) El coeficiente global de transferencia de calor.

Y puede ser representado a través de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_e = U_e * A_{se} * (T_w - T_e)$$

Donde:

\dot{Q}_e rata de calor trasferida en el evaporador (Watts)

U_e coeficiente global de transferencia de calor del evaporador (W / m² K)

A_{se} área superficial de intercambio de calor (m²)

T_w temperatura del medio refrigerado (para el caso agua) (°C)

T_e temperatura de evaporación del refrigerante (°C)

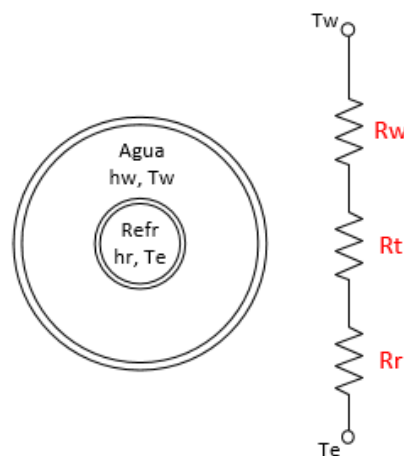
El diseño del evaporador se reduce a encontrar el área necesaria para transferir el flujo de calor deseado dadas las temperaturas de evaporación y de entrada y salida del medio refrigerado considerando un tipo de intercambiador establecido. Dado que el calor intercambiado es bajo se optó por utilizar un intercambiador de tubos concéntricos o de tubo doble, puesto que es el que presenta mayor eficiencia y menor complejidad en su construcción.

Como se describió en la sección anterior, el medio refrigerado es agua. De manera que por el ánulo del intercambiador fluye agua y por el tubo principal o interior circula el refrigerante.

Para calcular el área del intercambiador de calor es necesario conocer el coeficiente global de transferencia de calor que caracteriza al intercambiador para unos flujos másicos establecidos; para ello se desarrolló una interfaz utilizando el software MATLAB, que facilita el cálculo de este coeficiente ingresando los parámetros necesarios.

El diagrama de resistencias térmicas en un intercambiador de tubos concéntricos para calcular el coeficiente de transferencia de calor global puede ser observado en la siguiente figura.

Figura 12. Resistencias térmicas de un evaporador de tubos concéntricos



El coeficiente global se representa por el inverso de la sumatoria de las resistencias térmicas y puede ser calculado a través de la siguiente ecuación:

$$U_e A_i = \frac{1}{R_w + R_t + R_r} = \frac{1}{\frac{1}{h_w A_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi K L} + \frac{1}{h_r A_i}}$$

Donde:

h_w es el coeficiente de transferencia de calor del agua

A_i es el área interior del tubo

r_2, r_1 el radio interior y exterior del tubo

K conductividad del material del tubo

h_r coeficiente de transferencia de calor por convección del refrigerante

La cual puede ser simplificada de la siguiente manera dado que la resistencia térmica que ofrece el cobre, material del que está hecho la tubería, es muy baja.

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_r}}$$

Para llevar a cabo el dimensionamiento del intercambiador de calor, de manera general se siguieron los siguientes pasos (El código de MATLAB y la interfaz desarrollada se muestran en el Anexo A.)

- 1) Calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado agua. Para lo cual se debe:
 - a) Calcular el flujo másico de agua.
 - b) Calcular las propiedades del agua a una temperatura media.
 - c) Calcular el número de Reynolds.
 - d) Calcular el número de Nusselt para el patrón de flujo correspondiente (Turbulento o laminar).
 - e) Calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua.

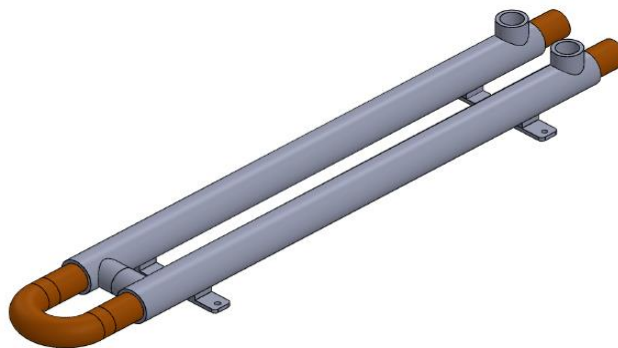
- 2) Calcular la longitud del intercambiador. Para lo cual se debe:
 - a) Debido a que el coeficiente de transferencia de calor por convección del refrigerante no es el mismo a lo largo del evaporador porque se encuentra sometido a ebullición forzada, es necesario analizar el intercambiador por secciones, calculando para cada una el coeficiente correspondiente y una longitud. Considerando que el factor primordial del cual depende el coeficiente de transferencia de calor es la calidad, se calculó el diferencial de

calor dQ necesario para elevar la calidad del refrigerante 0,05 y así, para transferir todo el calor el intercambiador debe ser analizado en 14 secciones.

- b) Calcular el número de Reynolds del refrigerante.
- c) Puesto que el coeficiente de transferencia de calor convectivo del refrigerante depende del área de transferencia, y, por tanto, de la longitud del intercambiador, es posible calcular, a través de iteraciones, el diferencial de longitud que permitirá transferir el calor dQ de cada sección y así obtener también el coeficiente de transferencia de calor.
- d) Sumar los diferenciales de longitud calculados a lo largo del intercambiador para obtener su longitud total.

De esta manera se obtuvo que es necesario un intercambiador con una longitud de 0,8m si se construye con un tubo de $\frac{1}{2}$ de pulgada de diámetro cedula 40 y otro de $\frac{3}{4}$ de pulgada cédula 5. A continuación se presenta un esquema del intercambiador.

Figura 13. Vista isométrica del evaporador diseñado



Los diámetros fueron seleccionados con el fin de asegurar que el coeficiente global de transferencia de calor fuera el máximo posible y se optó por hacer un intercambiador seccionado en dos para reducir el espacio ocupado.

Para la construcción se utilizó tubos de cobre unidos con soldadura de plata al 40% y se verificó con la norma TEMA⁵ que los tubos de los calibres seleccionados pudieran resistir los esfuerzos generados al ser soportados en voladizo.

3.3.1.4 Condensador “El condensador es el elemento dentro del circuito de refrigeración que permite expulsar el calor que ingresa al sistema, tanto a través del evaporador debido a la carga térmica, como del compresor debido al trabajo que realiza.”⁶ Como su nombre lo indica, el condensador efectúa un cambio de fase de vapor a líquido en el refrigerante de la siguiente manera:

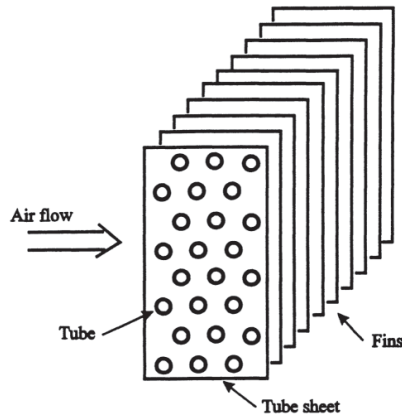
- a) El refrigerante ingresa al condensador como vapor sobrecalentado, de manera que disminuye su temperatura hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión del condensador.
- b) A esta temperatura, el refrigerante sufre un cambio de estado, pasando de vapor a líquido, sin cambio de temperatura.
- c) Finalmente, el refrigerante es subenfriado y sale del condensador. El subenfriamiento se realiza para evitar que el refrigerante se evapore nuevamente durante su paso por la tubería que conecta al condensador con el dispositivo de expansión.

Para el caso particular de este proyecto, se utilizó un condensador enfriado por aire que utiliza un ventilador para impulsar el aire exterior a través de un serpentín de tubería aleteado, a través del cual circula el refrigerante internamente. La disposición del condensador utilizado se puede ilustrar de manera simplificada en la siguiente figura:

⁵ Tubular Exchangers Manufacturers Association. Standards of the tubular exchanger manufacturers association, 9th edition. Section 5. Table RCB 4.52

⁶ Quadri, N. Sistemas de Aire Acondicionado. Librería y editorial Alsina. 1 ed. 2001. P 89-91.

Figura 14. Configuración de un condensador enfriado por aire.



Fuente: STOECKER, Wilbert. Industrial refrigeration handbook. New York: McGraw-Hill. 1995, p. 15-57. ISBN 0-07-061623-X

El dimensionamiento de este elemento del sistema se realizó siguiendo el procedimiento descrito a continuación:

- 1) Sabiendo que el condensador debe disipar el calor del evaporador debido a la carga térmica más el calor del compresor debido al trabajo de compresión realizado se tiene que:

$$Q_{cond} = Q_{ev} + \dot{W}_c \quad (10)$$

- 2) Para hacer el cálculo anterior, se tuvo en cuenta la condición crítica, es decir, la situación de mayor carga térmica y mayor trabajo de compresión.

$$Q_{cond} = 580 + 280 = 860 [Watt] = 2930 [BTU/h]$$

- 3) Se debe seleccionar un condensador que tenga una capacidad igual o mayor al calor anteriormente indicado para el correcto funcionamiento del sistema y para evitar posibles daños posteriores.

Figura 15. Condensador instalado en el sistema



3.3.1.5 Dispositivo de expansión Los dispositivos de expansión dentro de un sistema de refrigeración permiten obtener una caída desde la presión del condensador (presión de alta) hasta la presión del evaporador (presión de baja), de manera que se disminuya la temperatura del refrigerante y permita extraer el calor del fluido a refrigerar. El refrigerante entra al dispositivo de expansión en estado líquido, sin embargo, la disminución de la presión genera un cambio de estado en el refrigerante, produciendo “gas flash”^(*), por lo que al evaporador entra una mezcla saturada líquido-vapor. El proceso de expansión de un gas comprimido es el principio fundamental de la refrigeración mecánica.

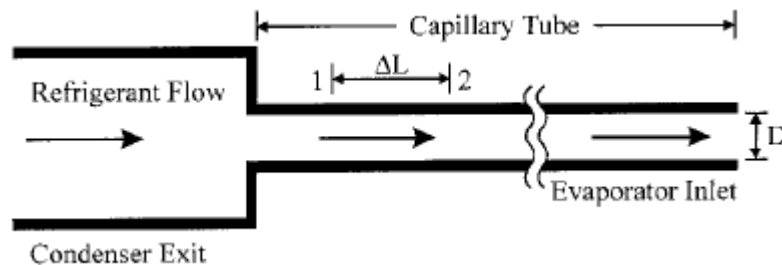
Para el caso de este proyecto se utilizará un tubo capilar como dispositivo de expansión, el cual consiste en una tubería de longitud adecuada y diámetro considerablemente más pequeño que la tubería utilizada en el resto del circuito que induce la caída de presión.

Para dimensionar el tubo capilar instalado en el sistema de refrigeración se desarrolló un programa de cálculo en MATLAB basado en el método analítico

^(*) Gas que se produce por la vaporización del refrigerante durante la expansión.

desarrollado por Stoecker y Jones⁷, en el cual se aplican las leyes fundamentales (Conservación de la masa, conservación de la energía y conservación del momento) a un diferencial del tubo capilar asumiendo que el refrigerante se encuentra en estado líquido saturado a la entrada del tubo.

Figura 16. Diferencial de longitud en el tubo capilar



Fuente: JUNG, Dongsoo, PARK, Chunkun y PARK, Byungjin. Capillary tube selection for HCFC22 alternatives. [Base de datos en línea]. Junio 7 de 1999. International Journal of Refrigeration 22 (1999) 604-614. (Recuperado en octubre 17 de 2017). Disponible en: www.elsevier.com/locate/ijrefrig

La ecuación de la conservación de la masa establece que:

$$\dot{m}_r = \frac{V_1 A}{v_1} = \frac{V_2 A}{v_2}$$

Que también se puede representar en forma de gasto másico de la siguiente manera:

$$G = \frac{\dot{m}_r}{A} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2}$$

⁷ STOECKER, Wilbert y JONES J.W.. Refrigeration and Air Conditioning. 2nd edition. New York: McGraw-Hill. 1982. p. 260-272.

La ecuación de conservación de la energía puede ser representada así, si las propiedades del refrigerante son calculadas como una mezcla bifásica.

$$1000h_{f2} + 1000(h_{g2} - h_{f2})x + \frac{[v_{f2} + (v_{g2} - v_{f2})x]^2}{2} G^2 = 1000h_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

Por su parte, la ecuación de conservación del momento es expresada como se muestra a continuación:

$$\left[(p_1 - p_2) - f \frac{\Delta L V}{D} G \right] A = \dot{m}_r (V_2 - V_1)$$

De manera general, el procedimiento que aplica el programa de cálculo desarrollado en MATLAB que se encuentra en el Anexo C sigue los siguientes pasos:

- 1) El flujo másico de refrigerante, así como la temperatura y la calidad en el punto 1 son conocidas, de manera que todas las propiedades del punto 1 pueden ser calculadas.
- 2) Se establece la caída de temperatura al final del diferencial de longitud (cuanto más pequeña sea, mejor exactitud tendrá el modelo).
- 3) Se calculan las propiedades del refrigerante en el punto 2.
- 4) Se utiliza la ecuación de conservación de la energía que no es más que una ecuación cuadrática para calcular la calidad de la mezcla en el punto 2.
- 5) Conocida la calidad del punto 2 se calcula la entalpía, volumen específico y velocidad del punto 2.
- 6) Se calcula el número de Reynolds y el factor de fricción para los puntos 1 y 2 y se calcula un factor de fricción promedio y una velocidad promedio.
- 7) Se substituyen todos los valores conocidos en la ecuación de conservación del momento y se calcula el diferencial de longitud.

- 8) El procedimiento se repite utilizando como valores de entrada la temperatura y la calidad de la mezcla en el punto 2 hasta lograr la temperatura de salida deseada.

Para estimar la masa de refrigerante que fluye a través del sistema se utilizó la siguiente expresión que sirve como modelo del compresor.

$$\dot{m}_r = \rho_v V_{fis} RPS \left\{ 1 - K \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\}$$

La constante K fue calculada a partir de los datos experimentales que se encuentran en el catálogo del compresor calculando la eficiencia volumétrica del compresor (equivalente a la sección en negrilla de la ecuación) definida como la relación entre el volumen realmente desplazado y el volumen físico del compresor. El flujo másico de refrigerante en el sistema es de aproximadamente 7 g/s.

De esta manera, utilizando un diámetro del tubo capilar de 0,051” es necesaria una longitud de 0,6 metros para reducir la temperatura del refrigerante desde 40°C hasta 7°C.

3.3.1.6 Fuente de alimentación eléctrica Debido a la necesidad de alimentar eléctricamente al compresor del sistema de refrigeración, y teniendo en cuenta que funciona a una tensión de corriente directa de 24V, se debe disponer de una fuente que permita convertir los 110V de corriente alterna obtenida en un tomacorriente. Para asegurar el correcto funcionamiento del sistema, la fuente de alimentación debe soportar la cantidad de corriente consumida por el compresor a su máxima capacidad de carga, además del consumo del ventilador del condensador y de los elementos del subsistema de control y monitoreo, que serán especificados más adelante.

Figura 17. Fuente de 24VDC



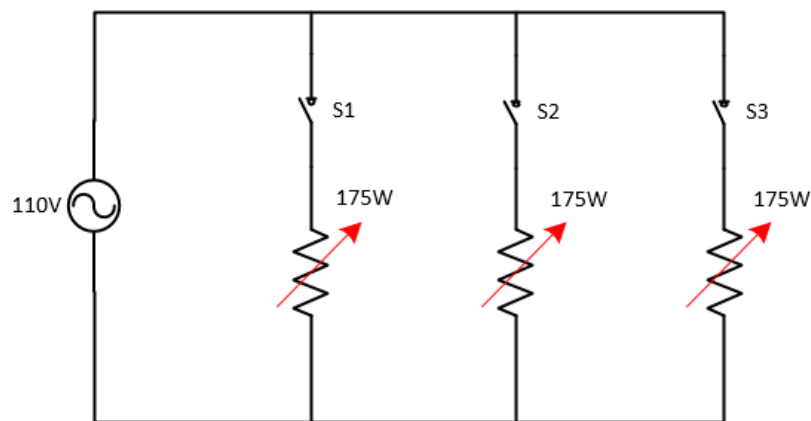
Para este caso, se utilizará la fuente mostrada en la figura. Esta convierte 110VAC a 24VDC y soporta una corriente máxima de 14.6A, asegurando el funcionamiento continuo del compresor a carga máxima (11.6A), además del consumo del ventilador del compresor (0.5A) y de los módulos NI compactRIO para el monitoreo y control del sistema.

3.3.2 Subsistema de simulación de carga térmica Para el subsistema de simulación de carga térmica se utilizó agua como fluido a enfriar teniendo en cuenta la dificultad que se presenta al medir el flujo de aire por ser un fluido compresible. De esta manera, los componentes que conforman el subsistema son: un tanque de almacenamiento de agua, una bomba para la circulación de la misma, un grupo de resistencias térmicas conectadas en paralelo con sus respectivos elementos de control y el conjunto de tuberías y elementos de conexión.

3.3.2.1 Resistencias eléctricas Teniendo en cuenta que el sistema de refrigeración está diseñado con una capacidad de 580W que se van a retirar de agua fluyendo a contracorriente en el evaporador, se optó por utilizar un arreglo de tres resistencias térmicas conectadas en paralelo con pines de corte independientes que transmitieran un total de 525W para inducir las perturbaciones del sistema.

Cada resistencia consume una potencia de 175W y la manera en cómo se encuentran conectadas de presenta en el siguiente diagrama:

Figura 18. Diagrama de conexión de las resistencias



Las resistencias son alimentadas por una fuente de corriente alterna de 110V y se encuentran sumergidas en el tanque de agua, allí, convierten la energía eléctrica que reciben en energía térmica que es cedida por convección al agua.

La resistencia eléctrica de cada uno de estos elementos fue medida a través de un ohmímetro y es de aproximadamente 70 ohmios.

3.3.2.2 Bomba Para poder realizar la selección de la bomba es necesario conocer el caudal que esta debe suministrar, así como también la altura manométrica o la presión a la que debe trabajar, a continuación, se presenta el procedimiento llevado a cabo para el cálculo de estas cantidades.

- **Cálculo del caudal a suministrar**

El caudal que requiere el sistema va a ser fijo y puede calcularse a partir de la ecuación de balance de energía en estado estable. Se optó por manejar una diferencia de temperatura de diseño entre la entrada y salida del agua en el evaporador de 3 grados centígrados para el caso de carga máxima (525W) con el fin de que el cambio de temperatura sea apreciable en la instrumentación, así, el caudal puede ser calculado a través de la siguiente ecuación.

$$\dot{Q} = \rho * \dot{V} * Cp * \Delta T$$

Donde ρ representa la densidad del fluido en kg/m^3 , \dot{V} representa el flujo másico en m^3/s , Cp el calor específico del fluido en $J/kg\ ^\circ C$, y ΔT la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del evaporador expresada en $^\circ C$. De esta manera, el flujo másico requerido en el sistema es:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \times Cp \times \Delta T} = \frac{578}{1000 * 4180 * 2} = 6.28 \times \frac{10^{-5} m^3}{s} = 6.28 L/min$$

- **Cálculo de la altura manométrica**

La altura o cabeza manométrica total, representa la presión que debe levantar la bomba convertida a unidades de longitud y se calcula como la sumatoria de la cabeza correspondiente a la caída de presión dentro del evaporador, la pérdida de

presión en la tubería y los elementos de conexión y la cabeza estática debida al desnivel entre la bomba y el tanque.

$$h_{PT} = h_{evaporador} + h_{tuberia} + h_{accesorios} + h_{static}$$

Para calcular las pérdidas en un tubo circular y en la sección anular dentro del evaporador se utilizó la ecuación de Darcy-Weisbach utilizando el diámetro del tubo y el diámetro hidráulico de la sección anular respectivamente.

$$h_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\rho * V_{prom}^2}{2g} \quad (\text{Ecuación de Darcy})$$

$$D_h = D_o - D_i \quad (\text{Diámetro hidráulico de una sección anular})$$

Donde f representa el factor de fricción que caracteriza al flujo en la superficie y es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la superficie que depende a su vez del tipo de material y del diámetro de la tubería. Conociendo estas dos cantidades es posible utilizar ecuaciones como la de Colebrook o en este caso, el diagrama de Moody (Anexo B), que fue empleado para calcular el factor de fricción en el evaporador (material de cobre) y en las mangueras de conexión (consideradas como tubería lisa).

