



Universidad
del Cauca

DISEÑO, MODELADO Y CONTROL DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO HVAC (PLANTA PILOTO)

DANIEL FELIPE VALENCIA MEDINA

UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA EDUCACIÓN
PROGRAMA DE INGENIERÍA FÍSICA
POPAYÁN CAUCA
2016

DISEÑO, MODELADO Y CONTROL DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO HVAC
(PLANTA PILOTO)



DANIEL FELIPE VALENCIA MEDINA

UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA EDUCACIÓN
PROGRAMA DE INGENIERÍA FÍSICA
POPAYÁN CAUCA

2016

DISEÑO, MODELADO Y CONTROL DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO HVAC
(PLANTA PILOTO)

Presentado por:
DANIEL FELIPE VALENCIA MEDINA

Trabajo de investigación presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Físico

Director:
Ing. Fabio Hernán Realpe Martínez, MSc.

UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA EDUCACIÓN
PROGRAMA DE INGENIERÍA FÍSICA
POPAYÁN CAUCA
2016

Nota de Aceptación

El director y jurados han
leído el presente documento,
escucharon la sustentación
del mismo por su autor y
la encuentran satisfactoria

Director _____

Ing. Fabio Hernán Realpe Martínez, MSc.

Jurado _____

Ing. Judy Cristina Realpe Chamorro, MSc.

Jurado _____

Ing. Willfrand Pérez Urbano, PhD.

Fecha de sustentación: Popayán – Cauca 26 de Febrero

DEDICATORIA

A mi madre Oliva

Este trabajo de investigación ha representado un gran esfuerzo y dedicación de mi parte mucho más de lo que me había llegado a imaginar y en cada uno de los momentos que se me presento un inconveniente o dificultad siempre pude contar con el apoyo incondicional de la persona que siempre ha estado a mi lado como un faro de guía, una voz de aliento y una gran consejera.

Por estas y muchas otras razones este trabajo de grado me enorgullece dedicárselo a ella.

AGRADECIMIENTOS

Este proyecto no se pudo haber culminado sin la ayuda de múltiples personas a las que se les agradece en gran medida por su participación, cuyo orden no es dado por el grado de importancia sino por el momento de intervención en el trabajo, entre las cuales se encuentran:

- *La empresa COLOMBINA DE FRIO por ser proveedora de muchas piezas del sistema HVAC y asesoramiento oportuno en múltiples ocasiones, y su dueño Lucio Benavides junto al técnico en refrigeración Gerardo Benavides.*
- *El grupo de investigación de BAJAS TEMPERATURAS por prestar la bomba de vacío en el proceso de carga de la unidad de refrigeración, y a su director Gilberto Bolaños.*
- *El coordinador del programa de ingeniería física Luis Fernando Echeverri.*
- *El jefe de departamento de física Carlos Rincón.*
- *El consejo de programa de Ingeniería física, resaltando a sus integrantes los profesores Mario Patiño y Wilfrand Pérez.*
- *El profesor Fabio Realpe por ayudarme a culminar este trabajo de investigación.*
- *El estudiante Ronald Hernández por su amistad y su ayuda en la adecuación física de varias partes del sistema HVAC.*

Resumen

En este proyecto se describe todo el planteamiento teórico, formulación matemática y construcción técnica que fue necesaria para obtener la planta piloto de un sistema de aire acondicionado tipo HVAC exponiendo de forma completa sus características, teniendo como meta inicial llegar a la zona de confort humana pero de forma global lograr un ambiente donde se controle en distintos rangos la temperatura y humedad relativa.

Objetivos

Objetivo general

1. Estudiar las leyes y propiedades psicrométricas y ramas interrelacionadas, mediante el diseño y construcción de un sistema de control HVAC.

Objetivos específicos

1. Modelar matemáticamente la planta piloto del sistema HVAC.
2. Caracterizar experimentalmente los parámetros físicos relevantes, que intervienen en un sistema HVAC.
3. Diseñar la estrategia de control para la planta piloto.
4. Implementar la puesta a punto del sistema de control.

Contenido

Pág.

Resumen	I
Objetivos	II
Lista de figuras	V
Lista de tablas	X
Lista de acrónimos	XI
1. INTRODUCCIÓN	1
2. MARCO TEORICO	3
2.1. SISTEMA HVAC.....	3
2.2. PSICROMETRIA.....	4
2.3. ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE.....	6
2.4. INFORMACION TECNICA DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO.....	7
2.5. TERMODINAMICA INDUSTRIAL.....	11
2.6. TRANSFERENCIA DE CALOR.....	13
2.6.1. Intercambiador de calor.....	14
2.6.2. Coeficiente de transferencia de calor total.....	14
2.6.3. Diferencia de temperatura media logarítmica.....	15
2.7. TEORIA DE CONTROL.....	15
2.7.1. Espacio de estados.....	15
2.7.2. Función de transferencia.....	16
2.7.3. Aproximación de modelos no lineales.....	17
3. DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN	19
3.1. DISEÑO DEL SISTEMA HVAC.....	19
3.1.1. MODELADO DEL SISTEMA HVAC.....	19
3.1.2. CARACTERIZACION DE PARAMETROS PRIMORDIALES.....	26
3.2. CONSTRUCCION DEL SISTEMA HVAC.....	28
3.3. PROCESO DE CONTROL DEL SISTEMA HVAC.....	38

3.3.1.CICLO DE CONTROL PRIMARIO.....	39
3.3.2.PUESTA A PUNTO DEL CONTROL FINAL.....	40
4. ANALISIS Y RESULTADOS	42
4.1. PROCESO DE CONTROL DEL SISTEMA HVAC.....	42
4.2. CARGAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA HVAC.....	47
4.3. RANGO DE OPERACIÓN DEL SITEMA HVAC.....	64
5. RECOMENDACIONES	65
6. CONCLUSIONES	67
Bibliografía	68
Anexos.....	70
1. Ampliación de las gráficas de carga de operación del sistema HVAC.....	70
2. Unidad de refrigeración.....	75
3. Bomba de agua.....	76
4. Vista del programa de monitoreo y control.....	78