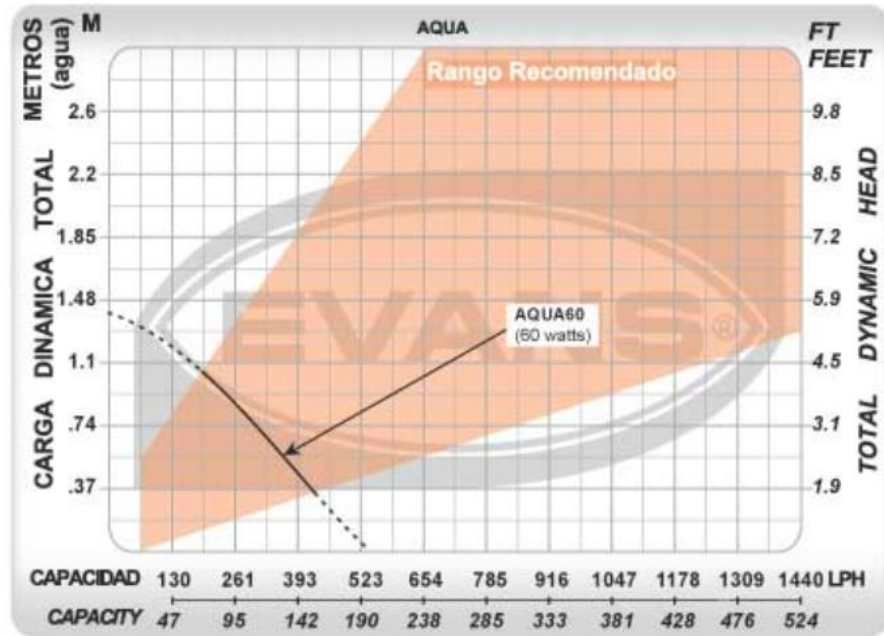
Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 4. Valores calculados de altura manométrica

	Material	Reynolds	Factor de fricción f	Altura (m)
Evaporador	Cobre	27938	0.023	0.2
Tubería	PVC	3724	0.0425	0.0383
Accesorios	PVC	3724	0.0425	0.0145
Desnivel	-	-	-	0.5
Total	-	-	-	0.718

Con base en lo anterior, se debe seleccionar una bomba que suministre un caudal mínimo de 6 L/min y una altura manométrica de 0.718 m. La curva de la bomba seleccionada se muestra a continuación.

Figura 19. Curva de la bomba seleccionada



Fuente: EVANS. Curva de la bomba AQUA 60. Fotografía tomada a la caja de la bomba.

Al colocar el sistema en operación la bomba opera con un caudal de 360l/hora, como se observa en la gráfica anterior, opera dentro de la “zona dulce” recomendada por el fabricante.

3.3.3 Subsistema de control e instrumentación Este subsistema lo conforman todos los elementos que permiten el control del sistema, el monitoreo de las variables de estudio y la comunicación con la interfaz gráfica del usuario.

3.3.3.1 Chasis C-RIO y módulos de adquisición de datos. Con el fin de establecer la comunicación entre el sistema y un ordenador para que el usuario pueda visualizar las variables, se optó por utilizar un chasis C-RIO 9075 de National Instruments que fue adquirido por la Escuela de Ingeniería Mecánica para el laboratorio de sistema térmicos, este chasis es un sistema integrado que combina un controlador industrial de tiempo real y una salida reconfigurable de campo programable para aplicaciones de control y monitoreo de máquinas industriales.

El chasis posee cuatro ranuras o “slots” que permiten acoplar diferentes módulos que a su vez permiten conectar los sensores de los cuales dispone el sistema.

Figura 20. Chasis C-RIO 9075



Fuente: National Instruments. C-RIO 9075 Technical Data and Specifications.

Se utilizarán dos tipos de módulos para la conexión de sensores debido a la naturaleza de las señales que estos envían (analógicas, digitales, etc.), los módulos filtran y realizan la adecuación de las señales que envían los sensores de manera que puedan ser leídos por el sistema de adquisición de datos, estos módulos son el NI9263 para salidas analógicas y el NI9211 para la lectura de termopares. Las especificaciones técnicas de los módulos utilizados se encuentran en el Anexo K.

3.3.3.2 Sensores de temperatura Para la medición de temperatura en los distintos puntos del sistema se utilizaron termopares tipo J, estos fueron ubicados estratégicamente para medir la temperatura de succión, la de sobrecalentamiento, la de subenfriamiento, y las de entrada y salida del evaporador.

Los termopares están contruidos a partir de dos alambres de distinto material soldados en un extremo que aprovechan el efecto termoeléctrico para presentar una diferencia de potencial cuando se les transfiere calor. Particularmente, los termopares tipo J están hechos de hierro y constantán.

3.3.3.3 Controlador del compresor. Para realizar el control del compresor se utilizará un controlador Masterflux 24V Cascade de referencia 030F0152, este controlador está diseñado para proveer control a compresores herméticos de 4 polos de 48VDC.

Una entrada análoga de 0 - 5V no aislada puede ser utilizada para controlar la velocidad del motor. Cuando la entrada análoga está en el rango 0.26 – 0.99V o es mayor a 4.75V, el compresor se encuentra apagado. Cuando la entrada analógica recibe entre 0 – 0.25V, el compresor opera a una velocidad fija de 300RPM. Si la entrada analógica está por encima de 0.99V y es menor que 4.75V el compresor variará su velocidad de rotación a un ritmo de 600rpm por segundo a la velocidad deseada.

Cuando el controlador recibe una señal de 1V el compresor gira a 1800RPM y cuando recibe 4.75V gira a 4200RPM. Una vez el motor empieza a operar requiere que el voltaje sea menor a 0.8V o mayor a 4.75V para que el motor se detenga.

Para conocer más detalles del controlador diríjase al Anexo F, especificaciones técnicas e instrucciones de conexión del controlador.

3.3.3.4 Medición de la potencia. Es de interés para el proyecto conocer los valores de la potencia de consumo en el compresor. En ese sentido, la potencia eléctrica puede ser calculada utilizando la siguiente expresión.

$$P = V \times I = I^2 R$$

Donde P representa la potencia en Watts, V la tensión o diferencia de potencial de la fuente, I la corriente que fluye por la línea y R la resistencia del elemento o los elementos conectados al sistema.

Como se puede apreciar, la potencia puede ser calculada a partir de la tensión o a partir de las resistencias del circuito. Para el caso del compresor, el cual es alimentado con corriente directa de 24V proveniente de una fuente regulada conviene calcular el valor de la potencia de consumo basados en su voltaje y midiendo la corriente con el sensor que se describe a continuación.

3.3.3.5 Medición del flujo másico de agua. La capacidad frigorífica instantánea del sistema de refrigeración puede ser monitoreada a partir del refrigerante o desde el punto de vista del agua, se optó por monitorear esta variable desde el punto de vista del agua dado que el refrigerante se encuentra en cambio de fase y esto dificulta el cálculo del flujo másico, por tanto, es necesario conocer el flujo másico del agua, así como también la diferencia de temperatura que se genera entre la entrada y la salida en el evaporador. Para ello se empleó un sensor de flujo YF-S01 cuyas especificaciones pueden ser consultadas en el Anexo K.

3.3.4 Subsistema de estructura de soporte. Las dimensiones de la estructura de soporte se establecieron a partir de una distribución del tamaño aproximado de cada uno de los componentes, conceptualmente es un mesón sobre el cual descansan los diferentes elementos del sistema (compresor, condensador, evaporador, etc.) y tiene un soporte en la parte inferior en donde se encuentra el tanque de almacenamiento de agua.

Fue construido a partir de perfilera cuadrada y láminas cold-rolled, tiene dimensiones de 80x80cm con una altura de 90cm, seleccionada para buscar la mayor comodidad de los estudiantes que operen el banco.

3.4 CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO

La puesta en marcha del sistema de refrigeración fue uno de los mayores retos enfrentados durante la realización de este trabajo de grado. El cargue adecuado del refrigerante, la eliminación de fugas en las tuberías, el correcto funcionamiento del compresor y el ajuste del sistema para cumplir con las condiciones operacionales deseadas (presiones y temperaturas) requirió de la consulta y experiencia de fabricantes y técnicos de refrigeración.

El primer paso a realizar una vez conectadas las tuberías que comunican los diferentes componentes del sistema de refrigeración es verificar que no existan fugas en las tuberías. Este procedimiento se llevó a cabo utilizando nitrógeno^(*) para presurizar el sistema hasta una presión de 120psig durante una hora, verificando que la presión no variara durante ese tiempo.

3.4.1 Carga de refrigerante al sistema La carga del refrigerante al sistema fue llevada a cabo a través de la tubería de servicio del compresor utilizando un manifold^(**) de refrigeración, una bomba de vacío y una lata de refrigerante R134a.

(*) Se utiliza nitrógeno dado que es un gas inerte y no induce oxidación ni afecta la mezcla de refrigerante con aceite.

(**) Conjunto de mangueras y válvulas que permiten regular el paso de fluidos.

Figura 21. Manifold de refrigeración.



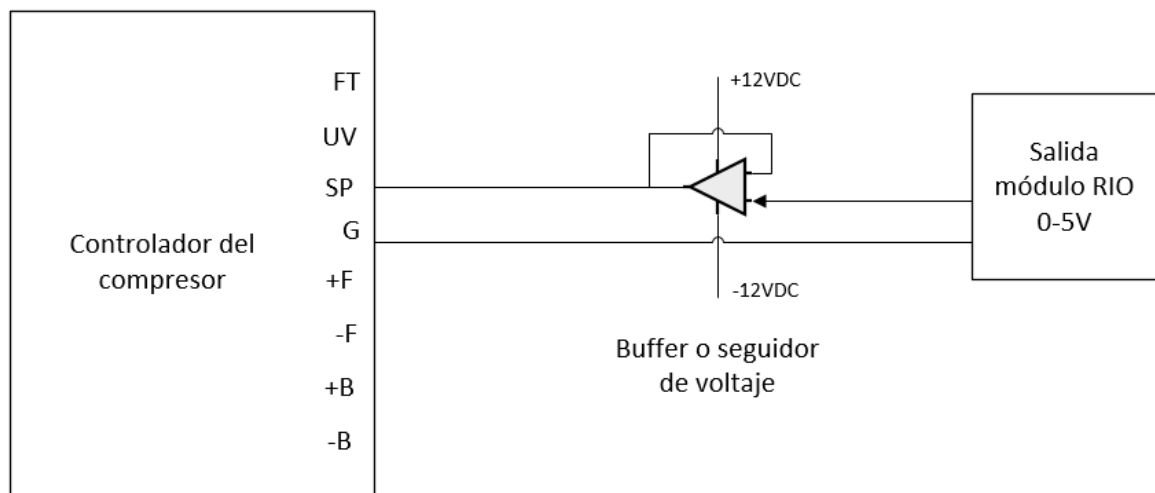
Fuente: BELLINI, hnos. Herramientas cooltech. Disponible online:
http://www.bellinihnos.com.ar/productos.php?id_rubro=42&_pagi_pg=3

Previo a cargar el refrigerante, se despresurizó el sistema utilizando una bomba de vacío hasta alcanzar una presión de 5psia con el fin de retirar la mayor cantidad de aire con impurezas que pudieran afectar la lubricación o generar oxidación dentro de los componentes. Posteriormente, se conectó el manifold y se abrió la válvula de paso de la lata y, por diferencia de presiones, el refrigerante comenzó a fluir hacia el sistema.

Para determinar la cantidad correcta de refrigerante que se debía alimentar al sistema se encendió el compresor y se verificaba que la presión de evaporación correspondiera a la temperatura de evaporación deseada (7°C).

3.4.2 Encendido y puesta en marcha del compresor. Para poder utilizar correctamente el compresor y variar su velocidad utilizando el módulo de salidas analógicas anteriormente descrito, fue necesario utilizar un seguidor de voltaje utilizando un amplificador operacional (LM741), el cual permite aislar los circuitos y aumentar la corriente de la señal manteniendo el mismo voltaje. La conexión del circuito se puede apreciar en la figura 29.

Figura 22. Conexión del seguidor de voltaje.



De esta manera, se aumentó la corriente que enviaba el módulo de salidas analógicas desde 1mA hasta los 6mA requeridos por el controlador del compresor para que operara correctamente.

4. IMPLEMENTACIÓN DE LAS ESTRATEGIAS DE CONTROL

4.1 PATRÓN DE PERTURBACIONES PARA LAS PRUEBAS

Con el fin de poner a prueba las diferentes estrategias de control y disponer de un mismo escenario para evaluarlas, se diseñó un patrón de perturbaciones que cambia la carga térmica y por ende el equilibrio del sistema de refrigeración de manera que las estrategias de control actúen cambiando la velocidad de rotación del compresor para retirar el calor necesario que mantenga constante la temperatura del agua a la salida del evaporador.

En un sistema de aire acondicionado o de refrigeración, las perturbaciones se presentan normalmente debido a la apertura de puertas y ventanas, el número de personas o elementos que están dentro del recinto refrigerado, la variación en el clima fuera del recinto, entre otras. Con el fin de simular este comportamiento en el laboratorio, en el sistema construido para este proyecto se imponen las perturbaciones únicamente variando el calor que las resistencias ingresan al agua que fluye a través del evaporador.

Las tres resistencias de 175 Watts de potencia para el calentamiento del agua en el tanque conectadas en paralelo permiten establecer tres niveles de carga térmica: 33% que equivale a 175 Watts, 66% equivalentes a 350 Watts y 100% que corresponde a 525 Watts. Con base en lo anterior, se diseñaron dos patrones de perturbaciones distintos que se describen a continuación.

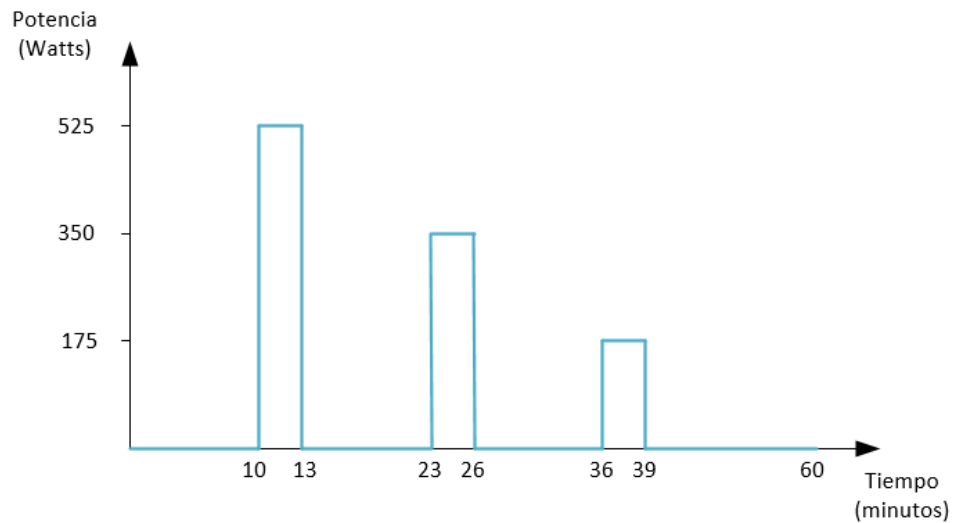
- **Patrón de perturbaciones frecuentes**

- a) La temperatura del agua al inicio de la prueba debe ser 21°C.
- b) Se enciende el sistema permitiendo que funcione durante 10 minutos, tiempo suficiente para que alcance el estado estable.

- c) Se encienden tres resistencias durante 3 minutos y se apagan esperando 10 minutos más dejando que el controlador actúe.
- d) Se encienden 2 resistencias durante 3 minutos y se apagan esperando 10 minutos más.
- e) Se enciende 1 resistencia durante tres minutos y se apaga esperando el tiempo necesario para que se complete una hora.

El diagrama de tiempos de la secuencia anteriormente se puede resumir en la siguiente figura:

Figura 23. Patrón de perturbaciones frecuentes



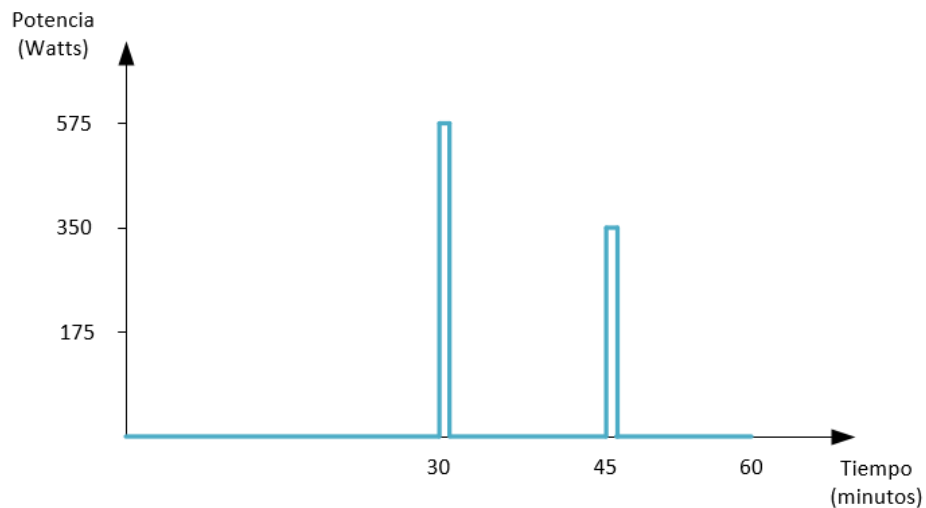
• **Patrón de perturbaciones esporádicas**

- a) La temperatura del agua al inicio de la prueba debe ser 21°C.
- b) Se enciende el sistema permitiendo que funcione durante 30 minutos.
- c) Se encienden tres resistencias durante 1 minuto y se apagan esperando 15 minutos más dejando que el controlador actúe.

d) Se encienden 2 resistencias durante 1 minuto y se apagan esperando hasta que se complete una hora.

El diagrama de tiempos de la secuencia anteriormente se puede resumir en la siguiente figura:

Figura 24. Patrón de perturbaciones esporádicas.



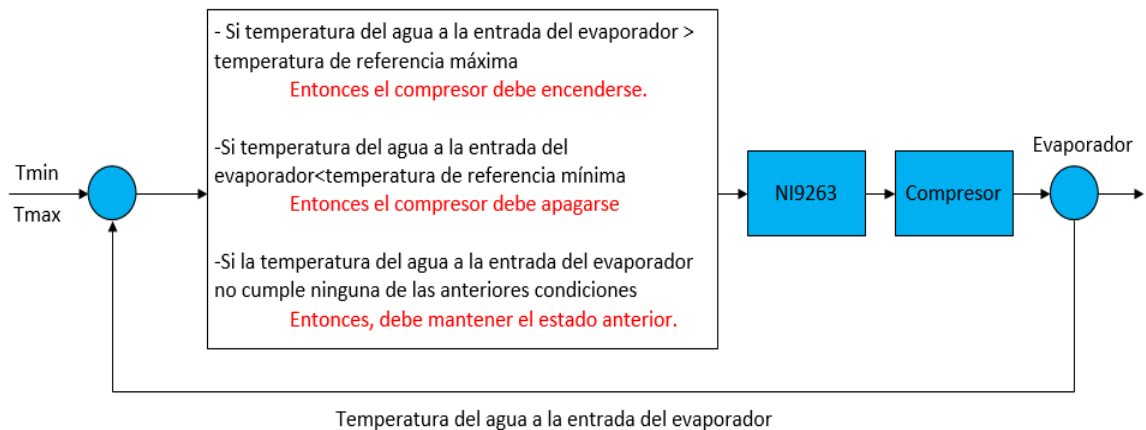
4.2 CONTROL ON-OFF

La acción de control ON-OFF se realiza a través del encendido y apagado del compresor según la señal que este recibe del módulo de salidas analógicas NI 9263 que a su vez es regulado por el algoritmo de control programado en LabVIEW. Este, de manera general, analiza si la variable controlada (Temperatura del agua al evaporador) se encuentra por encima o por debajo de la temperatura de referencia y establece la acción a realizar.

Tal como fue mencionado en la sección 2.4.1, un controlador ON-OFF no asegura que la variable controlada sea exactamente igual a la referencia, sin embargo, logra que esta se mantenga en un rango muy cercano. En la implementación, lo anterior se traduce en que el controlador, con miras a no provocar fallas por fatiga del

sistema, debe utilizar dos referencias que establezcan el rango en el que se desea mantener la variable. Para este caso, si la temperatura de entrada del agua supera el valor de temperatura de referencia máxima, el compresor debe permanecer encendido hasta que la temperatura medida sea inferior a la temperatura de referencia mínima, en ese momento, el compresor se apaga, la temperatura del agua a la entrada del evaporador comienza a aumentar debido a que no se está retirando carga térmica y vuelve a superar la temperatura de referencia máxima para que el ciclo comience de nuevo.

Figura 25. Algoritmo de control ON-OFF

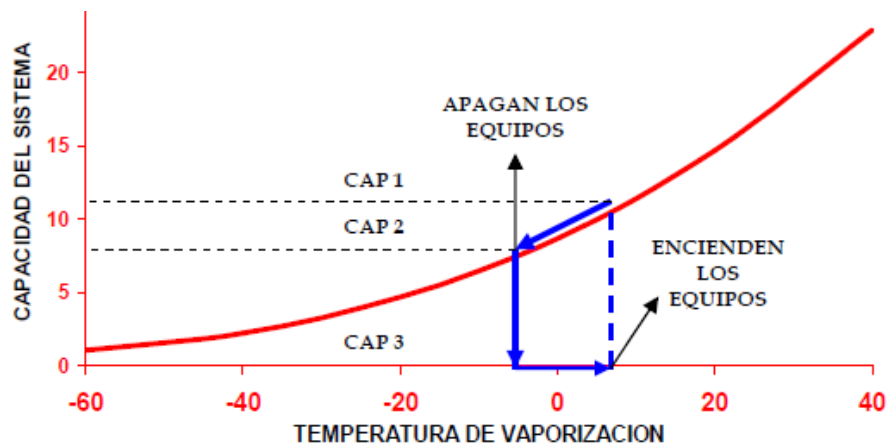


El resultado que se obtiene cuando se apaga el compresor en el sistema de refrigeración es la reducción de la capacidad tal y como se observa en la figura 24. Cuando el compresor se apaga, el refrigerante deja de fluir a través del sistema de refrigeración, la capacidad se hace cero, y el calor que se está transfiriendo en el evaporador hace que el líquido que se encuentra dentro de este se evapore aumentando la presión y, dado que el refrigerante allí es una mezcla saturada, también aumenta la temperatura de evaporación.

Cuando el compresor se enciende, el vapor que se ha generado en el evaporador comienza a desplazarse hacia el compresor, el cual eleva la presión del refrigerante

para enviarlo al condensador, posteriormente, se expande en el dispositivo de expansión. El evaporador se inunda de líquido de nuevo y se comienza a reducir gradualmente la presión y la temperatura de evaporación. Como se puede apreciar, la capacidad se hace máxima cuando se enciende el sistema y comienza a disminuir en la medida en que disminuye la temperatura de evaporación.

Figura 26. Variación de la capacidad en un control ON-OFF

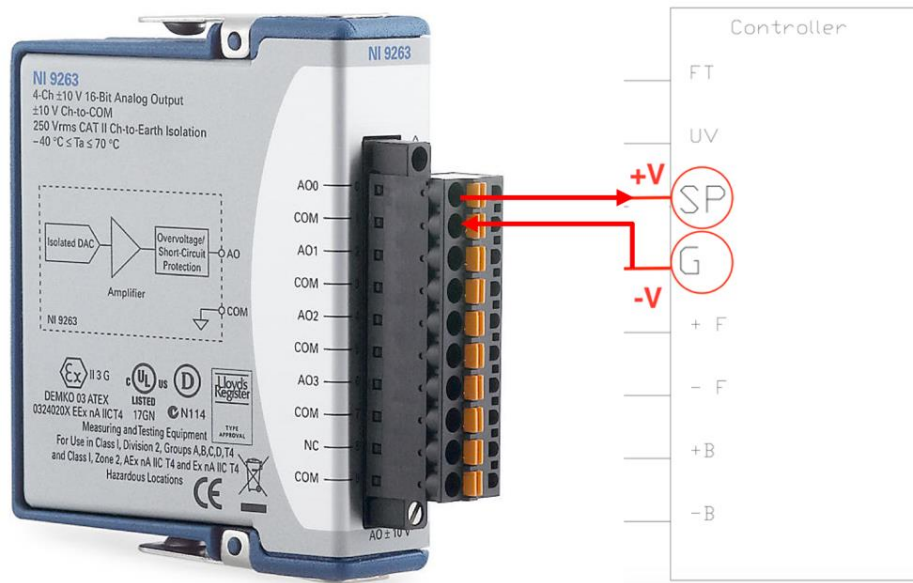


Fuente: CORREDOR, Fernando. Cuantificación del ahorro energético al utilizar una estrategia de control continuo con respecto a la utilización de una estrategia de control ON-OFF, para un sistema de refrigeración.

4.3 CONTROL CONTINUO

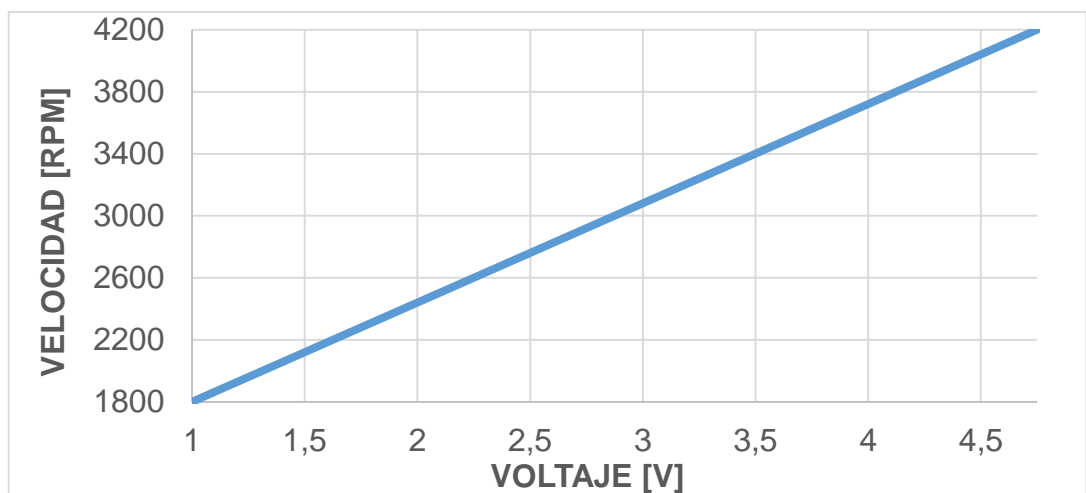
La acción de control continua sobre el sistema se efectúa en el compresor, ya sea mediante la estrategia de control PID o Fuzzy, regulando el voltaje que recibe su controlador, mediante una señal enviada por el módulo de salidas analógicas mencionado anteriormente (NI9263) y descrito en el anexo K. El controlador permite, de manera general, variar la velocidad de rotación del compresor en un rango entre 1800 RPM y 4200 RPM, que corresponden a valores de diferencial de voltaje de 0,99V a 4,75V, respectivamente, entre los puertos SP y G. El diagrama de conexiones que permite dicha comunicación se muestra a continuación:

Figura 27. Diagrama de conexiones entre el módulo NI 9263 y el controlador del compresor CASCADE17-0342Y3.



A medida que aumenta el diferencial de voltaje entre estos puertos, aumenta la velocidad de rotación del compresor proporcionalmente, como se muestra en la figura:

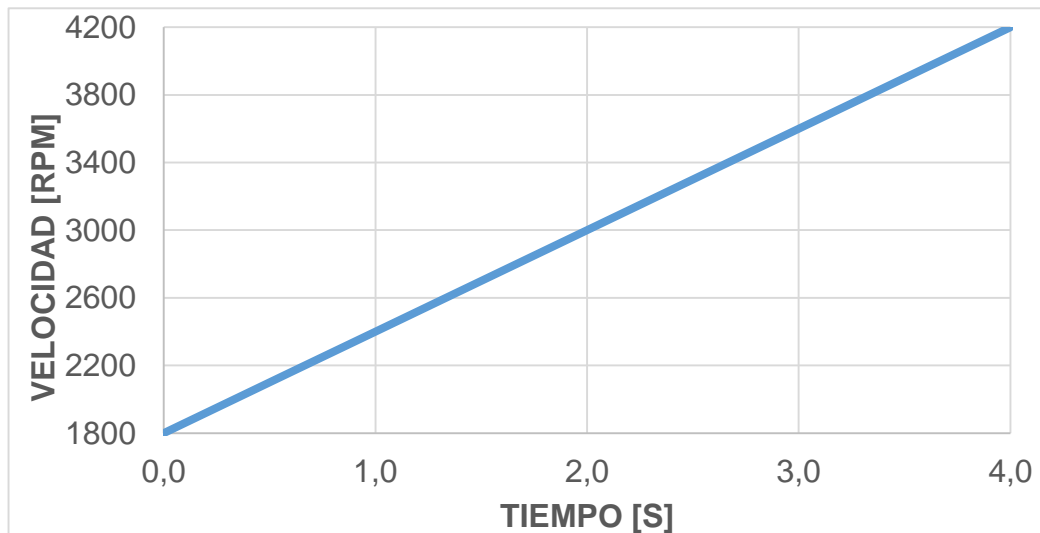
Figura 28. Variación de la velocidad de rotación del compresor respecto al cambio en el diferencial de voltaje.



Debido a la configuración y programación del controlador, el compresor se mantendrá apagado a un diferencial de voltaje en los puertos SP y G de 0,26V a 0,99V y mayor a 4,75V, y funcionará a una velocidad fija de 3000 RPM para valores menores de 0,25V.

La variación de velocidad en el compresor se efectúa a una aceleración de 600RPM/s, por lo cual, se puede alcanzar la máxima velocidad del compresor en 4 segundos. Esto representa un tiempo de respuesta rápido a la señal de control, haciendo del compresor un dispositivo versátil y óptimo para el objetivo requerido.

Figura 29. Variación de la velocidad de rotación del compresor respecto al tiempo.



La velocidad mínima del compresor es de 1800 RPM, garantizando su correcto funcionamiento debido a que, al ser de tipo recíprocante, requiere de una lubricación por salpicadura adecuada.

En resumen, el compresor podrá aumentar o disminuir su velocidad regulando el diferencial de voltaje de la señal de entrada al controlador, de manera que pueda mantener el valor de referencia de la variable deseada en el sistema de refrigeración, aun cuando se encuentre en situaciones de perturbación externa.

4.3.1 Control PID

“La utilidad de los controles PID estriba en que se aplican en forma casi general a la mayoría de los sistemas de control. En particular, cuando el modelo matemático de la planta no se conoce y, por lo tanto, no se pueden emplear métodos de diseño analíticos, es cuando los controles PID resultan más útiles.”⁸ Tomando esto en cuenta, el control PID resulta oportuno para controlar el sistema diseñado en este proyecto debido a que, por sus características de operación, no es sencillo establecer un modelo transitorio que represente el sistema.

Tal como se menciona en el anexo J, las acciones proporcional, integral y derivativa tienen un propósito específico. En ese sentido, la acción proporcional establece el tiempo de respuesta del sistema, la acción integral acumula el error en el tiempo para que no se generen errores en estado estable, y la acción derivativa genera una respuesta dependiendo de la velocidad con que cambian los valores de la variable de control.

Para el caso del sistema de refrigeración construido, se observó que la temperatura del agua a la salida del evaporador cambia muy lentamente de manera que la acción derivativa para este caso sería en todo tiempo casi despreciable. Por esta razón, se optó por implementar un control PI (Proporcional e integral) en lugar de un control PID que añadía más complejidad a la programación del control y poco beneficio al controlador.

⁸ Ogata, K. Ingeniería de control moderna. Pearson. 5 ed. 2010. P 567.

4.3.1.1 Sintonización del sistema. Existen diversos métodos de sintonización para la implementación de controladores PI, ya sean analíticos o experimentales. Para el caso de este proyecto, se realizó un procedimiento de sintonización experimental del sistema basado en la observación del comportamiento bajo diferentes velocidades de rotación del compresor y la temperatura de estabilización del sistema en cada caso. El procedimiento utilizado para sintonizar el controlador PI es el siguiente:

- 1) Se operó el sistema con la velocidad mínima del compresor, observando la temperatura mínima que podía alcanzar el agua y su velocidad de enfriamiento.
- 2) Se operó el sistema con la máxima velocidad del compresor observando la velocidad de enfriamiento y la temperatura mínima alcanzada.
- 3) La temperatura de referencia se estableció en 2 grados por encima de la temperatura mínima alcanzada con el compresor funcionando a velocidad mínima.
- 4) Dada la respuesta lenta del sistema se determinó que el compresor debía funcionar a máximas revoluciones hasta que el error fuera igual a 0,4°C. De esta manera se calculó el K_p necesario para hacer que la señal fuera máxima para esta condición.

$$K_p = \frac{V_{max}}{Error} = \frac{4,75}{0,4} = 11,8$$

- 5) La constante K_i fue estimada sabiendo que, si el sistema no tiene error en estado estable, la señal de control debía ser de aproximadamente 1,8V, señal a la cual el compresor iba a tener la velocidad suficiente para hacer que el sistema se estabilizara en 17,5°C. El tiempo de estabilización del sistema era de aproximadamente 18 minutos al observar el control ON-OFF. De esta manera se tiene que:

$$C_i = 1,8 = \sum_{t=0}^{t=1080} K_i * Error_t$$

Si la temperatura del agua al inicio de la prueba es de 21°C el error máximo estableciendo la temperatura de referencia en 17,5°C es de 3,5°C, si se toma un valor promedio para el error de 1,4°C, la constante Ki puede ser estimada de la siguiente manera:

$$K_i = \frac{C_i}{1080 * Error} = \frac{1,8}{1080 * 1,4} = 0,00119$$

- 6) Estos valores Ki y Kp se tomaron como punto partida y se realizó una refinación de las constantes para lograr la respuesta deseada del sistema. Finalmente, los valores de las constantes fueron los siguientes:

Tabla 5. Valores de las constantes Kp y Ki

Kp	Ki
14	0,003

Con los valores de estas constantes se obtuvo una respuesta del sistema adecuada en términos del tiempo de estabilización del sistema y del overshoot (*) que pueda presentarse entre la variable a controlar y el valor de la consigna; por esto, se establece que son las más óptimas.

(*) Overshoot es el máximo valor del pico de la curva de respuesta medido a manera de porcentaje a partir del valor de estabilización o de consigna.

4.3.2 Control Fuzzy Como se menciona en el Anexo J, el control Fuzzy es una estrategia que se basa en la implementación de la lógica difusa mediante la definición de conjuntos difusos para las variables de entrada y salida, y la creación de reglas lingüísticas que los relacionen, de manera que permitan a un sistema mantener el valor de referencia de una variable anteriormente definida. Su aplicación en este proyecto representa una alternativa para controlar la temperatura de salida del agua del evaporador en el sistema de refrigeración de manera continua.

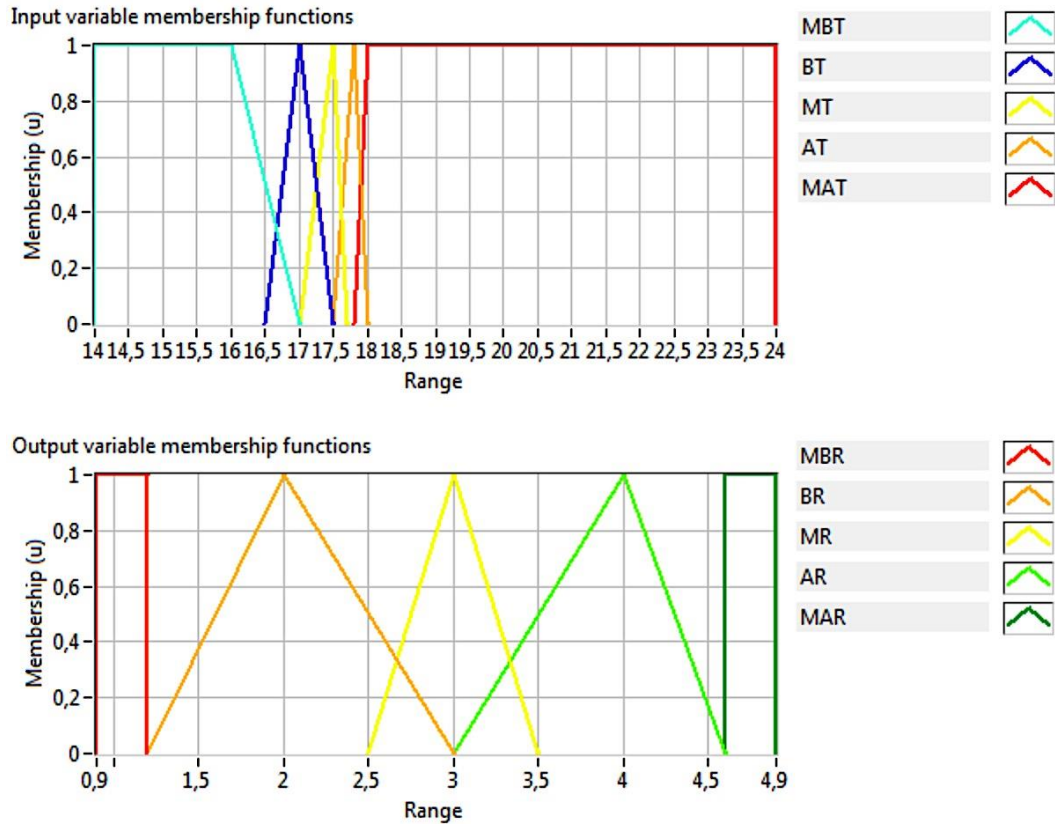
En primer lugar, se realiza la definición de los conjuntos difusos y se establecen las reglas que los relacionan. El control se prueba en el sistema para verificar su funcionamiento, y se optimizan los conjuntos y reglas definidas de manera que se obtenga la respuesta más adecuada posible.