Lista de figuras

		Pág.
Figura 1	Funcionamiento básico de un sistema de aire acondicionado[12]	7
Figura 2	Tipos de carga térmica en un recinto[12]	8
Figura 3	Flujo de calor (Interacción resistencia térmica-Temperatura)[1]	15
Figura 4	Esquema del sistema HVAC (planta piloto)	19
Figura 5	Intercambiador de calor refrigerante/aire del sistema HVAC	22
Figura 6	Cambio de la temperatura del refrigerante en el tiempo sin adición de carga térmica y circulación.	27
Figura 7	Cambio de la temperatura del calefactor en el tiempo	27
Figura 8	Esquema de la recámara del sistema HVAC	29
Figura 9	Vista interna de la recámara del sistema HVAC aspecto inicial	29
Figura 10	Vista frontal de la recámara del sistema HVAC aspecto inicial	30
Figura 11	Vista frontal de la recámara del sistema HVAC aspecto final	30
Figura 12	Vista isométrica de la recámara del sistema HVAC aspecto final	31
Figura 13	Sistema HVAC (planta piloto)	31
Figura 14	Vista interna del armazón de enfriamiento con el serpentín de enfriamiento incorporado.	32
Figura 15	Vista frontal del armazón de enfriamiento con el serpentín de enfriamiento incorporado	33

Figura 16	Vista frontal del armazón de enfriamiento con el serpentín de enfriamiento incorporados a la unidad de refrigeración con el tanque de suministro	33
Figura 17	Bomba de circulación	34
Figura 18	Intercambiador de calor refrigerante/aire incorporado al sistema HVAC	35
Figura 19	Sensor analógico de temperatura LM35DZ[31]	36
Figura 20	Sensor digital de temperatura/humedad relativa DHT11[31]	36
Figura 21	Puente h L293B[31]	37
Figura 22	Circuito de sensado y respuesta	37
Figura 23	Lectura de datos dependiente de señales de control	39
Figura 24	Datos reales de temperatura en funcionamiento del sistema HVAC	43
Figura 25	Filtrado y aproximación real/entera de la temperatura	43
Figura 26	Datos reales de humedad relativa en funcionamiento del sistema HVAC	44
Figura 27	Filtrado y aproximación real/entera de la humedad relativa	44
Figura 28	Respuesta de la temperatura en la recámara al proceso de refrigeración sin carga	45
Figura 29	Respuesta de la temperatura en la recámara al proceso de calefacción sin carga	45
Figura 30	Respuesta de la humedad relativa en la recámara al proceso de refrigeración sin carga	46
Figura 31	Respuesta de la humedad relativa en la recámara al proceso de calefacción sin carga	46
Figura 32	Comportamiento de la temperatura en todo el ciclo de control con carga de operación: a) Un litro ebullido, b) Dos litros ebullidos, c) Tres litros ebullidos, d) Cuatro litros ebullidos, e) Cinco litros ebullidos	49

Figura 33	Comportamiento de la humedad relativa en todo el ciclo de control con carga de operación: a) Un litro ebulido, b) Dos litros ebulidos, c) Tres litros ebulidos, d) Cuatro litros ebulidos, e) Cinco litros ebulidos	50
Figura 34	Efecto del proceso de refrigeración sobre la temperatura respecto a la carga de operación: a) Un litro ebulido, b) Dos litros ebulidos, c) Tres litros ebulidos, d) Cuatro litros ebulidos, e) Cinco litros ebulidos	51
Figura 35	Efecto del proceso de refrigeración sobre la humedad relativa respecto a la carga de operación: a) Un litro ebulido, b) Dos litros ebulidos, c) Tres litros ebulidos, d) Cuatro litros ebulidos, e) Cinco litros ebulidos	52
Figura 36	Efecto del proceso de calefacción sobre la temperatura respecto a la carga de operación: a) Un litro ebulido, b) Dos litros ebulidos, c) Tres litros ebulidos, d) Cuatro litros ebulidos, e) Cinco litros ebulidos	53
Figura 37	Efecto del proceso de calefacción sobre la humedad relativa respecto a la carga de operación: a) Un litro ebulido, b) Dos litros ebulidos, c) Tres litros ebulidos, d) Cuatro litros ebulidos, e) Cinco litros ebulidos	54
Figura 38	Contraste de los flujos de calor/carga de operación del sistema HVAC encendido/apagado	56
Figura 39	Ganancia de los flujos de calor/carga de operación del sistema HVAC encendido respecto al sistema apagado	57
Figura 40	Comportamiento de la temperatura de la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración	58
Figura 41	Comportamiento de la rapidez de cambio de temperatura en la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración	59
Figura 42	Comportamiento de la humedad relativa de la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración	60
Figura 43	Comportamiento de la rapidez de cambio de humedad relativa en la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración	60
Figura 44	Comportamiento de la temperatura de la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de calefacción	61
Figura 45	Comportamiento de la rapidez de cambio de temperatura en la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de calefacción	62

- Figura 46 Comportamiento de la rapidez de cambio de temperatura en la recamara 63
respecto a las cargas de operación en el proceso de calefacción
- Figura 47 Comportamiento de la rapidez de cambio de humedad relativa en la 63
recamara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración

Lista de tablas

		Pág.
Tabla 1	Concentración del aire seco	5
Tabla 2	Constantes de sintonización PID	39
Tabla 3	Temperatura de transferencia de energía Temperatura/Aire vs Carga, sistema HVAC apagado	45
Tabla 4	Temperatura de transferencia de energía Temperatura/Aire vs Carga, sistema HVAC encendido	55
Tabla 5	Calor disipado y transferencia de calor, sistema HVAC apagado	56
Tabla 6	Calor disipado y transferencia de calor, sistema HVAC encendido	56
Tabla 7	Comportamiento de la temperatura respecto al tiempo, durante el proceso de refrigeración de acuerdo a las diferentes cargas de operación	58
Tabla 8	Comportamiento de la humedad relativa respecto al tiempo, durante el proceso de refrigeración de acuerdo a las diferentes cargas de operación	59
Tabla 9	Comportamiento de la humedad relativa respecto al tiempo, durante el proceso de refrigeración de acuerdo a las diferentes cargas de operación.	61
Tabla 10	Comportamiento de la humedad relativa respecto al tiempo, durante el proceso de calefacción de acuerdo a las diferentes cargas de operación.	62
Tabla 11	Rangos de operación y funcionamiento del sistema HVAC	64

Lista de acrónimos

[]	Unidad de medida
s	Segundo
min	Minuto =60 segundos
H	Hora =60 minutos
m	Metro
Kg	Kilogramo
J	Joule
W	Watt
Pa	Pascal [N/m ²]
%	Relación entre dos magnitudes iguales []
Ω	Ohmio
V	Voltio
A	Amperio
PWM	Pulse Width Modulation (Modulación por ancho de pulsos)