4.3.2.1 Definición de los conjuntos difusos. El primer paso para la implementación de un control Fuzzy es la definición de los conjuntos difusos para las variables de entrada y de salida. La lógica difusa emplea valores continuos entre 0 y 1 para determinar el grado de pertenencia de las variables de entrada y salida dentro de dichos conjuntos. De esta manera, el sistema puede establecer una respuesta con base en las reglas difusas definidas. Según esto, se proponen los siguientes conjuntos difusos para que el sistema pueda alcanzar la temperatura de referencia establecida en el control PID; así, puede hacerse una comparación acertada de la energía consumida por ambas estrategias de control para intervalos de tiempo y patrones de perturbación iguales:

Tabla 6. Tabla de valores para el control Fuzzy

CONJUNTOS DEFINIDOS CONTROL FUZZY																			
ENTRADA										SALIDA									
Temperatura [°C]										Volataje [V]									
MBT		BT		MT		AT		MAT		MBR		BR		MR		AR		MAR	
14	17	16,5	17,5	17	17,7	17,5	18	18	24	0,9	1,2	1,2	3	2,5	3,5	3	4,6	4,6	4,9

Figura 30. Conjuntos definidos para el control Fuzzy



Los conjuntos difusos planteados representan una propuesta inicial que puede ser mejorada para optimizar la respuesta del sistema y lograr los requerimientos establecidos en el menor tiempo posible. Esta optimización puede hacerse mediante prueba y error, comprobando que los cambios realizados en los conjuntos establecidos tengan un impacto positivo en el comportamiento del sistema respecto al tiempo de estabilización, el consumo energético y la precisión en el control de la variable.

4.3.2.2 Definición de las reglas difusas. Los conjuntos difusos planteados deben ser relacionados adecuadamente de manera que el sistema tenga una respuesta que le permita alcanzar la temperatura de referencia deseada. A continuación, se definen las reglas difusas teniendo en cuenta que el sistema debe reducir su consumo energético cuando se estabilice:

Tabla 7. Reglas difusas establecidas para los conjuntos definidos

REGLAS ESTABLECIDAS CONTROL FUZZY					
ENTRADA	MBT	BT	MT	AT	MAT
SALIDA	MBR	MBR	BR	AR	MAR

Estas reglas se pueden interpretar de la siguiente manera:

- Si el sistema se encuentra a una muy baja temperatura (MBT) y a una temperatura media (MT), el compresor debe operar a muy bajas revoluciones (MBR).
- Si el sistema se encuentra a temperatura media (MT), el compresor debe operar a bajas revoluciones (BR).
- Si el sistema se encuentra a alta temperatura (AT), el compresor debe operar a altas revoluciones (AR).
- Si el sistema se encuentra a muy alta temperatura (MAT), el compresor debe operar a muy altas revoluciones (MAR).

Estas reglas fueron establecidas con base en lo observado durante la ejecución de los anteriores controles ya que, para implementar un control Fuzzy, se recomienda conocer la respuesta del sistema según la señal de control.

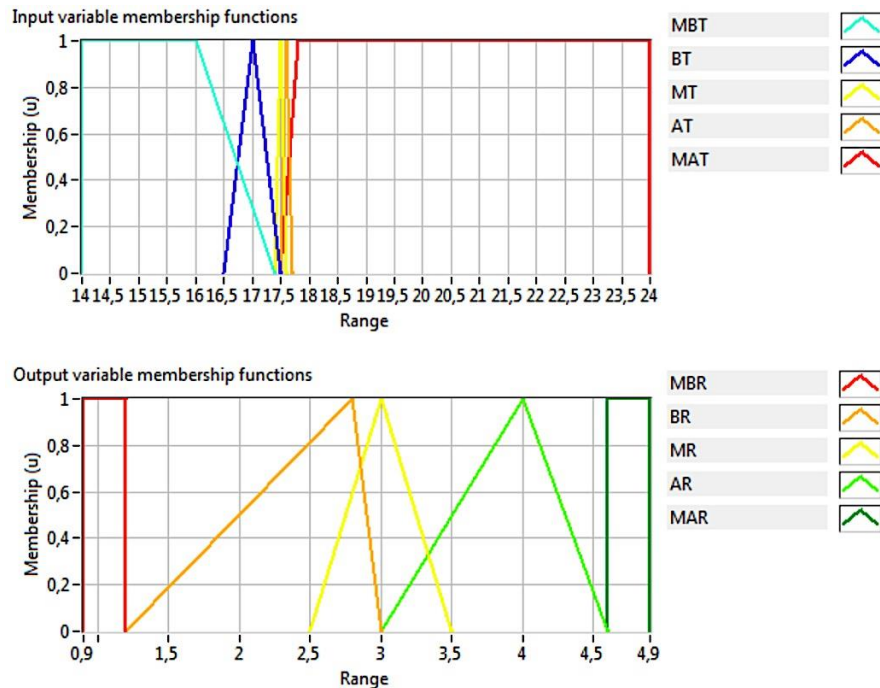
La defuzzificación, que permite al sistema establecer una respuesta según los conjuntos y reglas establecidos, fue realizada por el método de centroides.

4.3.2.3 Optimización y ajuste de las reglas y conjuntos definidos. Los conjuntos y reglas previamente establecidos fueron optimizados mediante la prueba y análisis de la respuesta del sistema. Esto se hizo para reducir el tiempo de estabilización del sistema y el error entre la variable controlada y el valor de referencia. Con la ayuda del simulador de la respuesta del control Fuzzy, ofrecida por LabVIEW, se ajustaron tanto los conjuntos como las reglas de manera que el consumo fuera el menor posible cuando el sistema estuviera en estado estable. Las reglas difusas se mantuvieron invariables, mientras que los conjuntos definitivos, que ofrecen la respuesta más óptima del sistema son:

Tabla 8. Reglas para el control Fuzzy

CONJUNTOS OPTIMIZADOS CONTROL FUZZY																			
ENTRADA					SALIDA														
Temperatura [°C]					Volataje [V]														
MBT	BT	MT	AT	MAT	MBR	BR	MR	AR	MAR										
14	17,4	16,5	17,5	17,4	17,6	17,5	17,7	17,5	24	0,9	1,2	1,2	3	2,5	3,5	3	4,6	4,6	4,9

Figura 31. Definición de reglas para control Fuzzy



5. EXPERIMENTACIÓN Y TOMA DE DATOS

5.1 VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL SISTEMA ANTE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN

Los sistemas de refrigeración están sujetos a condiciones de operación tanto internas como externas y son sensibles a los cambios que puedan presentarse, viéndose reflejado en parámetros como la capacidad y el consumo. Durante la experimentación de este proyecto, se observaron y analizaron las implicaciones que puede tener la variación de estas condiciones y su impacto sobre desempeño del sistema.

Una de las herramientas más importantes en el estudio y análisis de sistemas de refrigeración es el diagrama de Presión-Entalpía (Mollier), ya que permite visualizar los estados y propiedades del refrigerante durante los procesos que atraviesa.⁹

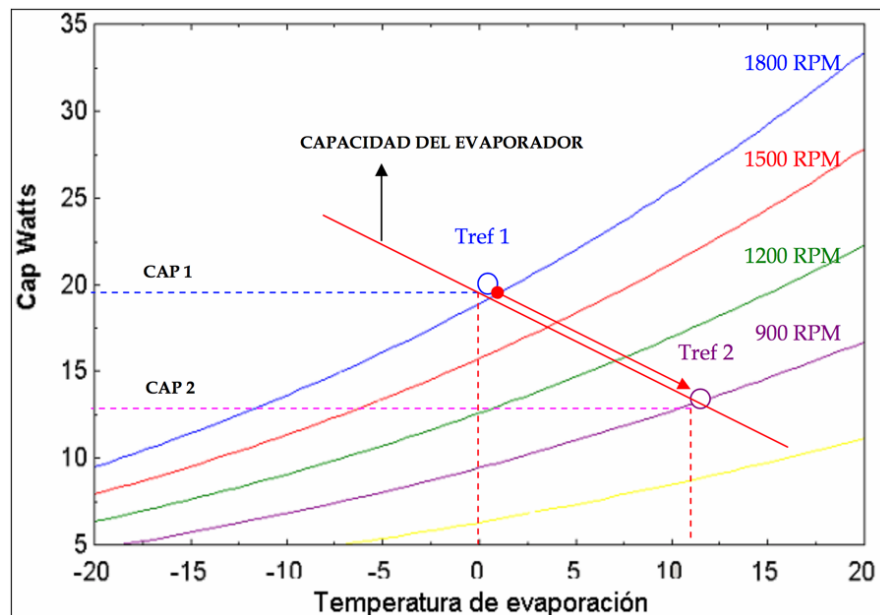
Para los casos propuestos, se realizan los respectivos diagramas de Presión-Entalpía basados en los datos en estado estable que se visualizaban en la interfaz y se hace una comparación haciendo énfasis en el impacto que tienen sobre el consumo energético del sistema. Cada una de las pruebas realizadas y expuestas a continuación, se realizaron variando la condición a evaluar y manteniendo constantes las demás para asegurar que el cambio de los parámetros del sistema se deba a una única variable.

⁹ STOECKER, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1 ed. McGraw-Hill, 1998.

5.1.1 Variación de la velocidad del compresor Según la información desarrollada en el marco teórico, la capacidad de un sistema de refrigeración es proporcional a la velocidad del compresor para una temperatura de evaporación establecida. Sin embargo, en el funcionamiento real del sistema, una variación en la velocidad del compresor representa, a su vez, un desplazamiento de las condiciones de operación, debido a que las presiones de evaporación y condensación varían. Al disminuir esta velocidad, la presión y temperatura de evaporación aumentan mientras la presión y temperatura de condensación disminuyen, reduciendo el consumo energético general del sistema.

El nuevo punto de operación estará determinado por el balance establecido entre los componentes del sistema. Este comportamiento puede observarse claramente en la siguiente figura:

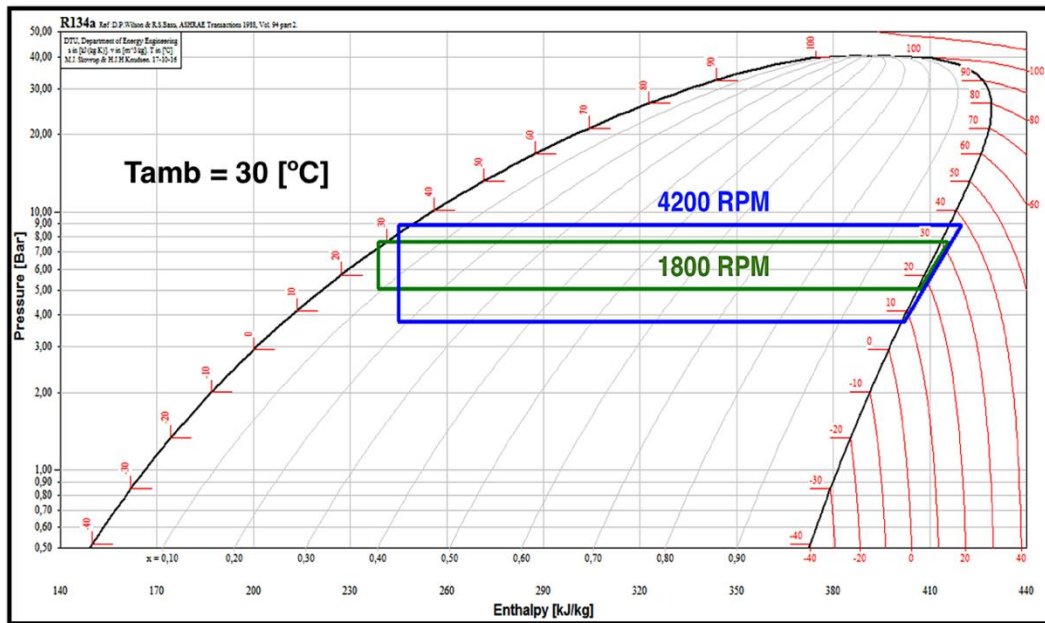
Figura 32. Variación de los parámetros del sistema debido al cambio en la velocidad del compresor.



Fuente: CORREDOR, F. Cuantificación del ahorro energético al utilizar una estrategia de control continuo con respecto a la utilización de una estrategia de control ON-OFF, para un sistema de refrigeración. Universidad Industrial de Santander, 2004.

En las estrategias de control que propone implementar este proyecto, se busca reducir la velocidad del compresor para que se reduzca la capacidad de refrigeración y el sistema se adapte a las condiciones de carga disminuyendo su consumo. La siguiente figura muestra las condiciones de operación medidas para la velocidad máxima y mínima del banco de refrigeración, haciendo evidente el desplazamiento de las presiones y temperaturas de evaporación y condensación.

Figura 33. Condiciones de operación del sistema correspondientes a la velocidad mínima y máxima del compresor.



Un parámetro que permite comparar el consumo energético del sistema mediante el diagrama P-h, es la relación de compresión, representado por la siguiente ecuación:

$$\text{Relación de compresión} = \frac{P_c}{P_e}$$

El aumento en la relación de compresión del sistema se debe principalmente al aumento de la velocidad y por consiguiente del consumo de energía del compresor.

Para dos sistemas de refrigeración cuya relación de compresión sea igual, presentará mayor consumo de energía el sistema que tenga mayores presiones y temperaturas de evaporación y condensación.

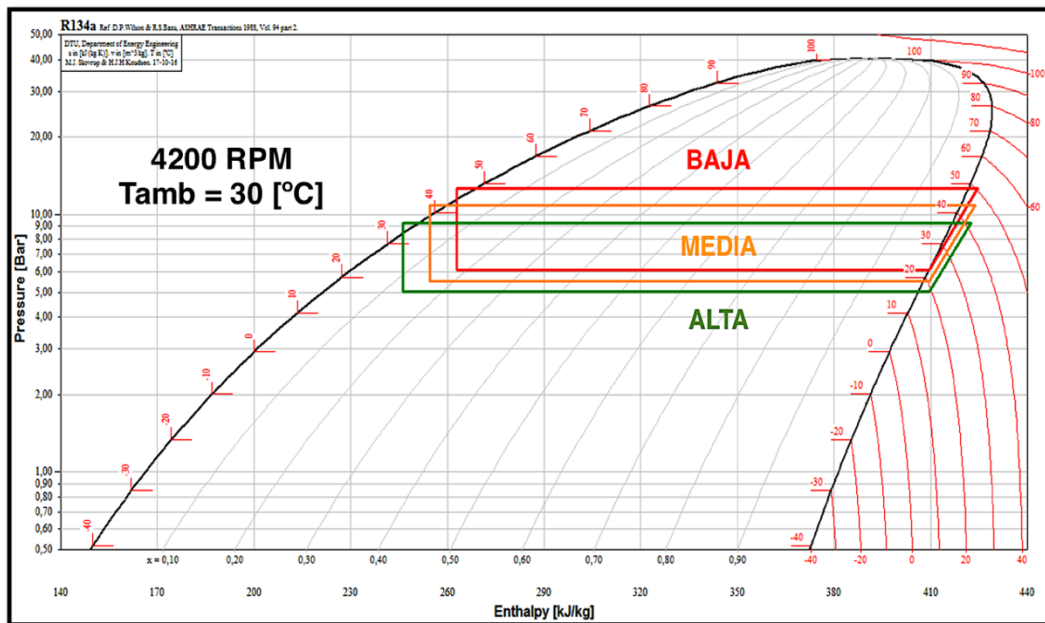
A pesar de que a mayor velocidad el sistema presenta un menor efecto refrigerante (ϵ_r), la capacidad es mayor debido a que el flujo másico de refrigerante aumenta en mayor proporción.

5.1.2 Variación de la capacidad del condensador La variación de la capacidad del condensador consiste en la reducción del calor que se puede transferir del sistema al medio externo. En este caso, para alterar el calor trasferido se disminuyó el flujo de aire que pasa por el condensador a través de la reducción de la velocidad del ventilador. Al llevar a cabo este procedimiento el sistema describe los siguientes comportamientos perjudiciales:

- Mayor consumo energético por parte del compresor.
- Mayores temperaturas y presiones en el evaporador y condensador.
- Menor efecto refrigerante y, por consiguiente, menor capacidad (CAP).
- Menor coeficiente de desempeño (COP).

Para el caso de este proyecto, se pudieron medir y visualizar los parámetros más importantes del sistema, siendo comparados para tres niveles de capacidad del condensador diferentes, correspondientes a velocidades del ventilador baja, media y alta.

Figura 34. Variación de los parámetros del sistema debido al cambio en la capacidad del condensador



En la imagen se puede apreciar un desplazamiento del sistema hacia mayores presiones y temperaturas de saturación al disminuir la capacidad del condensador, comprobando las hipótesis anteriormente planteadas. Además, se evidencia una reducción del sobrecalentamiento en el evaporador, debido a la disminución de la diferencia entre la temperatura del evaporador y el medio a refrigerar, y un aumento en el subenfriamiento en el condensador, debido al aumento de la diferencia entre la temperatura del condensador y la temperatura ambiente.

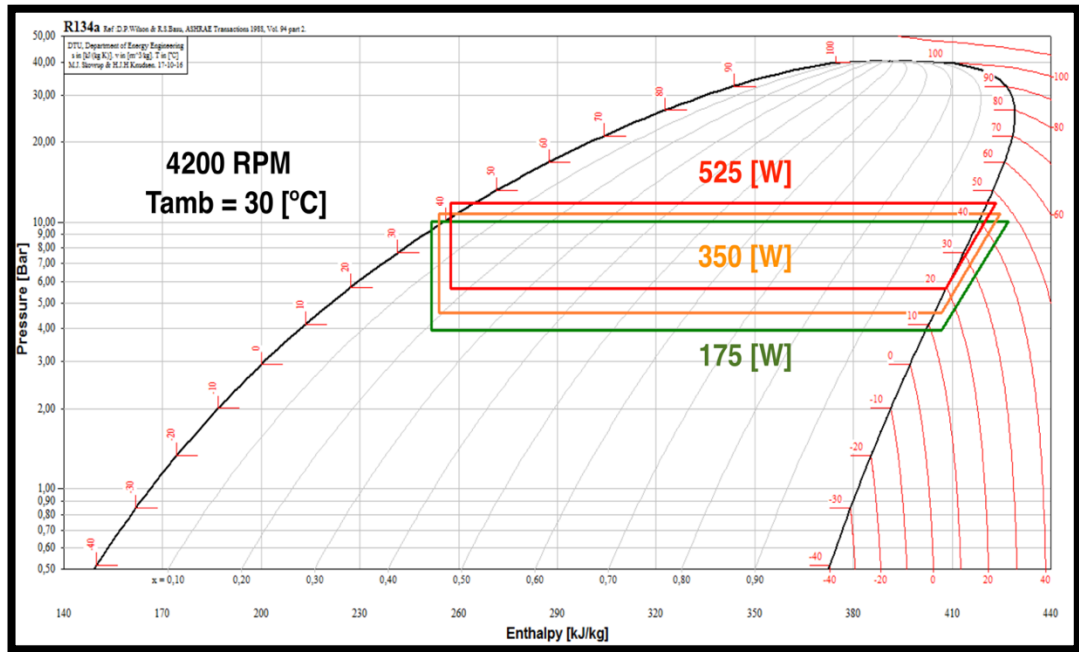
Por último, cabe mencionar que apagar el ventilador del todo conllevaría a condiciones de operación riesgosas para el sistema que podrían ocasionar, en el peor de los casos, una fundición del motor del compresor debido a las altas temperaturas y el alto consumo de operación.

5.1.3 Variación de la carga térmica. La carga térmica del sistema es el flujo de calor impuesto en el evaporador a través del subsistema de simulación de carga que calienta el agua transportada mediante resistencias eléctricas. En los sistemas de refrigeración, suceden con frecuencia perturbaciones debido a aumentos súbitos de la carga térmica que ocasionan un aumento en el consumo energético del compresor que intenta compensar dicha perturbación por medio del trabajo de compresión para mantener las condiciones de operación. Para poder identificar las implicaciones que tiene el aumento de la carga térmica sobre el sistema, se realizó una medición de los parámetros para tres niveles de carga, correspondientes a 175W, 350W y 525W. Así, pudo comprobarse que, al aumentar la carga térmica se presenta:

- Mayor consumo energético por parte del compresor.
- Mayores temperaturas y presiones en el evaporador y condensador.

Opuesto a lo que podría pensarse, una mayor carga térmica en el evaporador aumenta la temperatura de evaporación del sistema en vez de producir un mayor sobrecalentamiento. Esto puede evidenciarse en la siguiente figura:

Figura 35. Variación de los parámetros del sistema debido la carga térmica



Como se puede observar, el sobrecalentamiento disminuye a medida que aumenta la carga térmica; esto se debe a que aumenta la temperatura de evaporación y la diferencia entre esta y la temperatura del medio se hace menor, reduciendo el gradiente de calor. Por último, el subenfriamiento aumenta debido a que la temperatura de condensación y su diferencia con la temperatura ambiente aumentan.

5.2 RESULTADOS DE LOS ESCENARIOS DE CONTROL

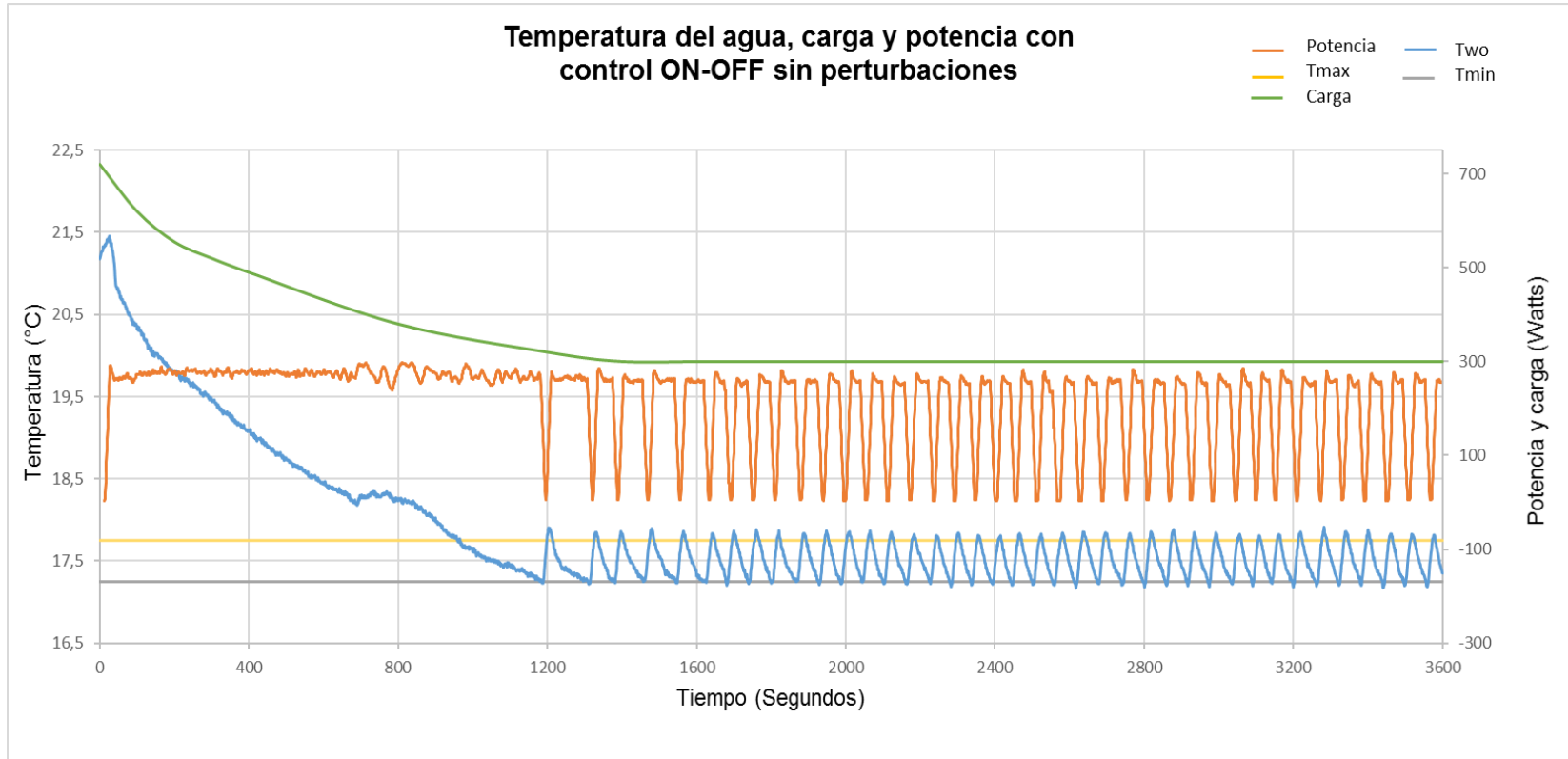
5.2.1 Pruebas sin perturbación del sistema Las pruebas sin perturbación del sistema fueron realizadas con una carga térmica constante, correspondiente al calor que se transfiere al sistema desde el ambiente, cuya temperatura fue mantenida en 26°C utilizando el aire acondicionado disponible en el laboratorio donde se llevaron a cabo.

El sistema atraviesa por un periodo de estado transitorio durante el cual extrae el calor del sistema hasta alcanzar la temperatura de referencia; esta carga corresponde al agua que fluye a través del evaporador, la cual disminuye a medida que disminuye su temperatura. Una vez que el sistema alcanza el estado estable, la carga en el sistema permanece constante.

La temperatura inicial del agua en cada uno de los casos fue de 21°C, y se enfrió encendiendo el sistema de refrigeración. La duración total de la prueba fue establecida teniendo en cuenta que el sistema debía alcanzar el estado estable para que fuera posible la comparación del consumo energético de cada estrategia de control. De esta manera, el tiempo total de la prueba fue de 60 minutos contados a partir del instante en el que se encendió el compresor por primera vez. Durante este tiempo se logra alcanzar la temperatura de referencia y observar como el sistema estabiliza el comportamiento de la potencia de consumo para cada caso.

5.2.1.1 Control ON-OFF Con el fin de evitar que el compresor tuviera ciclos muy cortos de encendido y apagado, se estableció un rango en el que se debía mantener la temperatura de salida del agua del evaporador. Así, la temperatura mínima fue fijada en 17.25°C y la máxima en 17.75°C. La Figura 37 muestra las tendencias de la temperatura de control (agua a la salida del evaporador), el consumo de potencia del compresor y la carga térmica aplicada al sistema.

Figura 36. Tendencia de la temperatura de control, carga y potencia de consumo para el control ON-OFF sin perturbar.



La carga del sistema es alta al comenzar la prueba debido al calor que debe ser retirado para llevar la temperatura del agua desde el valor inicial hasta el valor de referencia. Esta carga es transitoria y una vez el sistema se estabiliza, la única carga que debe ser retirada es la del calor que le suministra el ambiente.

- **Comportamiento de la temperatura** El tiempo que tarda el sistema en alcanzar por primera vez la temperatura mínima del rango, después de encender el compresor, fue de 19 minutos. A partir de allí, y durante 6 minutos, el ciclo de encendido y apagado varió su duración debido a la inercia del sistema ejercida por el volumen de agua que se encuentra dentro del tanque y a la no uniformidad de la temperatura dentro del mismo. Después de ese momento, los ciclos de encendido y apagado tuvieron un periodo aproximadamente igual, indicando que el sistema alcanzó el estado estable.

Es posible observar que en el segundo 690 de la prueba sucedió una perturbación que obedece a una ligera variación de la temperatura del ambiente en el cual se llevó a cabo la prueba.

Como se puede apreciar, el overshoot que se da cuando el sistema alcanza la temperatura mínima es casi despreciable, con una diferencia de $0,02^{\circ}\text{C}$. Por su parte, el overshoot presentado cuando el sistema alcanza la temperatura máxima es mayor, llegando a tener un valor de $0,3^{\circ}\text{C}$. Lo anterior indica que el sistema responde mucho más rápido frente al calentamiento que al enfriamiento.

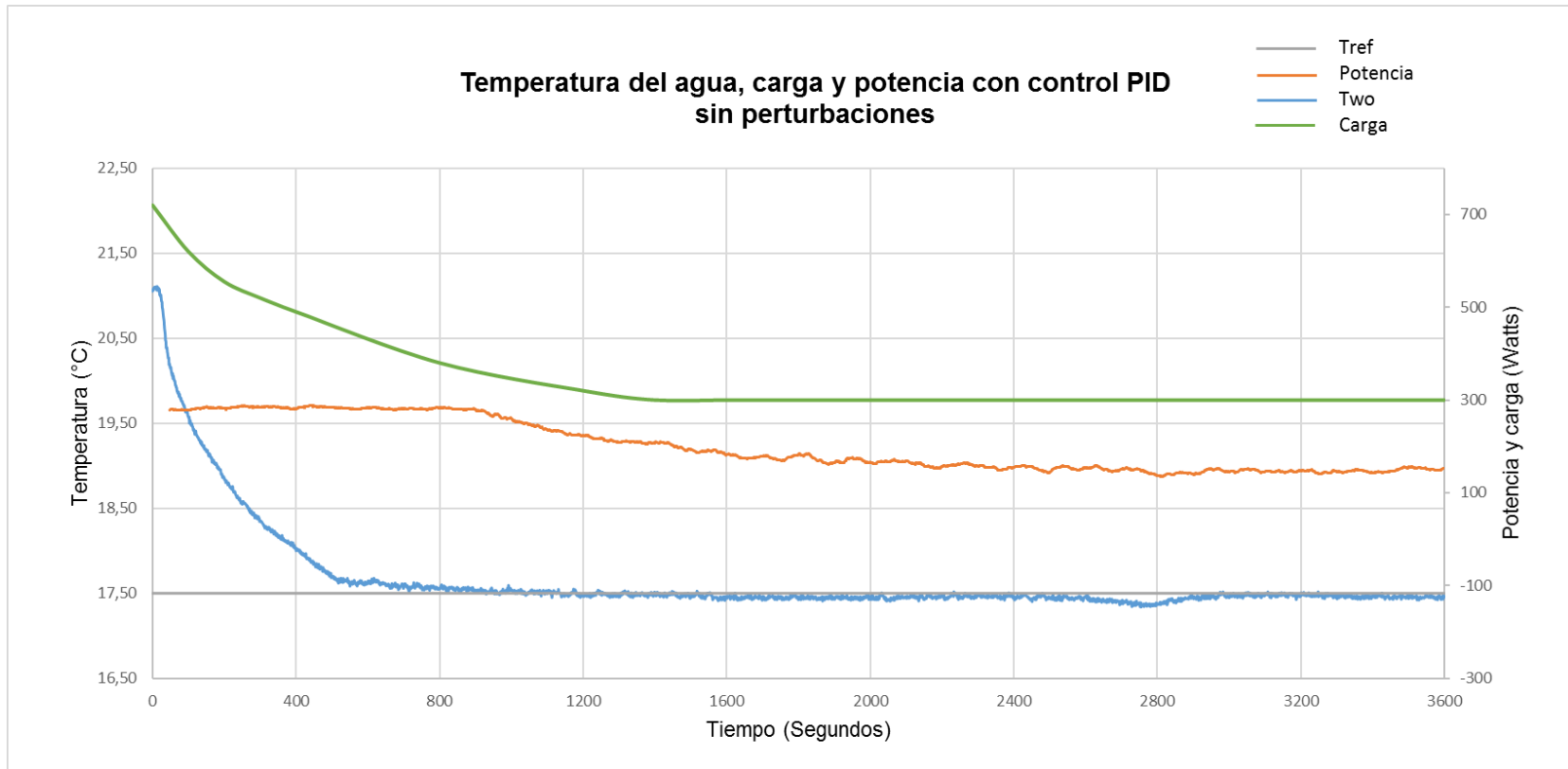
- **Comportamiento de la potencia** Los tiempos de encendido y apagado del compresor fueron de aproximadamente 45 y 17 segundos, respectivamente, cuando el sistema alcanzó el estado estable. De manera general, el compresor consume en promedio 275 Watts cuando esta encendido y 0 Watts cuando está apagado.

Son evidentes los picos de corriente que se presentan cada vez que el compresor se enciende; esto obedece a la corriente de arranque necesaria para vencer la inercia del compresor y la presión dentro de la tubería.

5.2.1.2 Control PID. La temperatura de referencia para el caso del controlador PID fue el promedio entre la temperatura máxima y mínima utilizada en el control ON-OFF, es decir, 17.5 °C. La Figura 38 muestra el comportamiento de la temperatura controlada, la carga impuesta sobre el sistema y la potencia de consumo del compresor con respecto al tiempo. Las constantes Kp y Ki utilizadas para la prueba fueron las halladas tras la optimización del control tal y como se registra en la sección 4.3.1.1 de este documento.

- **Comportamiento de la temperatura** El tiempo de estabilización de la temperatura del agua es de aproximadamente 17 minutos a partir del momento en que encendió el compresor. Después de este tiempo, se evidencia una respuesta bastante precisa ante el control de esta variable, encontrando fluctuaciones de tan solo 0,05°C respecto al valor de referencia.
- **Comportamiento de la potencia** Se puede observar que el compresor consume la máxima potencia al comenzar la prueba, cuando la temperatura de control se encuentra alejada de la referencia y el error es grande, consumiendo en promedio 275 Watts. Después de 8 minutos aproximadamente (segundo 500 en la gráfica), el error se hizo inferior a 1°C y el controlador comenzó a reducir la velocidad del compresor disminuyendo a su vez la potencia de consumo de forma gradual hasta alcanzar un promedio 150 Watts al alcanzar el estado estable. Esto representa una reducción de la potencia cercana al 45%, en comparación con la potencia máxima consumida por el compresor.

Figura 37. Tendencia de la temperatura de control y potencia de consumo en el control PID sin perturbar.



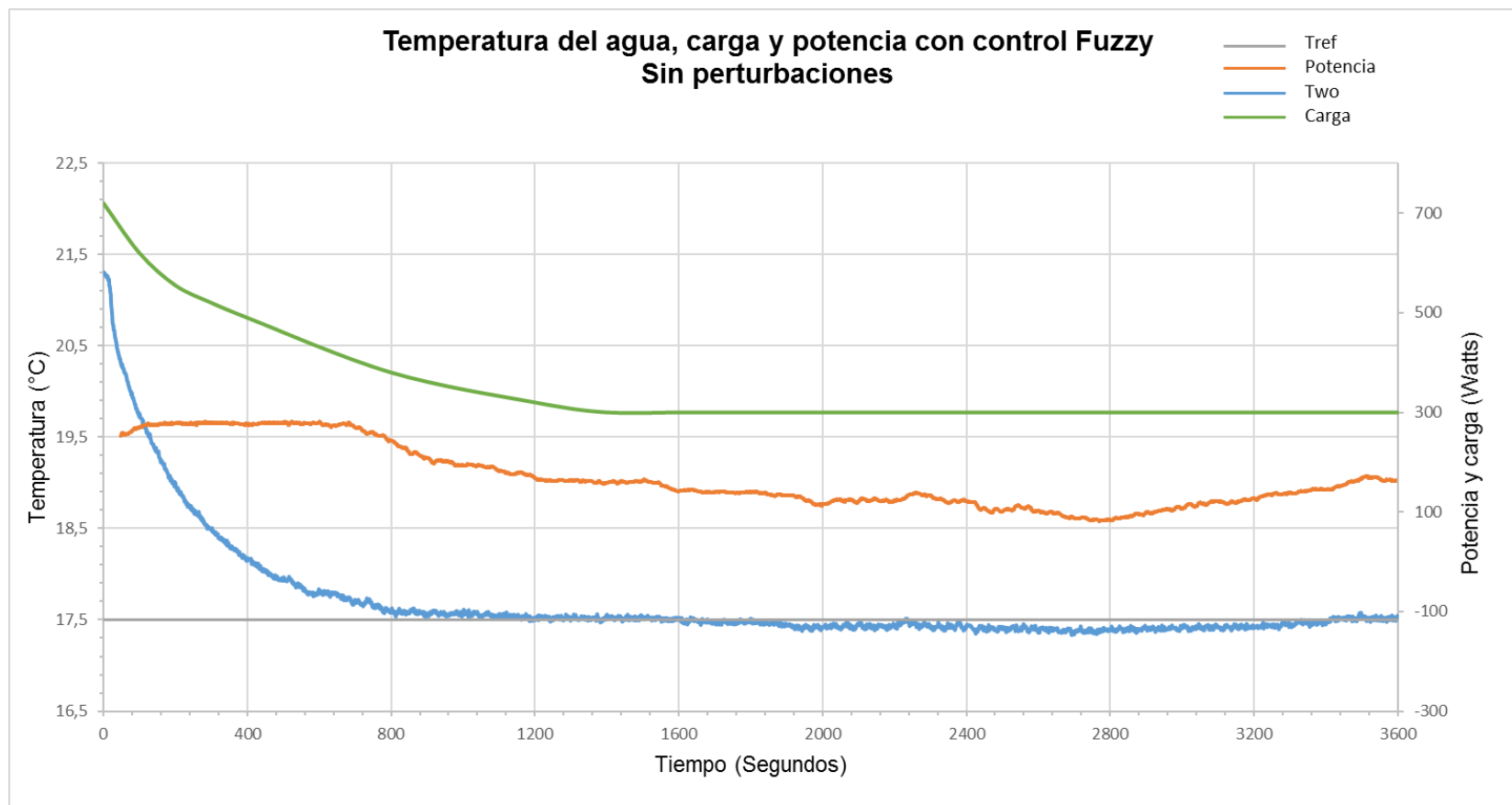
5.2.1.3 Control Fuzzy. La temperatura de referencia para el controlador Fuzzy, al igual que para el control PID, fue fijada en 17,5 grados Celsius. Los datos de la figura 39 fueron tomados una vez encendido el sistema. Las reglas utilizadas en el controlador son las especificadas en la sección 4.3.2.

- **Comportamiento de la temperatura** Como se puede apreciar en la figura 49, el sistema tarda alrededor de 17 minutos en alcanzar la temperatura de referencia. A partir de ese momento, presentó ligeras fluctuaciones con un error máximo de 0,1 grados centígrados. Durante los 40 minutos posteriores, la temperatura del agua a la salida del evaporador osciló entre 17.4 y 17.55 grados centígrados, demostrando la efectividad del control para ajustarse a la carga impuesta por el ambiente.

- **Comportamiento de la potencia** La potencia consumida por el compresor durante los 10 primeros minutos de la prueba se encuentra en su valor máximo (en promedio 275 Watts), de manera que pueda extraer el calor del sistema hasta alcanzar la temperatura de referencia. Después, y a medida que la temperatura empieza a acercarse a la temperatura de referencia, es posible observar que la potencia comienza a decrecer, lo cual indica que la velocidad del compresor disminuye por la acción del control.

La potencia mínima que consume el compresor en este caso es de 75 Watts y en promedio consume alrededor de 130Watts cuando el sistema alcanza el estado estable, alcanzando una reducción cercana al 53% respecto a la potencia máxima consumida.

Figura 38. Tendencia de la temperatura de control y potencia de consumo en el control Fuzzy sin perturbaciones.