1. INTRODUCCIÓN

Los comienzos del aire acondicionado datan desde los egipcios donde se enfriaban los bloques del palacio del faraón en la noche del desierto y se volvían a colocar antes de la puesta del sol[1]; con el transcurrir del tiempo se observaron sistemas de enfriamiento sin embargo se notó una aplicación de conocimiento científico con Lord Kelvin, quien diseñó un circuito frigorífico del aire en el cual un gas refrigerante absorbe el calor del entorno circundante[1]; continuando en la historia se llega a la primera unidad de aire acondicionado la cual fue instalada en una imprenta donde se presentaba un desajuste de las dimensiones del papel por los cambios de la temperatura y humedad del ambiente.[1]

El acondicionamiento de aire en casas, edificios o en industrias, se hace por dos razones principales: proporcionar confort al humano, y para un control más completo del proceso de manufactura; el control de la temperatura y la humedad, mejora la calidad del producto terminado. [2]

Es por esto y muchas otras razones que en el siguiente texto se tratarán los sistemas de aire acondicionado específicamente HVAC (Heating, Ventilating, and Air Conditioning) los cuales poseen un rango de aplicación sumamente amplio.

La idea y motivación fundamental de este proyecto es poder obtener un sistema y un ambiente controlado para ver los efectos de variación de la temperatura, la humedad y carga térmica (calor tanto latente como sensible) sobre un proceso determinado, ya sea la medición de un voltaje, la comparación de presiones, cálculo del flujo de aire, calibración y/o adecuación de un instrumento, entre otros, implementando un sistema HVAC por sus características de estabilidad, control y flexibilidad de adaptación.

Por lo que se plantea la necesidad de construir una planta piloto de un sistema HVAC inexistente en la Universidad del Cauca, para realizar pruebas de psicrometría (estudio de las propiedades termodinámicas del aire húmedo) con el fin de poder ejercer un control adecuado sobre el mismo sistema y luego poder observar la interacción del mismo con factores y procesos. Por lo que esta planta piloto será de gran utilidad en general, y en mayor medida para los estudiantes de pregrado

de las carreras de ingeniería física, química e ingeniería en automática industrial y para estudiantes de maestrías a fines de las carreras mencionadas.

Al ser una planta piloto con un control completamente adecuado su principal fin es investigativo para estudiantes de últimos semestre de pregrado ya que al tener el sistema HVAC en pleno funcionamiento y control, se asegurara el poder tener un ambiente en parámetros establecidos inicialmente y un fin pedagógico para los estudiantes en general sirviendo como complemento para fortalecer y corroborar el conocimiento adquirido en las materias de termodinámica, sistemas de control, neumática y transductores.

La presentación del trabajo está organizada de la siguiente manera: inicialmente el primer capítulo es introductorio. Prosiguiendo al capítulo 2 de las respectivas bases teóricas para alcanzar la meta deseada, subsecuentemente en el tercer capítulo se presenta todo el desarrollo realizado para cumplir los objetivos propuestos. En el cuarto capítulo se expone el funcionamiento del sistema HVAC resaltando sus principales características de funcionamiento y en el quinto capítulo, las recomendaciones para trabajos posteriores a esta nueva línea de investigación. Finalmente, se llegan a las conclusiones expuestas en el capítulo seis.

2. MARCO TEÓRICO

2.1. SISTEMA HVAC

Un sistema HVAC (Heating, Ventilating, and Air Conditioning) es un conjunto de instrumentos, sensores y actuadores que acondicionan el aire ambiental, con el fin de entregar una corriente de aire con una calefacción/refrigeración y humidificación adecuada en una habitación o recámara, cuyos fundamentos están en la termodinámica, física de fluidos y transferencia de calor. [3]

La aplicabilidad de un sistema HVAC se ve mayormente a nivel: industrial, ya que asegura que la maquinaria que se encuentra en la recámara están operando en el debido rango de trabajo, en hospitales debido a que se controla y estabiliza la zona de confort humana para los pacientes; en los hogares tanto como para tener un ambiente agradable en los dormitorios y salas como servir también de extractor en lugares como la cocina; todo lo anterior es reforzado por el bajo consumo energético del sistema HVAC en comparación a otros sistemas de aire acondicionado. [4]

El control en un sistema HVAC consiste en comparar el estado actual del sistema con el estado deseado (la retroalimentación para la comparación se puede hacer con el aire que va antes o después de la habitación o recinto) y ejecutar una acción (prender/apagar ventiladores, aumento del flujo de refrigerante, etc.) [5], entre los controles más comunes para un sistema HVAC se encuentran:

- Control digital directo (direct digital control), en este tipo de control todos los sensores, controladores y actuadores (mecánicos, neumáticos, hidráulicos y electrónicos) están configurados para funcionar en un rango deseado que se define desde antes de la puesta a punto. [6]
- Planta de sistema automático (building automation system) funciona de igual forma que el control digital directo con una mejora significativa, donde el operador del sistema HVAC le puede indicar el rango deseado y el sistema se adaptara a ese nuevo rango de operación. [7]

2.2. PSICROMETRÍA

La psicrometría es la ciencia que involucra las propiedades termodinámicas del aire húmedo, y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano; incluyendo los distintos métodos de controlar las propiedades térmicas del aire húmedo. [8].

Todas las propiedades del aire han sido estudiadas y consignadas en tablas y cartas psicrométricas que ahorran la utilización de muchos instrumentos necesarios para el acondicionamiento del aire, en especial medida con la carta psicrométrica. Antes de definir y explicar el uso de la carta psicrométrica se debe ver el objeto de análisis de esta; es decir el aire. [9]

El aire es una mezcla de gases incolora, inodora e insabora que rodea la Tierra. Este aire que envuelve a la Tierra se conoce como atmósfera. Se extiende hasta una altura de aproximadamente 645 kilómetros, y se divide en varias capas. La capa más cercana a la Tierra se llama tropósfera, y va desde el nivel del mar hasta los 15 km. La capa que se extiende desde los 15 hasta los 50 km, se llama estratosfera. La capa de los 50 km hasta los 95 km, se llama mesosfera, y de los 95 a los 400 km. [8]

El aire aunque no parezca tiene un peso muy considerable, siendo más denso a nivel del mar y se vuelve más ligero al ir subiendo la altura. Todo este peso de aire ejerce una presión de 101325 kPa (1.033 Kg/cm²) al nivel del mar. [8]

El aire, no es un vapor saturado que esté cercano a temperaturas donde pueda ser condensado. Es siempre una mezcla de gases altamente sobrecalentados. Se puede enfriar o calentar el aire, limpiarlo y moverlo, pero eso no cambia significativamente sus propiedades; ya que los cambios relativos de temperatura que se le haga, solo causan pequeñísimos cambios en el volumen y la densidad.

Si el aire seco se calienta, se expande; y su densidad disminuye, cuando la presión permanece constante. Inversamente, si se enfría el aire seco aumenta su densidad. Aún más, las temperaturas, densidades, volúmenes y presiones, todas varían proporcionalmente. [8]

El aire atmosférico es una mezcla de oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono, hidrogeno, vapor de agua, con un porcentaje muy pequeño de gases raros como argón, neón, ozono, etc. [9] Su composición en porcentaje de sus elementos es (Ver Tabla 1):

Tabla 1. Concentración del aire seco

Nombre	Símbolo Químico	Concentración aire seco	
		% en Peso	% en Volumen
Nitrógeno	N ₂	75.47	78.03
Oxígeno	O ₂	23.19	20.99
Dióxido de carbono	CO ₂	0.04	0.03
Hidrogeno	H ₂	0.00	0.01
Gases raros	---	1.30	0.94

Cada uno de los gases que componen el aire tienen su propia densidad, su propia presión (presión parcial por la ley de Dalton), y cada uno responde a los cambios de volumen y temperatura a su propia manera, sin hacer caso uno al otro y cada uno se comporta según las leyes que lo gobiernen en lo particular [8]. Ahora bien ya centrándose en la humedad del aire, que es el indicador para describir la presencia de vapor de agua en el aire, resaltando que un gas está altamente sobrecalentado lejos de su temperatura de saturación, y por el otro lado el vapor está cercano a sus condiciones de saturación. [9] Se dice que el aire está saturado cuando tiene una humedad de 100%, es decir todo el vapor de agua que posee empieza a condensarse.; con esto en mente se puede definir:

Humedad relativa (hr), relación de la fracción mol de vapor de agua presente en el aire, con la fracción mol de vapor de agua presente en el aire saturado. [10]

Humedad absoluta (ha), peso del vapor de agua por unidad de volumen (generalmente un metro cubico). [10]

Humedad específica, peso del vapor de agua en gramos por kilogramos de aire seco. [10]

Porcentaje de saturación, relación del peso de vapor de agua con el peso del vapor de agua necesario para saturar un kilogramo de aire seco. [10]

Punto de rocío, temperatura debajo de la cual el vapor de agua en el aire comienza a condensarse.

Estudiando de una forma profunda las características anteriores se llega a un estudio más práctico y palpable del aire húmedo por medio de la carta psicrométrica, la cual es una gráfica de las propiedades del aire, tales como temperatura, hr, volumen, presión, etc. (en la que se pueden presentar distintas combinaciones de las mismas). Se utilizan para determinar cómo varían estas propiedades al cambiar la humedad del aire. [10]

2.3. ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE [11]

Es el proceso de tratar el aire, de tal manera que se controle simultáneamente su temperatura, limpieza y distribución, para que cumpla con los requisitos del espacio acondicionado. Por lo que las acciones importantes involucradas en la operación de un sistema de aire acondicionada son:

1. Control de la temperatura.
2. Control de la humedad
3. Filtración, limpieza y purificación del aire.
4. Circulación y movimiento del aire

El acondicionamiento completo del aire, proporciona el control automático de estas condiciones, tanto para el verano como para el invierno. El control de temperatura en verano se logra mediante un sistema de refrigeración y en invierno, mediante una fuente de calor. El control de humedad en verano requiere de deshumidificadores, lo que se hace normalmente al pasar el aire sobre la superficie fría del evaporador. En el invierno, se requiere de humidificadores, para agregarle humedad al aire en el sistema de calentamiento. La filtración del aire, en general, es la misma en verano que en invierno.

Para acondicionar aire en un espacio, se requiere tener conocimientos básicos de las propiedades del aire y la humedad, del cálculo de cargas de calentamiento y de enfriamiento, manejo de las tablas o carta psicrométrica, y del cálculo y selección de equipo. También se requiere del conocimiento y manejo de instrumentos, como termómetros de bulbo seco y de bulbo húmedo (psicrómetro), el higrómetro, tubo de pitot, registradores, manómetros y barómetros. [2]

2.4. INFORMACION TÉCNICA DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO

2.4.1. ACONDICIONAMIENTO DE AIRE [12]

El acondicionamiento del aire es el proceso de tratamiento necesario para mantener las condiciones ambientales de temperatura, humedad relativa, movimiento y limpieza del aire de un lugar en los valores deseados para garantizar el confort o el grado de higiene requerido.

2.4.2. PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE [12]

Los procesos de acondicionamiento de aire pueden ser tan simples como lo representa la figura 1, tales como calentamiento con humidificación, calentamiento y enfriamiento simple, humidificación, enfriamiento con deshumidificación o enfriamiento evaporativo. Por otra parte, la deshumidificación es una alternativa energética para el acondicionamiento de aire utilizando un dispositivo deshumidificador que posee desecantes (que puede ser sílice gel), un recuperador de calor sensible, un calentador y un par de humidificadores. También existen procesos que utilizan como fuente energética al sol.

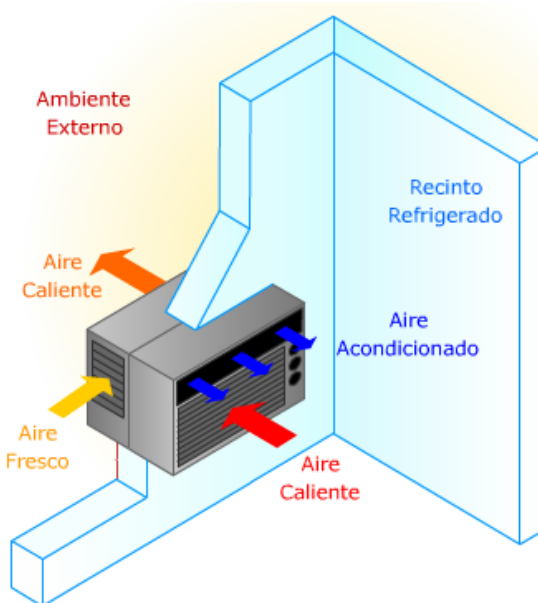


Figura 1. Funcionamiento básico de un sistema de aire acondicionado [12]

2.4.3.CARGA TÉRMICA[12]

La carga térmica es la cantidad de calor que un sistema debe retirar de un producto, o de un recinto que se desea refrigerar (Ver figura 2). La carga corresponde al calor sensible procedente del exterior o los alrededores, a la aportada por el producto a enfriar, a la carga sensible interna debida a equipos como los motores, infiltraciones de aire caliente en el sistema, etc.