5.2.2 Resultados del sistema con perturbaciones frecuentes. La prueba del sistema con perturbaciones frecuentes tuvo una duración de una hora para los tres casos. El sistema es perturbado con el encendido de las resistencias eléctricas después de que el sistema alcance el estado estable. El patrón de perturbaciones impuesto sobre el sistema se muestra en la figura 24; después de diez minutos de operación del sistema, se encienden tres resistencias durante tres minutos. Luego, diez minutos después, se encienden dos resistencias durante otros tres minutos y finalmente, durante diez minutos más se enciende solo una resistencia durante tres minutos hasta que el sistema se estabilice nuevamente.

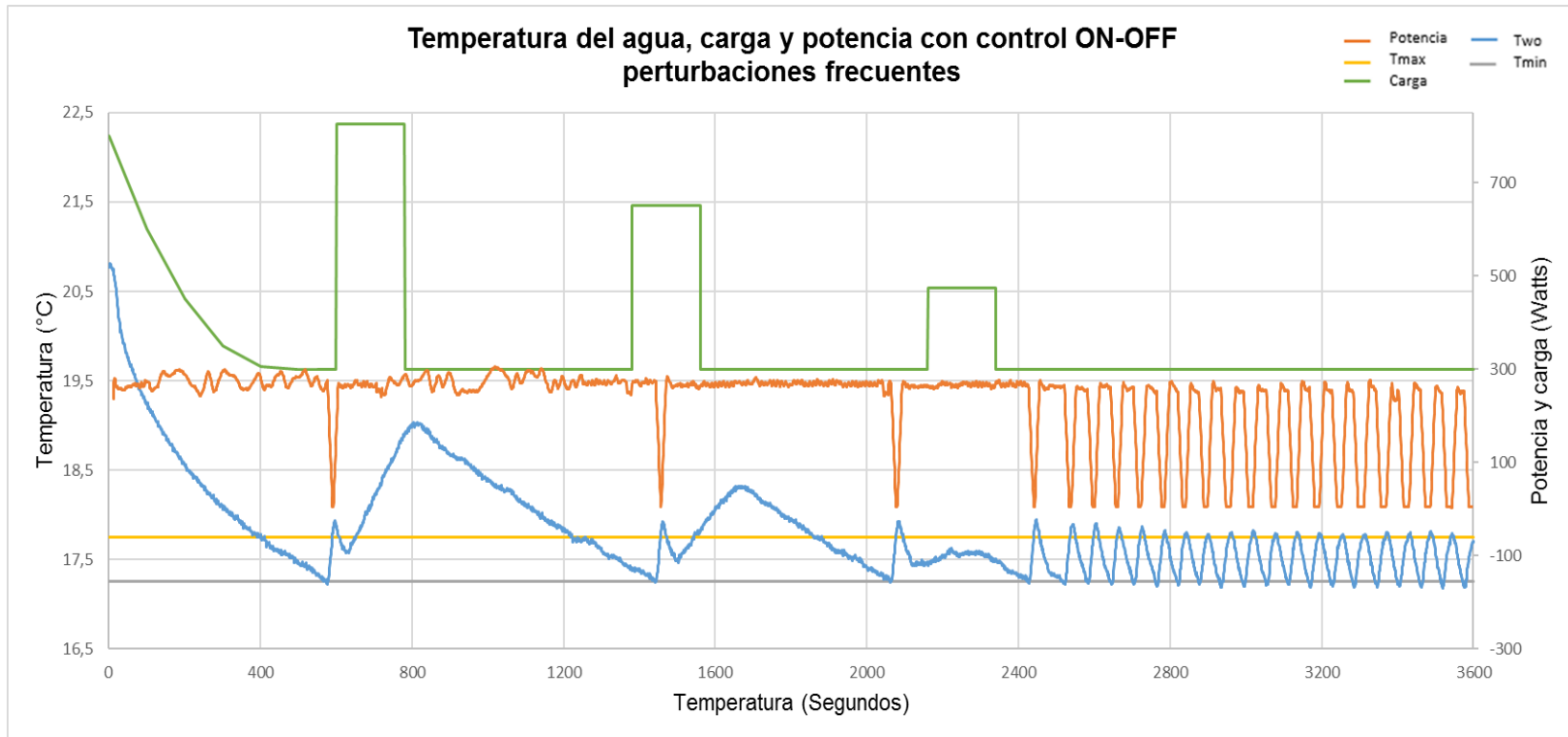
5.2.2.1 Control ON-OFF con perturbaciones frecuentes

- **Comportamiento de la temperatura** Una vez la temperatura de control alcanza la temperatura de referencia mínima realiza un ciclo de encendido y apagado e inmediatamente después comienza a aumentar debido a que el sistema no puede retirar la carga que está ingresando al agua debido al encendido de las tres resistencias. Este comportamiento continúa durante 3 minutos hasta que el agua alcanza aproximadamente 19°C. Cuando las resistencias se apagan la temperatura comienza a disminuir mientras el compresor trabaja a su máxima capacidad y realiza un segundo ciclo de encendido y apagado.

El comportamiento de la temperatura es similar cuando se encienden dos y una resistencia, con la diferencia de que la temperatura máxima al realizar cada perturbación es cada vez menor.

- **Comportamiento de la potencia** Se puede evidenciar que en esta prueba el tiempo en que el compresor opera a su máxima potencia es mucho mayor en comparación al caso sin perturbaciones, excepto en la parte final de la prueba cuando el sistema se encuentra en estado estable.

Figura 39. Tendencia de la temperatura y la potencia para el control ON-OFF con perturbaciones frecuentes



5.2.2.2 Control PID con perturbaciones frecuentes

- **Comportamiento de la temperatura** En la figura 41, es posible observar dos picos de temperatura correspondientes al momento en el que tres y dos resistencias son encendidas; sin embargo, cuando se enciende una sola resistencia la capacidad del sistema es suficiente para extraer el calor que se está introduciendo al agua y por esta razón en la gráfica no se percibe la perturbación.
- **Comportamiento de la potencia** En este caso, la potencia se hace máxima durante un tiempo mayor en comparación con el caso sin perturbar. Cuando el error se acerca a cero disminuye la potencia de consumo hasta que es perturbado nuevamente. Después de la última perturbación, el sistema reduce la potencia consumida al mínimo mientras mantiene la temperatura controlada en el valor de referencia.

5.2.2.3 Control Fuzzy con perturbaciones frecuentes

- **Comportamiento de la temperatura** La figura 42 muestra que el control Fuzzy realiza un control efectivo cuando el sistema es perturbado, después de que la temperatura alcanza los picos que genera el encendido de las resistencias. El sistema tiende a mantener una temperatura de 17.5 grados centígrados con ligeras fluctuaciones.
- **Comportamiento de la potencia** Como era de esperarse, en este caso el compresor también opera a su máxima potencia durante un mayor periodo de tiempo debido a las altas cargas que debe extraer del sistema; sin embargo, en comparación con el control PID, después de la última perturbación logra disminuir más rápidamente el consumo y operar a la velocidad mínima.

Figura 40. Tendencia de la temperatura para el control PID con perturbaciones frecuentes

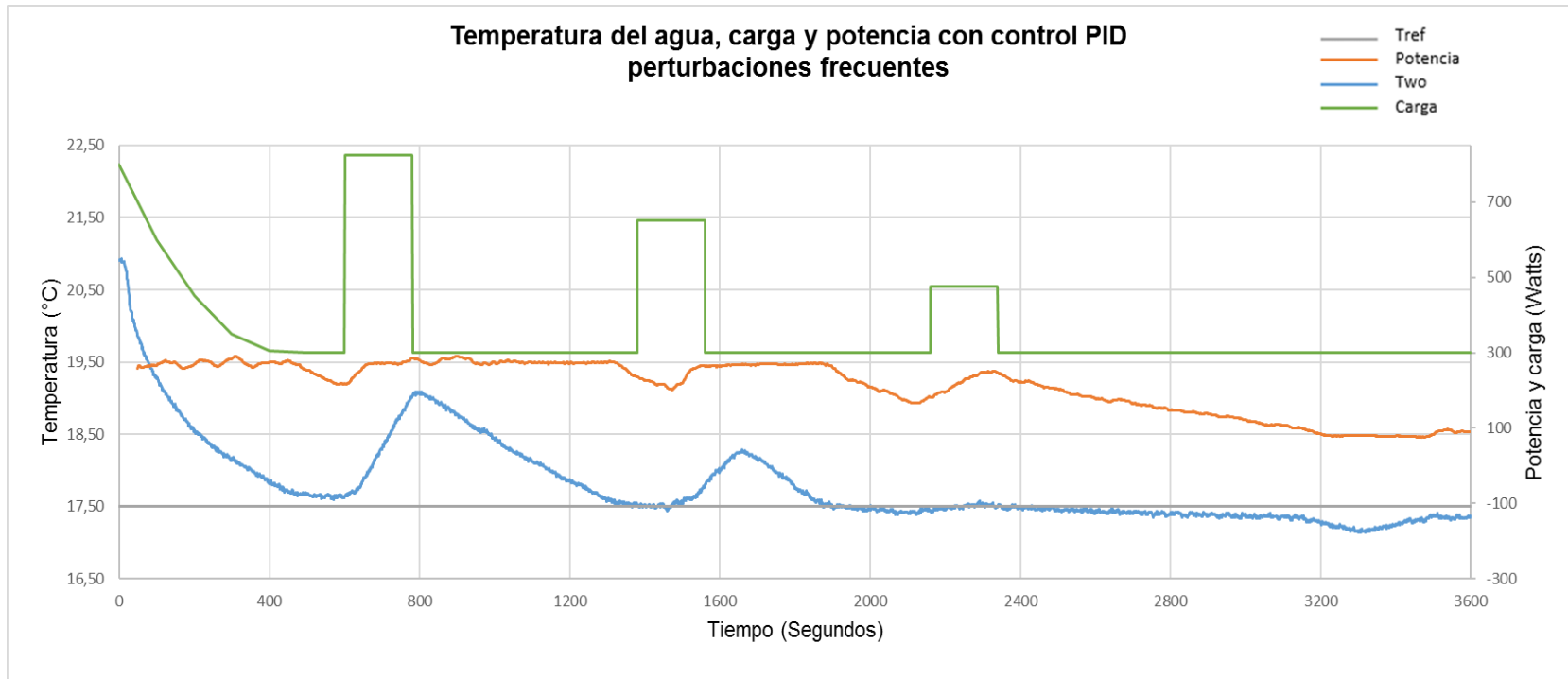
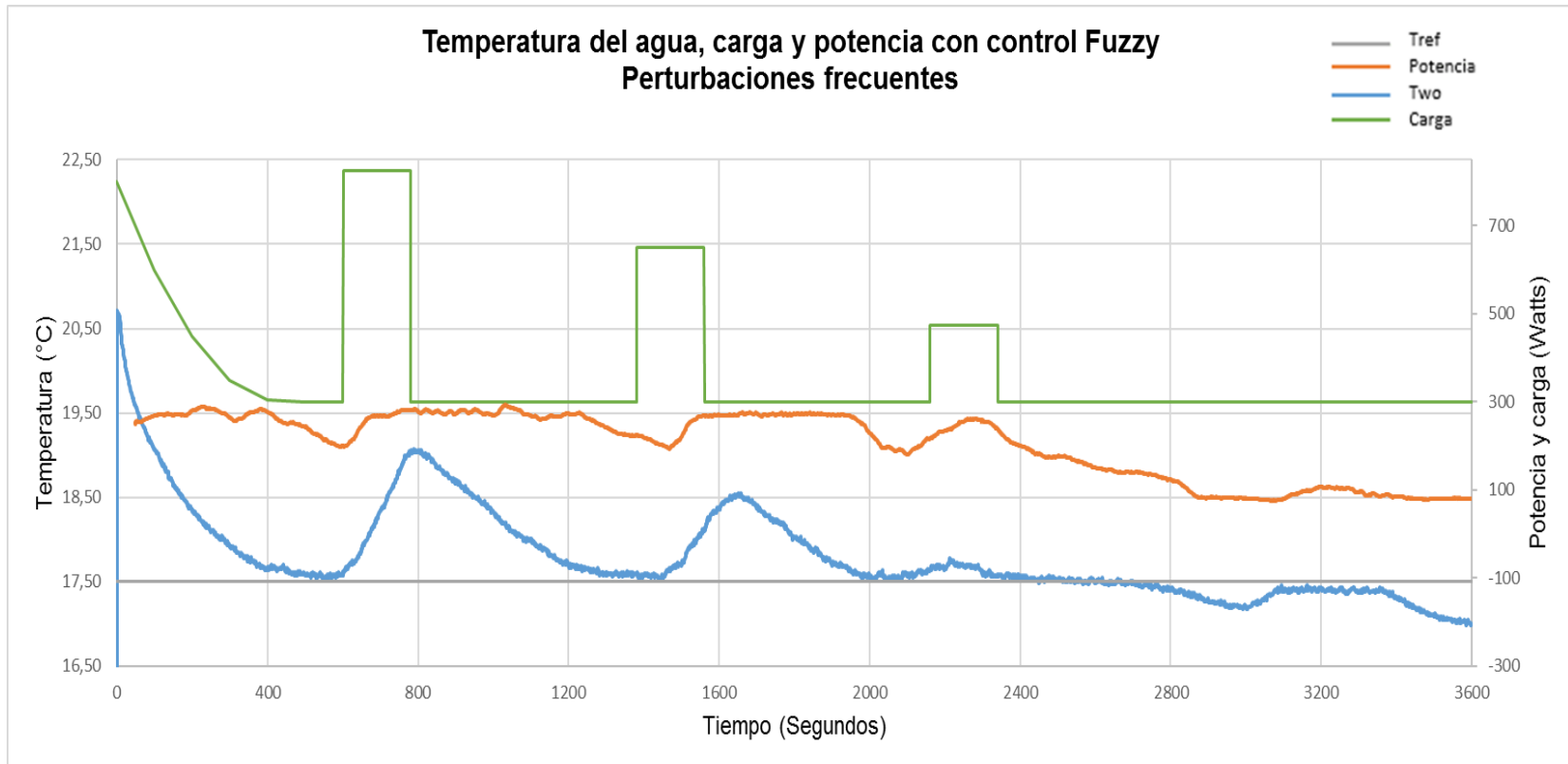


Figura 41. Tendencia de la temperatura para el control Fuzzy con perturbaciones frecuentes.



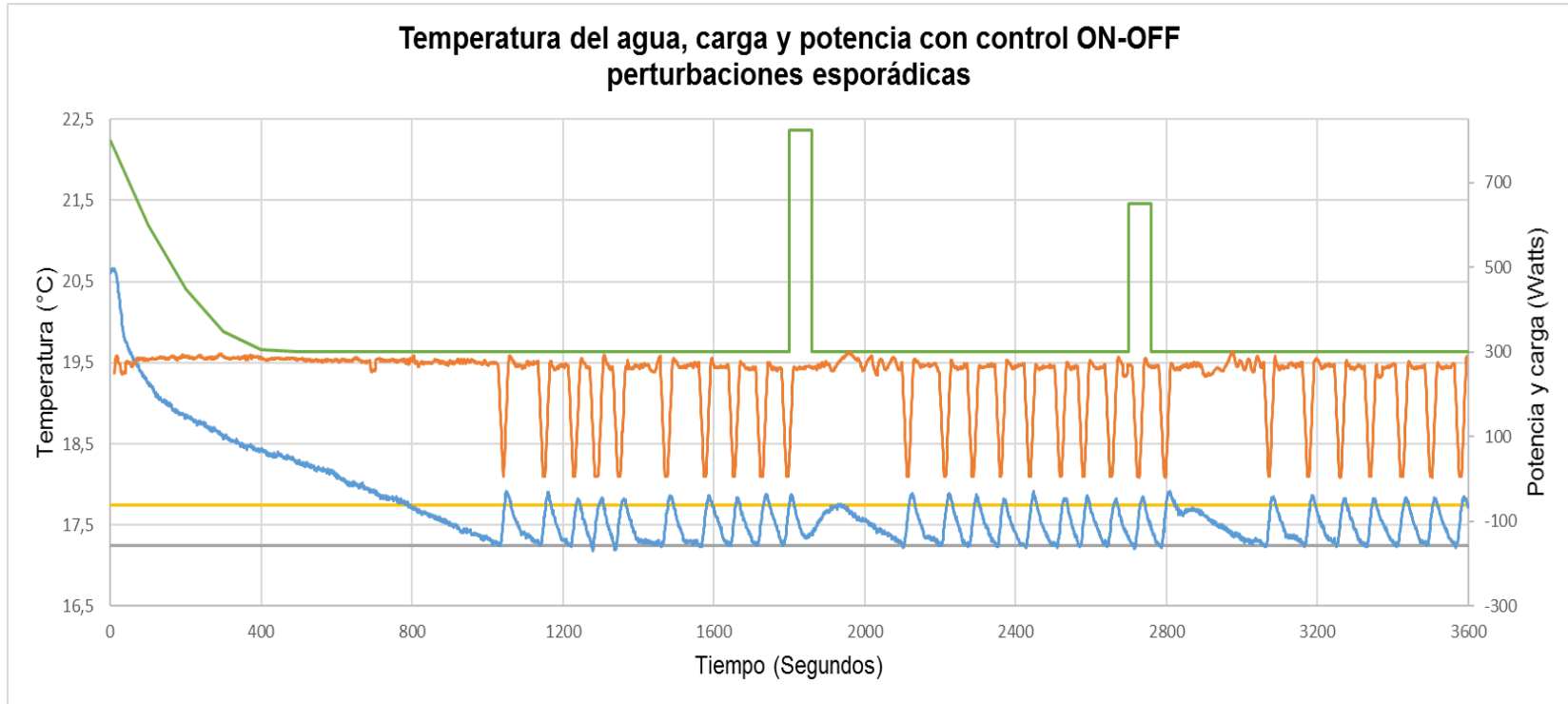
5.2.3 Resultados de las pruebas con perturbaciones esporádicas. Durante las pruebas con perturbaciones frecuentes se hizo evidente que el tiempo en el que se permite a los controles continuos accionar en estado estable son muy cortos, de manera que el consumo energético no representa una reducción tan significativa debido a la alta carga impuesta sobre el sistema durante largos periodos de tiempo. En este caso, se realizan pruebas con perturbaciones de menor frecuencia y duración, de manera que se pueda evidenciar más claramente la reducción del consumo mientras el sistema mantiene la temperatura de referencia.

La prueba consiste en encender el banco y permitir que cada una de las estrategias de control operen durante media hora, momento en el cual se encienden las tres resistencias durante solo un minuto y quince minutos después encienden dos resistencias durante un minuto más. Este patrón de perturbaciones se muestra en la figura 25.

5.2.3.1 Control ON-OFF con perturbaciones esporádicas

- **Comportamiento de la temperatura** La gráfica de la temperatura de control exhibe como el controlador opera correctamente entre los límites de temperatura establecidos. Cuando se realizan las perturbaciones, al no ser tan prolongadas, la temperatura no supera la temperatura máxima del rango de control, sin embargo, el tiempo que tarda en descender nuevamente hasta la temperatura de referencia mínima es mayor siendo esto evidencia de la perturbación.
- **Comportamiento de la potencia** En la figura 43 es posible observar el patrón que describe inicialmente el consumo de potencia, similar a la prueba sin perturbaciones en estaba en estado estable, y como se modifica este patrón con el encendido de las resistencias: el compresor debe mantenerse operando durante un tiempo mayor para lograr disminuir la temperatura nuevamente hasta el valor de referencia, después de haber apagado las resistencias.