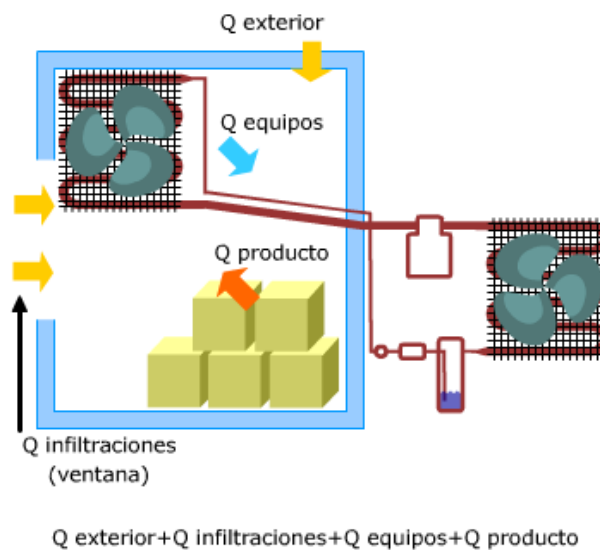


Figura 2. Tipos de carga térmica en un recinto [12]

2.4.4.TONELADA DE REFRIGERACIÓN[12]

La tonelada de refrigeración se define como la cantidad de calor absorbida por la fusión de una tonelada de hielo sólido puro en 24 horas. Puesto que el calor latente de fusión de una libra de hielo es de 144 BTU, el calor latente de una tonelada americana (2.000 libras) de hielo, o sea 288.000 BTU por 24 horas. Para obtener el calor por hora es necesario dividir entre las 24 horas, lo cual da una cantidad de 12.000 BTU/h, que recibe el nombre de “Tonelada de Refrigeración”, equivalentes a 3.024 Kcal/h o 3,516 kW.

2.4.5.SUMIDERO[13]

El sumidero es el lugar en el que se deposita el calor residual del proceso de refrigeración, generalmente este lugar es el aire de la atmósfera o una corriente de agua.

2.4.6.FLUIDOS DE TRABAJO – REFRIGERANTES[13]

Los refrigerantes son todos aquellos fluidos que se utilizan para transmitir el calor en un sistema frigorífico, que absorben calor a bajas temperaturas y presiones, y lo ceden a temperaturas y presiones más elevadas, generalmente con cambios de estado del fluido. Son cualquier sustancia que absorbe calor de un cuerpo o sustancia enfriándolo.

2.4.7.CLASIFICACIÓN DE REFRIGERANTES [13]

Existen varias formas de clasificar los refrigerantes según diferentes criterios. De acuerdo con el grado de seguridad, teniendo en cuenta su toxicidad, reactividad y límites de explosión; de acuerdo con su función, dependiendo si se usa directamente en el sistema, o si es solo un agente para transportar el frío que se produce con otro refrigerante; y con base en su composición química.

- ✓ Según el grado de seguridad:
 - Grupo primero
 - Grupo segundo
 - Grupo tercero
- ✓ Según su función:
 - Primario
 - Secundario
- ✓ Según su composición química:
 - Hidrocarburos halogenados
 - Hidrocarburos saturados
 - Mezclas azeotropicas
 - Compuestos inorgánicos
 - Hidrocarburos no saturados

2.4.8.PROPIEDADES [13]

Para la selección de un refrigerante se deben tener en cuenta varias propiedades y características, desde el punto de vista termodinámico se requiere no tener presiones de condensación excesivas, poseer un bajo punto de ebullición, una alta temperatura crítica, un alto calor latente de vaporización, un bajo calor específico del líquido, un bajo volumen específico del vapor, un volumen y potencia bajos por cada tonelada de refrigeración, tener un COP (Coeficiente de Operatividad) alto, y no causar corrosión en los metales usados; todas estas condiciones garantizan el no tener condiciones extremas en el proceso y lograr una alta eficiencia en el ciclo.

De otro lado, las propiedades químicas que benefician la elección del refrigerante, al garantizar la seguridad para los operadores del sistema y para el producto, son el no ser inflamable ni explosivo, tener baja toxicidad y efectos sobre el ambiente, reaccionar poco con los materiales de construcción y no producir daños a los productos refrigerados en caso de fugas.

Otras características deseables para el refrigerante son tener una baja tendencia a las fugas y posibilidad de detección, baja viscosidad, alta conductividad térmica, baja acción inhibitoria sobre el aceite y las válvulas, disponibilidad, preferencia personal y bajo costo.

2.4.9.CONFORT

Confort térmico, según la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers), es esa condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico. El confort está influenciado por muchas variables. Se define confort cuando el 85% de las personas se sienten cómodas. Sin embargo, no existen parámetros de condiciones que den confort a todas las personas. [8]

En Colombia, la temperatura de confort recomendada para el verano se sitúa en 25°C, con un margen habitual de 1°C y la temperatura de confort recomendada para invierno es de 20°C, y suele variar entre 18 y 21°C según la utilización de las habitaciones. [14]

2.4.10. AISLAMIENTO Y OTROS ELEMENTOS DEL EDIFICIO [12]

El aislamiento térmico es el factor más influyente en el consumo energético, tanto por los aportes de las entradas de calor al sistema como por la dificultad de cambiarlo una vez se haya instalado. El tamaño y la geometría de las cámaras de refrigeración debe cuidarse para necesitar la mínima cantidad de aislamiento por unidad de volumen refrigerado, un valor aceptado es de 2,2 m³ refrigerados por m² de aislamiento. Conviene acondicionar las cámaras o lugares a la entrada de las cámaras de refrigeración para controlar la entrada de calor y humedad. Por último, las puertas de las cámaras son otra fuente de entradas de calor, éstas deben estar cerradas la mayor parte del tiempo y si son muy altas, la instalación de puertas de tiras reducirá en un 70% las entradas de aire o también pueden instalarse puertas de accionamiento mecánico.

2.5. TERMODINÁMICA INDUSTRIAL[15]

En este texto se denomina como termodinámica industrial a todas las ecuaciones de la termodinámica aplicadas no a una masa de control o sistema cerrado (en el cual hay una cantidad fija de masa y no hay ningún intercambio de esta en su frontera) sino a un volumen de control o sistema abierto (donde se establece una superficie de control variable o constante para la cual se analiza las transferencia de energía y flujo másico).

Después de esta contextualización, comencemos primero por el enunciado de la primera ley de la termodinámica

$$\partial Q = dE + \partial W \quad (\text{Ec. 1})$$

Dónde:

∂Q Cambio de calor en el volumen de control. [J]

dE Cambio de la energía en el volumen de control. [J]

∂W Cambio del trabajo en el volumen de control. [J]

De la cual se puede transformar en una ecuación de rapidez si se deriva respecto al tiempo

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{dE}{dt} + \frac{\partial W}{\partial t} \quad (\text{Ec. 2})$$

$$\dot{Q} = \frac{dE}{dt} + \dot{W}$$

Dónde:

\dot{Q} Cambio de calor en el volumen de control. [J/s]

$\frac{dE}{dt}$ Cambio de la energía respecto al tiempo en el volumen de control. [J/s]

\dot{W} Potencia en el volumen de control. [W]

Obteniendo la transferencia de calor respecto a un volumen de control en función del cambio de todas las posibles energías que intervienen en el proceso y la potencia del mismo.

Ya que en un sistema abierto se tiene una cantidad de masa cambiante se debe establecer una superficie de control constante, llegando así al principio de la conservación de masa en la cual el cambio de la masa instantánea del volumen del control es igual al flujo de masa entrante menos el flujo de masa que sale, es decir

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde

$m_{v.c.}$ Masa instantánea del volumen de control [kg]

\dot{m}_i Flujo de masa entrante [kg/s]

\dot{m}_o Flujo de masa saliente [kg/s]

En la mayoría de los procesos se tiene un flujo estable donde el cambio de la masa instantánea del volumen de control es cero, es decir por la cantidad de flujo que entra y el que sale, la masa en el volumen de control es constante

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0 \quad (\text{Ec. 4})$$

Estos posibles cambios en la masa en el sistema abierto a su vez se relacionan con los cambios intrínsecos a la materia, como lo son la energía potencial gravitatoria, la energía cinética de un cuerpo, la energía interna del mismo y el trabajo que hace la masa al moverse en el entorno de acuerdo a la presión es este último. Por lo que la ecuación de rapidez de la primera ley de la termodinámica (Ecuación 2). Teniendo la consideración de un flujo estable queda expresada como:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i \left(u_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i + (P\mathcal{V})_i \right) = \frac{dE}{dt} + \dot{W} + \sum \dot{m}_o \left(u_o + \frac{V_o^2}{2} + gZ_o + (P\mathcal{V})_o \right) \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde

u : Energía interna del cuerpo [J/kg]

V: Velocidad del cuerpo [m/s]

g: Gravedad sobre el cuerpo (9.8) [m/s²]

Z: Altura donde está el cuerpo [m]

P: Presión sobre el cuerpo [Pa]

\mathcal{V} : Volumen del cuerpo [m³]

Por definición se sabe que la entalpia H, es igual a:

$$H = U + P\mathcal{V} \quad (\text{Ec. 6})$$

Reduciendo la ecuación 5 a:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i \right) = \frac{dE}{dt} + \dot{W} + \sum \dot{m}_i \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gZ_o \right) \quad (\text{Ec. 7})$$

2.6. TRANSFERENCIA DE CALOR

Cuando un sistema posee varios elementos a diferentes temperaturas y después de un determinado tiempo se llega a una temperatura específica, esto se origina por un balance y transferencia de energía.

La energía se puede manifestar de distintas maneras, aunque una de estas manifestaciones es de gran interés por ser un factor clave en una gran variedad de procesos (químicos, físicos, eléctricos, etc.) y por ser tan palpable como lo es el calor, siendo ésta una forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura, y del cual, la transferencia de calor no solo estudia la cantidad que se genera, gana o pierde en un determinado evento, sino también la velocidad con la que sucede. Los procesos donde se ve relacionada la transferencia de calor empiezan desde cómo interactúa el cuerpo humano con el ambiente emitiendo calor hasta la desaceleración de esta pérdida con el uso de la vestimenta adecuada. [16]

Ahora bien, enfocando dicho conocimiento a este proyecto se definirá intercambiadores de calor, coeficiente de transferencia de calor total y la de diferencia de temperatura media logarítmica.

2.6.1. Intercambiador de calor

Es un dispositivo para transferir calor entre dos medios o fluidos, sin permitir que se mezclen entre sí. Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de accesorios para el cambio de calor en cada tipo de necesidades, dentro de condiciones específicas, lo que ha conducido a numerosos tipos de diseños de intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor se clasifican según el tipo de flujo y según la construcción del mismo. [17]

Respecto al tipo de flujo hay tres tipos:

- Flujo paralelo, tanto el fluido caliente como el frío van en la misma dirección.
- Contra flujo, el fluido caliente va en dirección contraria al fluido frío.
- Flujo cruzado, la dirección de los fluidos es perpendicular.

Respecto a la construcción se clasifican en placas, cascos y tubos.

2.6.2. Coeficiente de transferencia de calor total.

Dependiendo del proceso que se esté analizando la transferencia de calor puede depender de uno o múltiples factores de interés (resistencia térmica, fluido de trabajo, etc.) cuando intervienen dos o más parámetros se necesitan definir un coeficiente de transferencia de calor total, este coeficiente se define respecto a las resistencias térmicas presentes entre dos fluidos.[17]

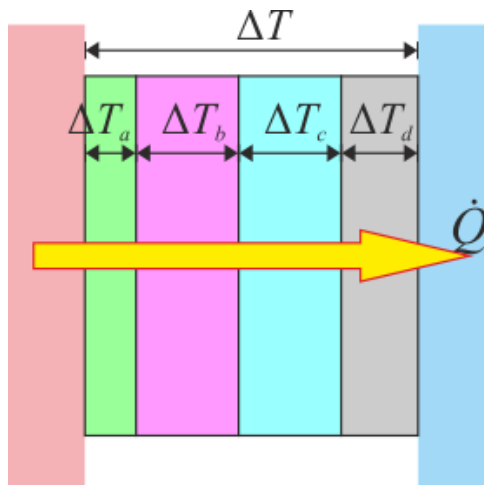


Figura 3. Flujo de calor (Interacción resistencia térmica-Temperatura)[1]

2.6.3. Diferencia de temperatura media logarítmica

La diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) es usada para determinar la fuerza que impulsa la transferencia de calor en sistemas de flujo, particularmente en intercambiadores de calor. [18]

$$LMTD = \Delta T_{ln} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln((T_{hi} - T_{co}) / (T_{ho} - T_{ci}))} \quad (\text{Ec. 8})$$

2.7. TEORIA DE CONTROL[19][20]

2.7.1. Espacio de estados

Es un modelo matemático, generalmente un sistema dinámico de ecuaciones diferenciales, de un sistema físico descrito mediante un conjunto de entradas, salidas y variables de estado.