Figura 42. Potencia del compresor control ON-OFF con perturbaciones esporádica



5.2.3.2 Control PID con perturbaciones esporádicas

- **Comportamiento de la temperatura** En la figura 44 se observa como el control PID realiza su acción de manera efectiva estabilizando el sistema en 17.5°C. Cuando se presentan las perturbaciones, pese a que la temperatura describe aumentos temporales, una vez se apagan las resistencias el sistema vuelve a controlarse para mantener una temperatura cercana a 17.5°C.
- **Comportamiento de la potencia** Cada vez que se perturba el sistema, la potencia de consumo, al igual que la temperatura, aumentan y describe un pico máximo debido al aumento de la velocidad del compresor que trabaja para retirar el calor que se está ingresando en el sistema. Una vez se apagan las resistencias y la temperatura comienza a disminuir, la velocidad del compresor disminuye gradualmente y la potencia se reduce, estableciéndose en un valor promedio de 150 Watts.

5.2.3.3 Control Fuzzy con perturbaciones esporádicas

- **Comportamiento de la temperatura** Después de que el controlador Fuzzy establece la temperatura de control en 17.5°C y se realiza la primera perturbación, la temperatura aumenta alrededor de 0,5°C como máximo, por encima de la referencia. Cuando se apagan las resistencias, el sistema de refrigeración extrae el calor necesario para que la temperatura se reduzca de nuevo y se mantenga en 17.5°C.
- **Comportamiento de la potencia** La potencia consumida cuando el compresor funciona bajo la estrategia de control Fuzzy para este patrón de perturbaciones describe picos de consumo cada vez que se perturba el sistema alcanzando una potencia de 275 Watts en la primera perturbación y 250 Watts en la segunda perturbación.

Figura 43. Tendencia de la temperatura para el control PID con perturbaciones esporádicas

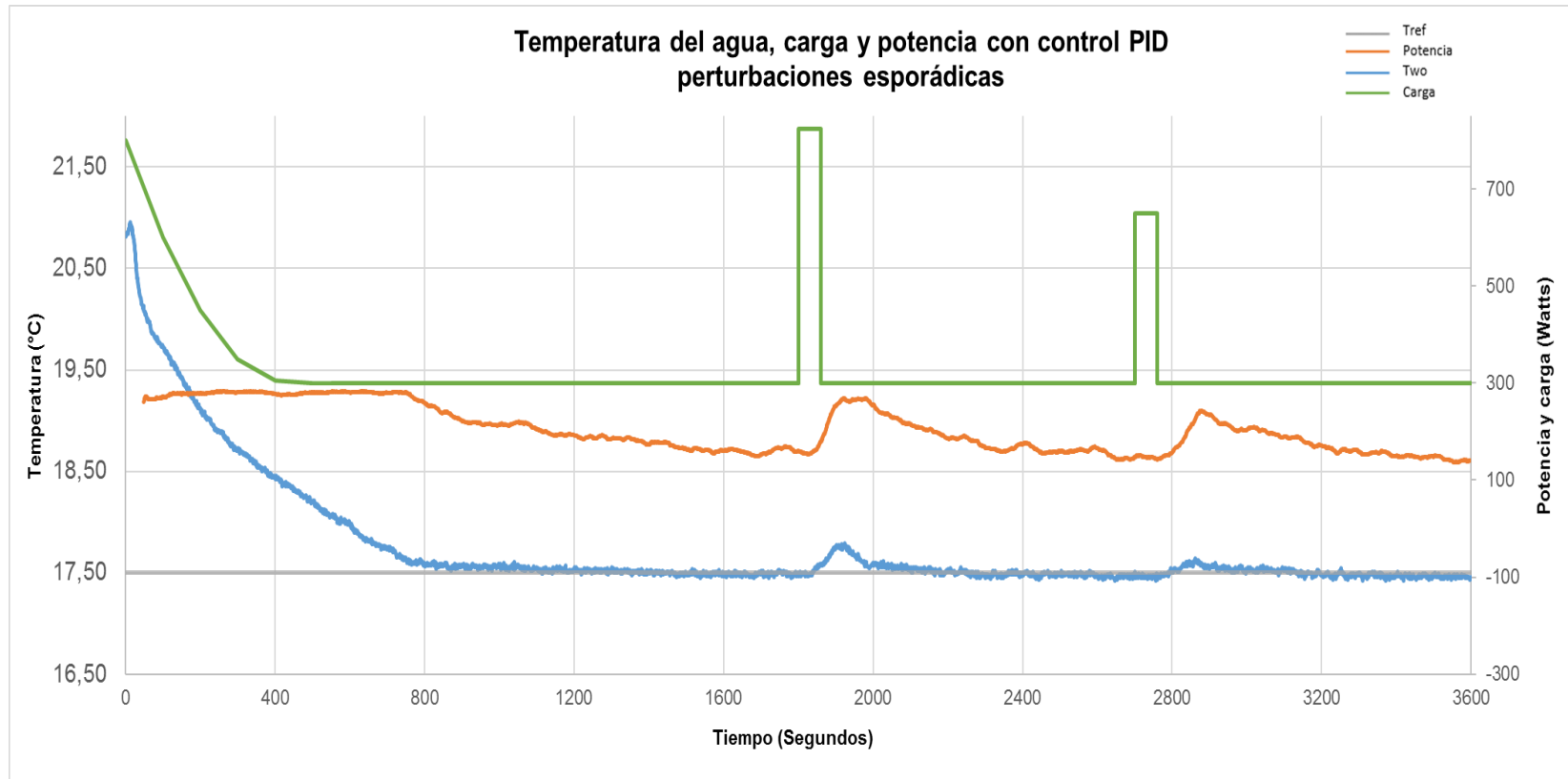
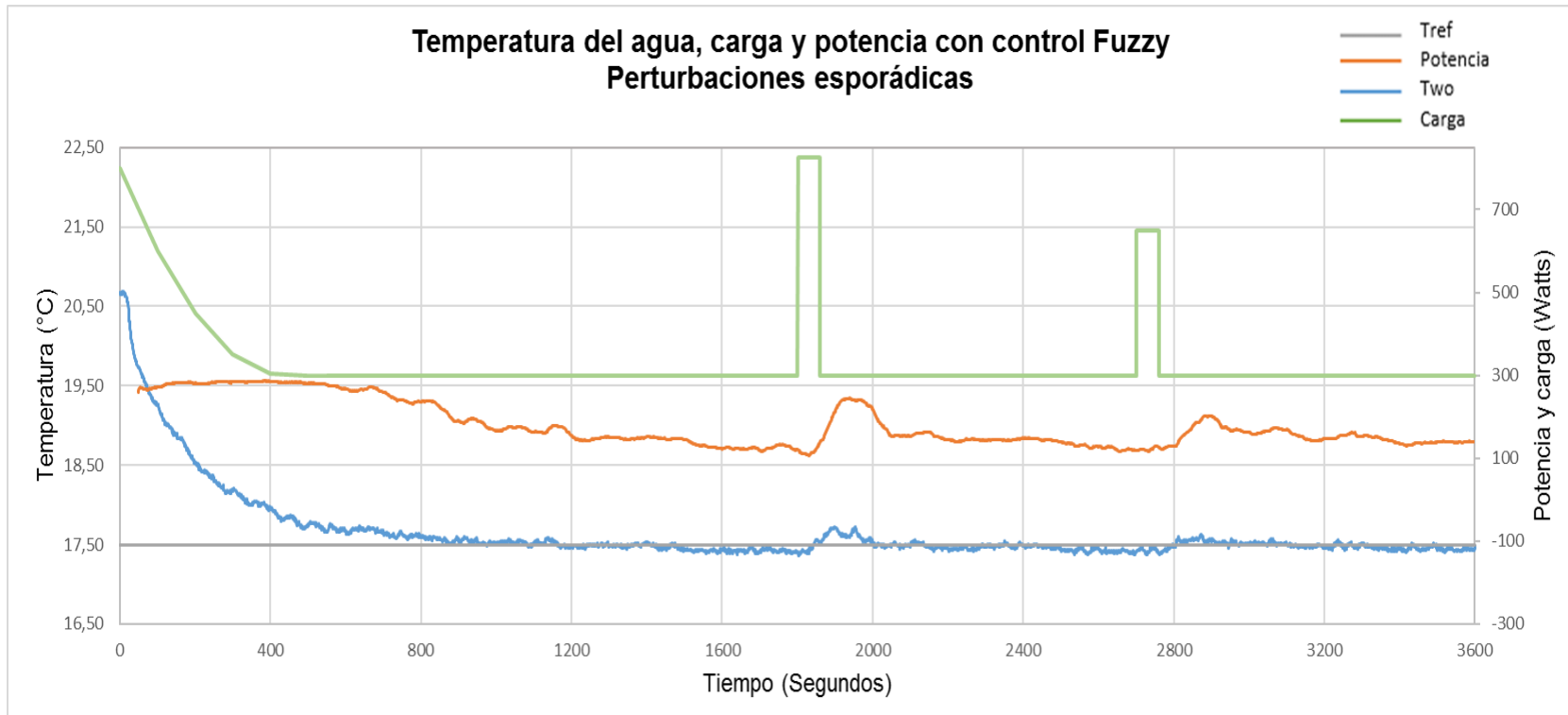


Figura 44. Tendencia de la temperatura para el control Fuzzy con perturbaciones esporádicas



6. ANÁLISIS COMPARATIVO DE LA ENERGÍA CONSUMIDA POR LAS DIFERENTES ESTRATEGIAS DE CONTROL

La energía consumida por el sistema durante el tiempo de operación bajo las diferentes estrategias de control se define como la integral respecto al tiempo de la potencia consumida de la siguiente manera.

$$Energía\ consumida = \int_0^t Potencia\ dt$$

Gráficamente, esta integral es el área bajo la curva de la gráfica potencia vs. Tiempo del sistema durante su operación y puede ser discretizada numéricamente de la siguiente manera.

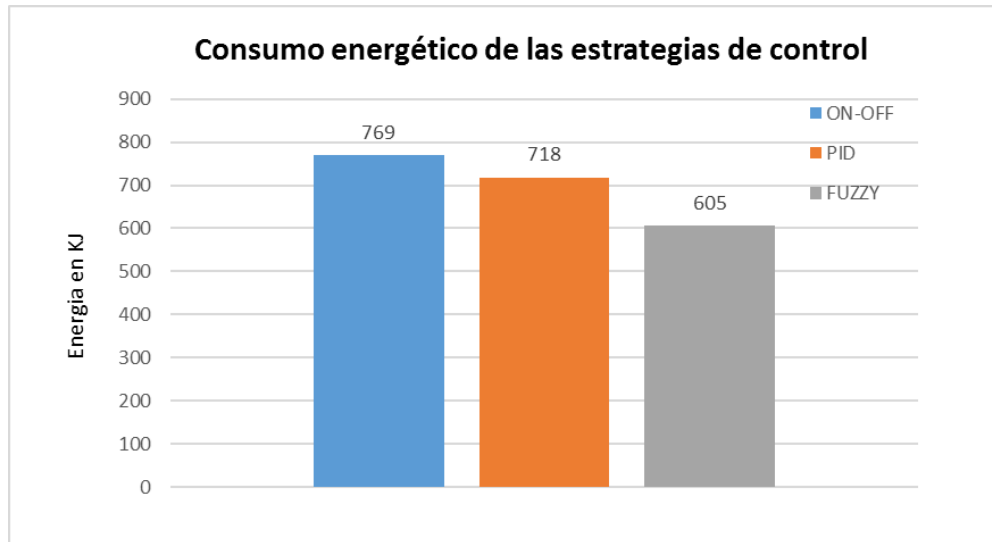
$$\int_0^t Potencia\ dt = \sum_0^n Potencia * t = \sum_0^{3600} Potencia\ (1\ seg)$$

Como los datos de la potencia fueron tomados en Watts y las medidas fueron tomadas cada segundo, la sumatoria del producto de los valores de potencia registrados multiplicados por la unidad dan como resultado la energía total consumida durante la prueba en Joules.

6.1 ESTRATEGIAS DE CONTROL SIN PERTURBACIONES

Cuando el sistema opera sin perturbaciones y se mantiene en estado estable, el control que presenta un mayor ahorro energético, tal y como se puede observar en la Figura 46, es el controlador Fuzzy que en comparación con el control ON-OFF consume un **21,3%** menos de energía y frente al PID consume un **15,7%** menos. Por su parte, el controlador PID muestra un ahorro del **6,6%** frente al controlador ON-OFF.

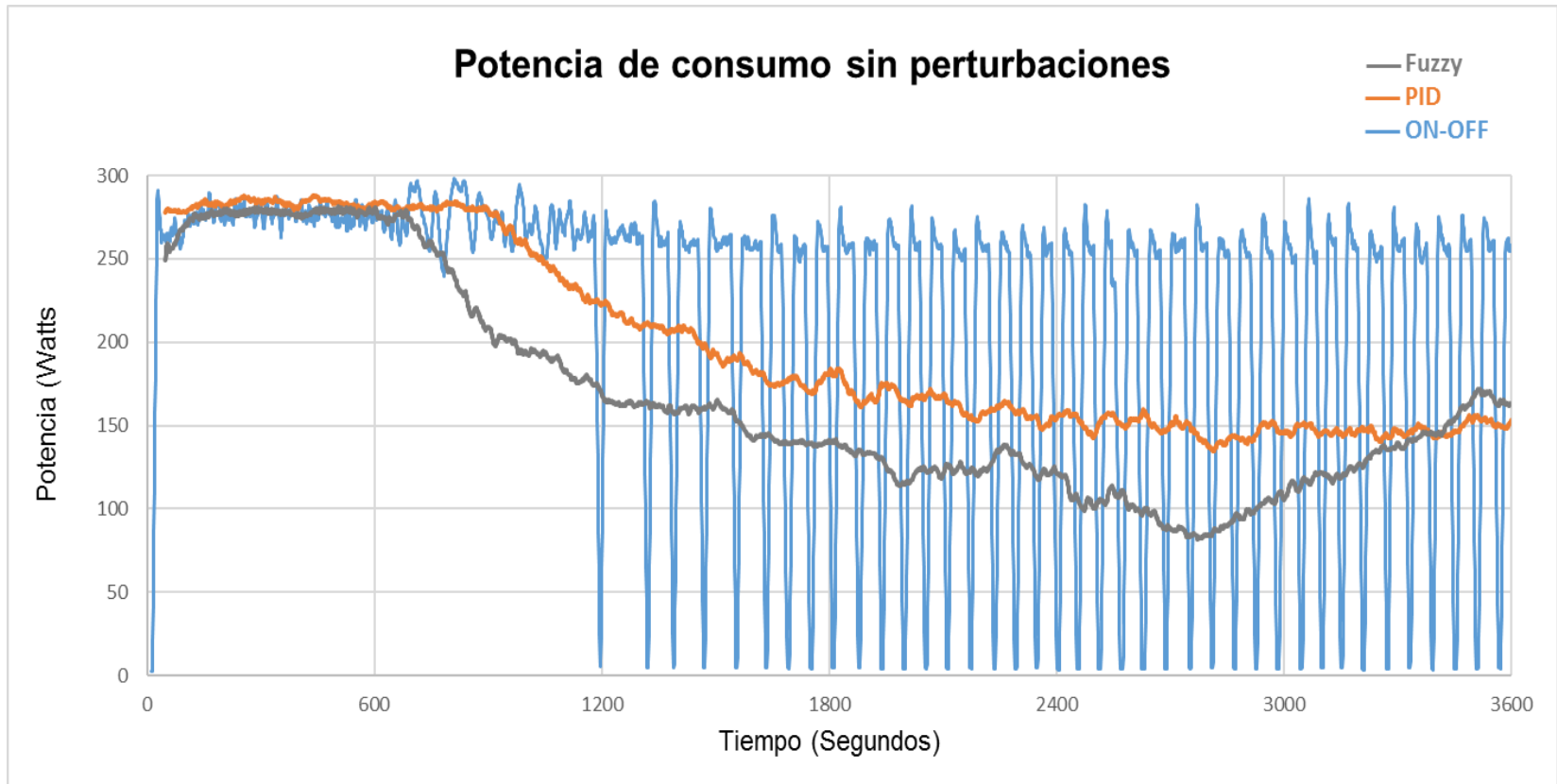
Figura 45. Consumo energético sin perturbaciones



Según esta gráfica, se hace evidente que el sistema operando bajo la estrategia de control Fuzzy logra reducir más rápidamente el consumo de potencia en comparación con el control PID. Además, se mantiene consumiendo una potencia menor en promedio durante el estado estable, lo cual es consecuente con que el control Fuzzy tenga un menor consumo en comparación con el controlador PID.

Con respecto al controlador ON-OFF, pese a que tiene instantes de consumo nulo, de manera acumulada presenta siempre un mayor consumo energético, en comparación con las estrategias de control continuo. Esto se debe principalmente a que los periodos de encendido son generalmente más largos que los periodos de apagado, además de presentar picos de consumo durante el arranque.

Figura 46. Comparación de las potencias de consumo sin perturbar

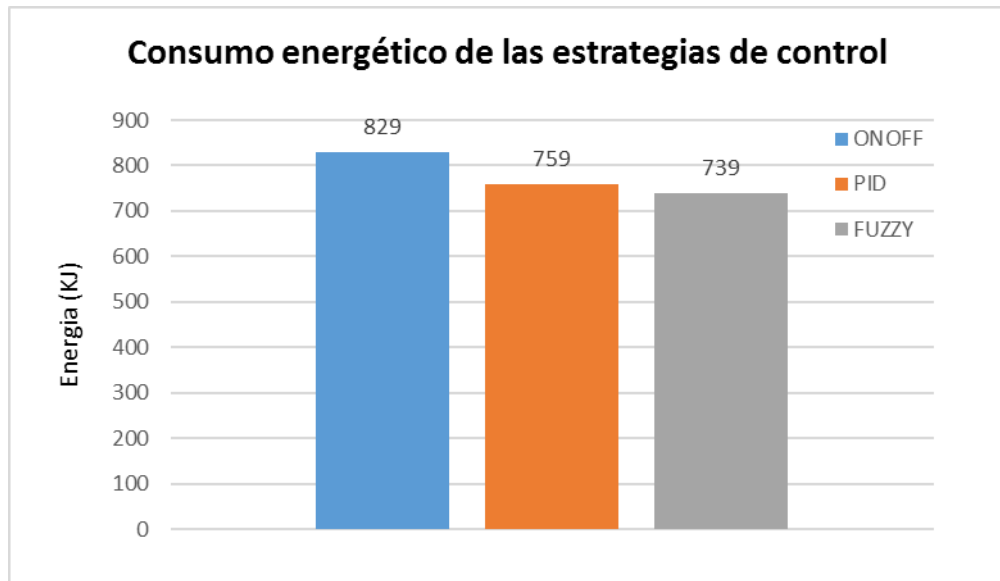


6.2 ESTRATEGIAS DE CONTROL CON PERTURBACIONES FRECUENTES

Como habría de esperarse, al inducir perturbaciones, independientemente de la estrategia de control utilizada, el consumo de energía del sistema en general aumenta respecto a la operación del sistema sin perturbaciones. En este caso es posible observar que el porcentaje de ahorro de las estrategias de control continuo, tanto el Fuzzy como el PID, es menor que cuando el sistema opera sin perturbaciones.

Según la Figura 48, el ahorro energético del control PID es cercano al 8% con respecto al control ON-OFF. Por su parte, el control Fuzzy presenta un ahorro ligeramente mayor, correspondiente a un consumo 10,8% menor que el consumo del control ON-OFF.