Sea el espacio S , n -dimensional conformado por los ejes $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$. Donde las coordenadas $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ son las variables de estado. Si cualquier estado se puede representar como un punto en el espacio de estados entonces S es un espacio de estados.

Ahora bien las variables de estado son el menor conjunto de variables posibles que pueden representar un estado del sistema dinámico, las variables de estado describen la respuesta futura de un sistema, conocido el estado presente, Si se necesitan m variables para describir dicho estado se puede considerar que son las m componentes de un vector X , dicho vector es el vector de estados.

El espacio de estados se puede representar de forma matricial, considerando n -variables de estado x , p -entradas u ; con q - salidas y

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (\text{Ec. 9})$$

$$y = Cx + Du \quad (\text{Ec. 10})$$

Dónde:

$A \in \mathbb{R}^{n \times n}$ es la matriz de evolución del estado

$B \in \mathbb{R}^{n \times p}$ es la matriz de entrada

$C \in \mathbb{R}^{q \times n}$ es la matriz de salida

$D \in \mathbb{R}^{q \times p}$ es la matriz de ganancia directa

2.7.2 Función de transferencia

La función de transferencia de un sistema dinámico se obtiene al aplicar la transformada de Laplace al sistema de ecuaciones diferenciales considerando todas las condiciones iniciales iguales a cero, hallando una relación entre la entrada y la salida denominada $G(s)$. También se puede utilizar en la forma matricial de la siguiente manera:

$$\mathcal{L}\{\dot{x}\} = \mathcal{L}\{Ax + Bu\} \rightarrow sX = AX + BU \rightarrow (sI - A)X = BU$$

$$\therefore X = (sI - A)^{-1}BU \quad (\text{Ec. 11})$$

$$\mathcal{L}\{y\} = \mathcal{L}\{Cx + Du\} \rightarrow Y = CX + DU \rightarrow Y = C(sI - A)^{-1}BU + DU$$

$$\therefore G(s) = \frac{Y}{U}(s) = C(sI - A)^{-1}B + D \quad (\text{Ec. 12})$$

2.7.3 Aproximación de modelos no lineales

La representación matricial es válida únicamente para sistemas lineales, sin embargo se puede llegar a una aproximación de primer orden para sistemas no lineales aplicando el desarrollo de la serie de Taylor, sea un sistema físico descrito por el conjunto de ecuaciones no lineales f , diferenciable alrededor de un conjunto de puntos x_{eq}, u_{eq} . Dicho conjunto son los puntos de equilibrio, los puntos de equilibrio de una función son los valores donde el conjunto de ecuaciones f se hace cero.

$$\dot{x} = f(x, u) = f(\bar{x} + \Delta x, \bar{u} + \Delta u) \quad (\text{Ec. 13})$$

$$f(\bar{x} + \Delta x, \bar{u} + \Delta u) \approx f(\bar{x}, \bar{u}) + \left. \frac{df}{dx} \right|_{\substack{x=\bar{x} \\ u=\bar{u}}} \Delta x + \left. \frac{df}{du} \right|_{\substack{x=\bar{x} \\ u=\bar{u}}} \Delta u$$

$$\dot{x} = \left. \frac{df}{dx} \right|_{\substack{x=\bar{x} \\ u=\bar{u}}} \Delta x + \left. \frac{df}{du} \right|_{\substack{x=\bar{x} \\ u=\bar{u}}} \Delta u \quad (\text{Ec. 14})$$

Dónde:

$$\Delta \dot{x} = \dot{x} - \dot{\bar{x}} \rightarrow \Delta \dot{x} = \dot{x} \quad (\text{Ec. 15})$$

$$\Delta u = u - \bar{u} \quad (\text{Ec. 16})$$

Teniendo de esta forma una redefinición las matrices de evolución del estado, entrada, salida y ganancia directa:

$$A = \left. \frac{df}{dx} \right|_{\substack{x=\bar{x} \\ u=\bar{u}}} \quad (\text{Ec. 17})$$

$$B = \left. \frac{df}{du} \right|_{\substack{x=\bar{x} \\ u=\bar{u}}} \quad (\text{Ec. 18})$$

$$C = \left. \frac{dy}{dx} \right|_{\substack{x=\bar{x} \\ u=\bar{u}}} \quad (\text{Ec. 19})$$

$$D = \left. \frac{dy}{dx} \right|_{\substack{x=\bar{x} \\ u=\bar{u}}} \quad (\text{Ec. 20})$$

Recordando que las funciones f e y dependen de x y u , tal que tanto u como x pueden representar un conjunto de variable de tamaño p y n respectivamente.