Figura 47. Consumo energético con perturbaciones frecuentes

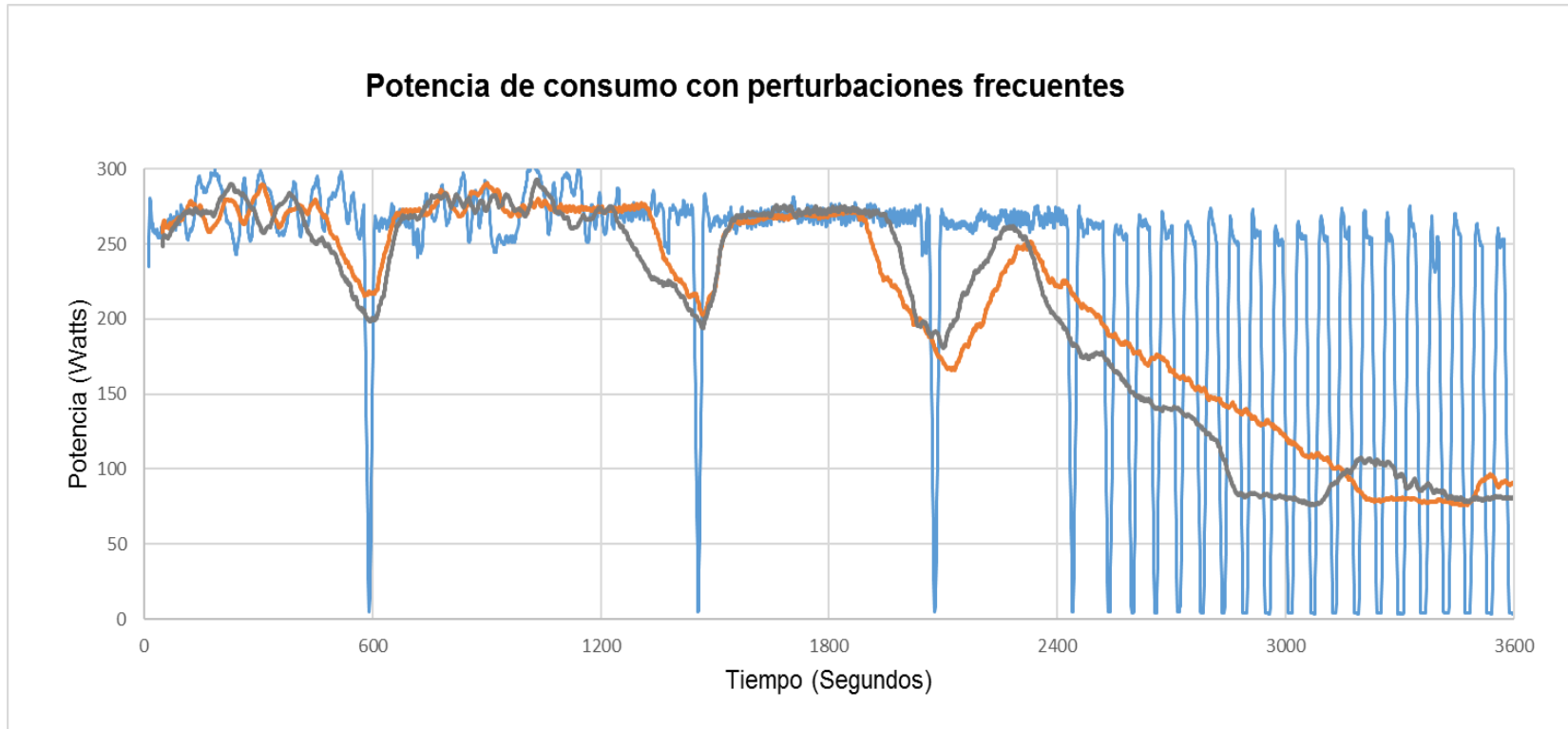


En la Figura 49 puede apreciarse que a pesar de que el comportamiento del consumo de potencia del control PID y Fuzzy es muy similar durante las perturbaciones, es decir, durante los primeros 2500 segundos de la prueba, el

tiempo de estabilización después de la última perturbación para el control PID es mayor que el Fuzzy. Esto prueba que la respuesta del sistema es más rápida cuando está controlado por la estrategia Fuzzy.

Lo anterior obedece a que, debido a la acción integral del control PID junto con el error acumulado durante las perturbaciones, la señal de control es más alta cuando la temperatura se está acercando al valor de referencia, haciendo que responda más lentamente el sistema. Se evidencia que el controlador Fuzzy tiene una ventaja energética respecto al PID cuando el sistema es perturbado constantemente debido a la rápida respuesta que ofrece.

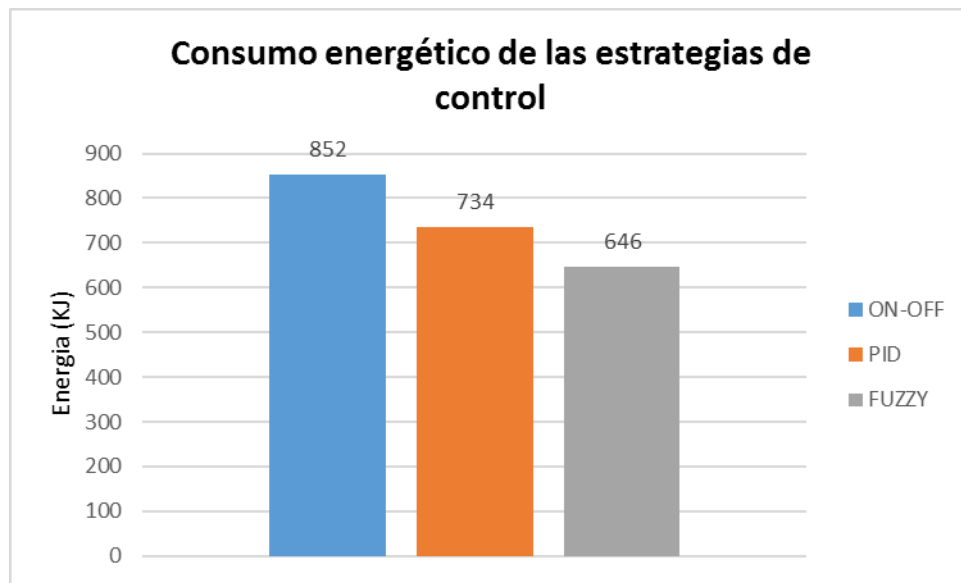
Figura 48. Comparación de las potencias de consumo para perturbaciones frecuentes



6.3 ESTRATEGIAS DE CONTROL CON PERTURBACIONES ESPORÁDICAS

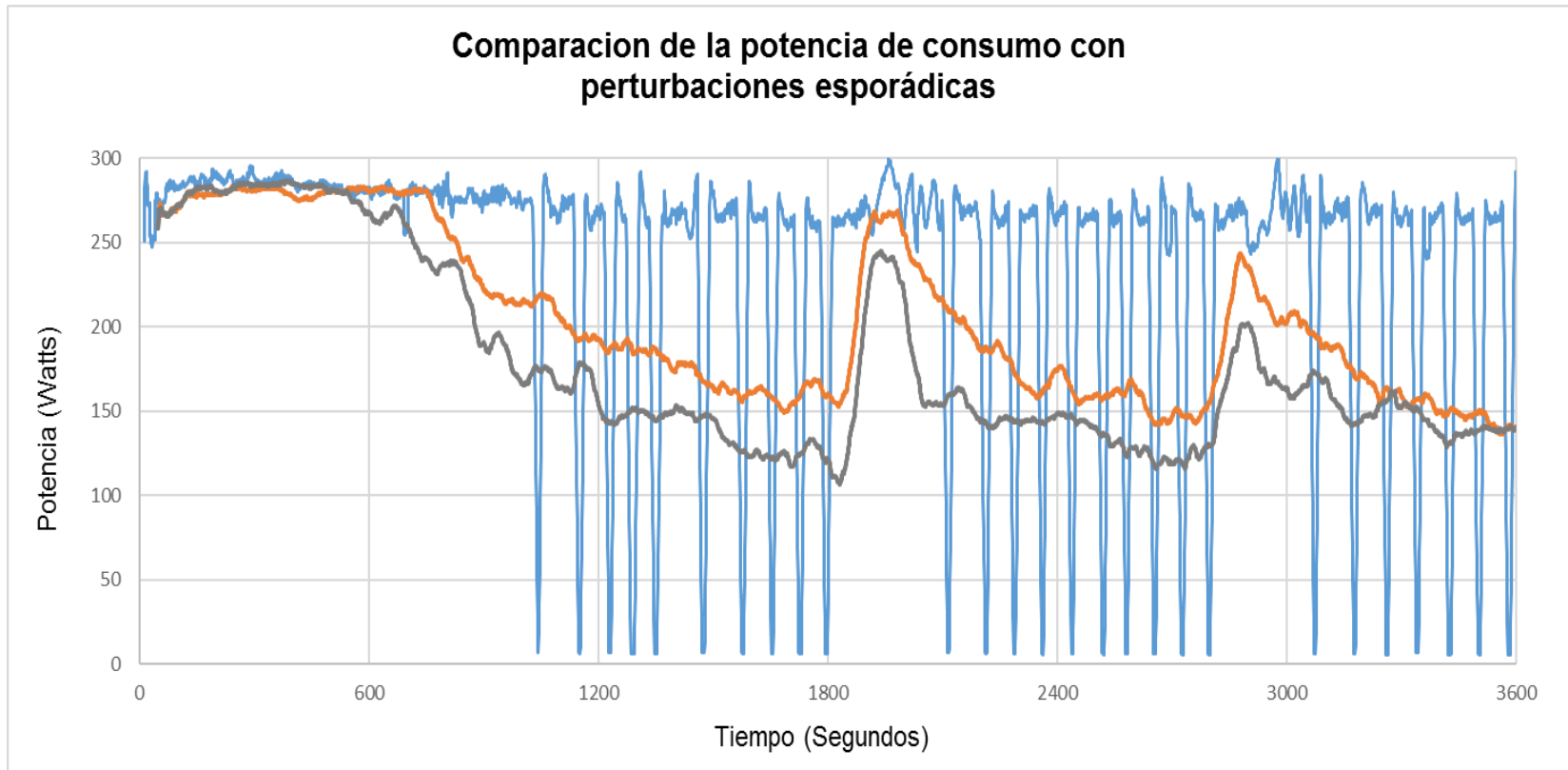
Cuando se realizan perturbaciones esporádicas al sistema, también se presenta un mayor consumo de energía en las tres estrategias de control respecto a la prueba sin perturbaciones, pero los porcentajes de ahorro de los controles continuos se hacen más significativos con respecto al control ON-OFF. El control PID muestra un ahorro del 13,8% y el Fuzzy del 24,2%.

Figura 49. Consumo energético con perturbaciones esporádicas



En la Figura 51 puede verse de manera más clara el comportamiento descrito en la sección anterior; la potencia consumida por el sistema operando con el controlador Fuzzy desciende más rápidamente una vez es retirada la perturbación que en el caso del control PID. La pendiente de la gráfica en el control Fuzzy cuando se retira la carga es más pronunciada que la del PID; esto se traduce en un ahorro de energía durante los periodos transitorios que atraviesa el sistema mientras la temperatura es controlada y hasta alcanzar el estado estable.

Figura 50. Comparación de las potencias de consumo para perturbaciones esporádicas.



7. PRÁCTICA DE LABORATORIO

Se diseñaron dos prácticas de laboratorio: una titulada ciclo básico de refrigeración y otra llamada estrategias de control en un ciclo de refrigeración. Las guías de cada practica se encuentran en los anexos G y H.

8. CONCLUSIONES

Un sistema de refrigeración está sujeto a múltiples parámetros externos tales como las condiciones ambientales y las cargas térmicas a las que se encuentran sometidos, que pueden afectar su rendimiento y cambiar sus condiciones de operación. Como pudo observarse a lo largo del desarrollo de este proyecto mediante el planteamiento teórico y su respectiva comprobación experimental, la sensibilidad que tienen estos sistemas al cambio de dichos parámetros es muy alta y puede verse reflejado en la capacidad que pueden lograr y su consumo energético. Por tanto, es importante implementar estrategias de control continuo que les permita adaptarse a las nuevas condiciones, manteniendo la variable a controlar en el valor deseado y, en lo posible, reduciendo el consumo energético.

El ahorro energético que se presenta en el sistema al momento de implementar estrategias de control continuo es más notable cuando se encuentra en estado estable. Para esta condición, la velocidad del compresor es tal que representa un consumo energético mínimo. Cuando el sistema es perturbado constantemente mediante el aumento de la carga térmica, el compresor debe responder aumentando su velocidad de operación para compensar dicha carga; de esta manera aumenta su consumo energético. Por tanto, cuando un sistema se encuentra perturbado constantemente, no reflejará un ahorro de energía tan significativo como un sistema controlado que se mantiene en estado estable la mayor parte del tiempo.

Para asegurar una comparación confiable del consumo energético entre las diferentes estrategias de control implementadas en el sistema de refrigeración, es necesario mantener constantes las condiciones ambientales para cada prueba, imponer un mismo patrón de perturbaciones y establecer un mismo valor de la temperatura de referencia para la variable a controlar. Un cambio en alguno de estos parámetros invalida la comparación de las estrategias de control, puesto que hace que el sistema presente un mayor o menor rendimiento en función del consumo energético que requiere para lograr cierta capacidad de carga.

El controlador que presento el mayor ahorro energético es el Fuzzy con un promedio de 18% respecto al control ON-OFF. Por su parte, el controlador PID mostró un ahorro promedio del 6% frente al controlador ON-OFF. Además, el control Fuzzy presenta una respuesta más rápida que el control PID a las perturbaciones realizadas sobre el sistema; esto se ve reflejado en la pendiente de la temperatura controlada posterior a la perturbación y al menor tiempo que tarda en alcanzar nuevamente el valor de referencia. Por otra parte, el control PID ofrece una respuesta que es dependiente del tiempo debido a su acción integral, por lo que puede presentar una respuesta oscilatoria antes de alcanzar el valor de referencia o, en el peor de los casos, una respuesta sobre amortiguada, haciendo que el sistema presente un error en estado estable no tolerable. Según lo anterior, el control Fuzzy fue el más óptimo para los escenarios de control analizados; su respuesta está basada en condición y es independiente del tiempo.

Se evidenció que existe una alta inercia en el sistema debido al volumen del fluido a refrigerar. En la experimentación, esto fue comprobado con el tiempo en que tarda el sistema en responder una vez es perturbado. Los sistemas térmicos, a diferencia de sistemas mecánicos y electrónicos, sufren cambios graduales en sus variables de manera que la utilización de controladores PID con acciones de tipo derivativas resultan poco relevantes y no representan gran utilidad. Por tanto, para lograr un control preciso y eficaz es suficiente con la implementación de un control PI.

El porcentaje de ahorro energético que se puede obtener a través de la implementación de estrategias de control continuo depende de la optimización de las variables que rigen cada controlador. De esta manera, se puede mejorar la sintonización del control PID para reducir aún más su consumo durante el estado estable mediante la refinación de las constantes proporcional e integral, acercándose al ahorro mostrado por el control Fuzzy. A su vez, las reglas y conjuntos difusos del control Fuzzy pueden ser mejorados de tal forma que reduzcan mejoren aún más el sistema del sistema.

Las prácticas de laboratorio propuestas tienen una secuencia que estimula el aprendizaje tanto de los conceptos básicos de los sistemas de refrigeración, los parámetros que los rigen y sus condiciones de operación, así como las diferentes estrategias de control que pueden implementarse en ellos, de manera intuitiva y experimental, haciendo uso de una interfaz gráfica amigable con el usuario. Además, promueve el análisis de los resultados obtenidos a partir de la fundamentación entregada en sus respectivos marcos teóricos.

9. RECOMENDACIONES

Mantener una temperatura ambiente constante de manera que se pueda realizar una comparación confiable de los consumos energéticos del sistema para las tres estrategias de control propuestas.

Realizar perturbaciones de corto tiempo para evitar que el sistema se desestabilice demasiado y conlleve a una duración muy extensa de la toma de datos.

Realizar las pruebas que impliquen variaciones en las condiciones de operación del sistema, a una velocidad del compresor de 3000 RPM o menos, para evitar un exceso en el consumo y un sobrecalentamiento del mismo.

El nivel del tanque debe ser el mínimo permitido por la bomba de manera que la inercia del sistema no sea muy grande.

Una vez se realicen las pruebas y mientras el sistema no se encuentre operando, el tanque de agua debe mantenerse vacío. Se recomienda realizar el llenado del tanque únicamente cuando el banco sea utilizado.

BIBLIOGRAFÍA

ALFARO, Víctor. Métodos de sintonización de controladores PID que operan como reguladores. [Base de datos en línea]. 2002. Ingeniería 12 (1,2): 21-36. Recuperado en octubre 20 de 2017). Disponible en: http://eie.ucr.ac.cr/uploads/file/documentos/pub_inv/articulos/valfaro02B.pdf

ASHRAE HANDBOOK. Fundamentals. Chapter 5: Two-phase flow. SI edition. 2005. 1971 Tuillie Circle, Atlanta, USA, 2005. ISBN 1-931862-71-0

BARAJAS, Daniel E. y GÓMEZ, Martha L. Determinación del consumo energético de un sistema de refrigeración en carga parcial bajo esquemas de control continuo y control ON-OFF. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas: Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009. 290p.

CENGEL, Yunus. Transferencia de calor y masa: un enfoque práctico. Tercera edición. Mexico D.F: Ediciones McGraw-Hill. 2007 p.561-599.

CORREDOR, Fernando. Cuantificación del ahorro energético al utilizar una estrategia de control continuo con respecto a la utilización de una estrategia de control ON-OFF, para un sistema de refrigeración. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas: Escuela de Ingeniería Mecánica, 2004. 253p.

CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. Ciudad de México: McGraw-Hill, 1999. 410p.

DOSSAT, Roy J. Principles of refrigeration. New York: John Wiley & Sons Inc, 1961.

JUNG, Dongsoo, PARK, Chunkun y PARK, Byungjin. Capillary tube selection for HCFC22 alternatives. [Base de datos en línea]. Junio 7 de 1999. International Journal of Refrigeration 22 (1999) 604-614. (Recuperado en octubre 17 de 2017). Disponible en: www.elsevier.com/locate/ijrefrig

LAJARA, José R. y PELEGRÍ, José. LabVIEW Entorno gráfico de programación. Marcombo: Alfaomega, 2007.

OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de control moderna. Quinta edición. Madrid: Pearson. 2010.

POTTER, Merle y WIGGERT, David. Mecánica de fluidos. Tercera edición. Ciudad de México: Thomson. 2008. p. 479-529.

QUADRI, Néstor. Sistemas de aire acondicionado (1a edición). Buenos Aires: Librería y editorial Alsina, 2001.

SHAO, Jie, et. Al. Flow pattern, pressure drop and heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of R134a in pump-assisted separate heat pipe. [Base de datos en línea]. Marzo 6 de 2017. Experimental thermal and fluid science 85 (2017) 240-247. (Recuperado 5 junio de 2017). Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177717300675>

STOECKER, Wilbert y JONES J.W. Refrigeration and Air Conditioning. 2nd edition. New York: McGraw-Hill. 1982. p. 260-272.

STOECKER, Wilbert. Industrial refrigeration handbook. New York: McGraw-Hill. 1995, p. 15-57. ISBN 0-07-061623-X

TECUMSEH. Masterflux CASCADE17-0306Y3 Variable Speed Compressor Datasheet, 2017. Disponible en: <http://www.masterflux.com/products/cascade/>

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association, 9th edition. Section 5. Table RCB 4.52

VERGARA, Leidy A. y MORALES, Froilán A. Simulación dinámica de refrigeración para la comparación del consumo energético bajo control ON-OFF y control continuo. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas: Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009. 147p.