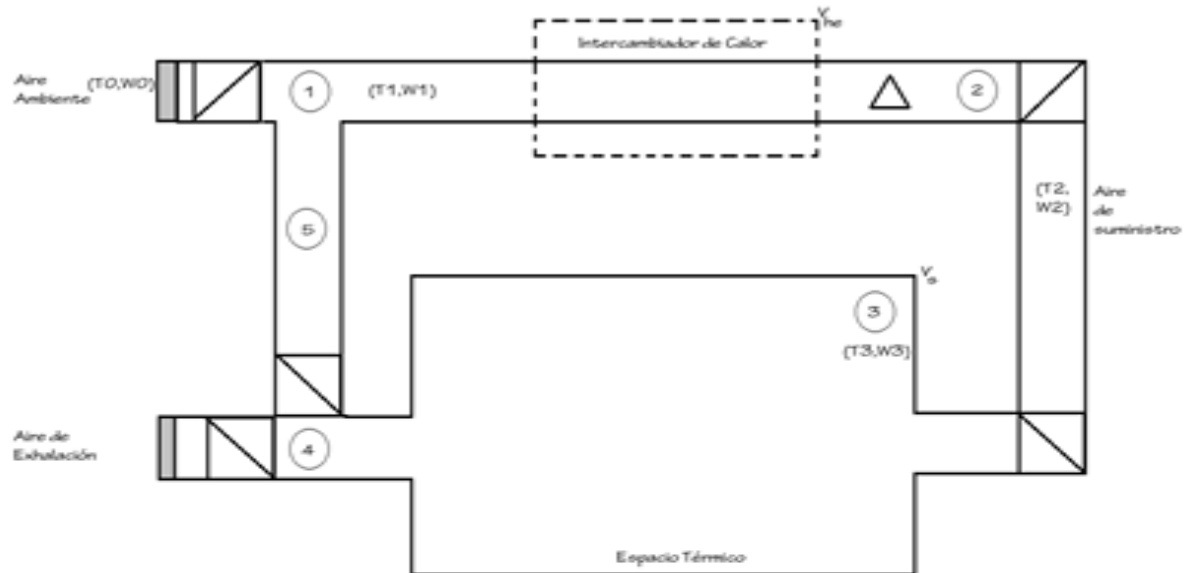
3. DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. DISEÑO DEL SISTEMA HVAC

3.1.1. Modelado del sistema HVAC

✓ Ecuaciones de rapidez de temperatura

Se procederá a aplicar la ecuación de rapidez de la primera ley de la termodinámica (Ec.7) al sistema representado en la figura 4. [21]



Donde:

T_i Temperatura en el punto i

W_i Humedad específica en i

① Zona de interacción i

▣ Ventilador

△ Calefactor

V_{he} Volumen del intercambiador

V_s Volumen espacio térmico

Figura 4. Esquema del sistema HVAC (planta piloto)

Las consideraciones con las que se trabajara es que el aire es un gas ideal, todo el proceso sucede a presión constante (presión atmosférica) y los cambios en la densidad del aire son despreciables (densidad constante), la altura donde se analiza cada proceso es la misma, y sucede a velocidad constante, por lo que se tiene que:

$$\dot{Q}_{v.c.} = \dot{E}_{v.c.} + \dot{W}_{v.c.} + \sum (\dot{m}_o h_o - \dot{m}_i h_i) \quad (\text{Ec. 21})$$

Ya que es un proceso a presión constante el calor Q se define como:

$$\delta Q = C_p * m * dT \quad (\text{Ec. 22})$$

Derivando la ecuación respecto al tiempo (dt) se tiene

$$\begin{aligned} \frac{\delta Q}{dt} &= C_p * m * \frac{dT}{dt} \\ \dot{Q} &= C_p * m * \dot{T} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 23})$$

Reemplazando la igualdad de la ecuación 23 en la ecuación 21

$$\begin{aligned} C_p m \dot{T}_{v.c.} &= \dot{E}_{v.c.} + \dot{W}_{v.c.} + \sum (\dot{m}_o h_o - \dot{m}_i h_i) \\ \dot{T}_{v.c.} &= \frac{1}{C_p m} \left(\dot{E}_{v.c.} + \dot{W}_{v.c.} + \sum (\dot{m}_o h_o - \dot{m}_i h_i) \right) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 24})$$

La masa se puede expresar en función del volumen y la densidad

$$\rho = \frac{m}{V} \Rightarrow m = \rho V \Rightarrow \frac{dm}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} \therefore \dot{m} = \rho \dot{V} \quad (\text{Ec. 25})$$

Concluyendo así la ecuación de rapidez para la temperatura en un volumen de control

$$\dot{T}_{v.c.} = \frac{1}{C_p m} \left(\dot{E}_{v.c.} + \dot{W}_{v.c.} + \rho \dot{V} \sum (h_o - h_i) \right) \quad (\text{Ec. 26})$$

Dónde:

$\dot{T}_{v.c.}$: Flujo de temperatura en el volumen de control [$^{\circ}\text{C/s}$]

C_p : Capacidad calorífica del aire [$\text{J}/(\text{kg}^{\circ}\text{C})$]

m : Masa del aire en el volumen de control. [kg]

$\dot{E}_{v.c.}$: Cambio de energía en el volumen de control. [W]

$\dot{W}_{v.c.}$: Potencia que se suministra en el volumen de control. [W]

ρ : Densidad del aire [kg/m^3]

\dot{V} : Flujo volumétrico del aire en el volumen de control [m^3/s]

h_i : Entalpia inicial del aire en el volumen de control [J]

h_o : Entalpia final del aire en el volumen de control [J]

Ahora bien las entalpias, se pueden relacionar con la humedad especifica (w [kgPa/kgPa]) ya que el sistema está generando un proceso de des humectación del aire, es decir se presenta una entalpia de cambio de fase (h_{fg} [J]) en el vapor de agua perteneciente al aire lo que genera un cambio de la humedad especifica ($h = h_{fg} * w$).

$$\dot{T}_{v.c.} = \frac{1}{C_p m} \left(\dot{E}_{v.c.} + \dot{W}_{v.c.} + \rho \dot{V} h_{fg} \sum (\omega_o - \omega_i) \right) \quad (\text{Ec. 27})$$

Aplicando la ecuación 25 a la zona 3 (Fig. 4), considerando que la temperatura T_3 es mayor a la temperatura T_2 generando que el cambio de energía sea un cambio en el calor sensible en la masa de aire que fluye en el volumen 3 ($\dot{E}_{v.c.} = \dot{m}_1 C_p (T_3 - T_2)$)

$$\begin{aligned} \dot{T}_3 &= \frac{1}{C_p m} \left(\dot{m}_1 C_p (T_3 - T_2) + \dot{W}_3 + \rho_a \dot{V} h_{fg} (\omega_3 - \omega_2) \right) \\ m &= \rho_a * V_s \quad \dot{m}_1 = \rho_a * \dot{V} \\ \dot{T}_3 &= \frac{\dot{V}}{V_s} (T_3 - T_2) - \frac{\dot{V} h_{fg}}{C_p V_s} (\omega_3 - \omega_2) + \frac{\dot{W}_3}{\rho_a C_p V_s} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 28})$$

Donde \dot{W}_3 es la potencia debido a la carga interna presente en la zona 3.

Aplicando de forma análoga la ecuación 25 a la zona 1 (Fig. 4) se obtendrá una respuesta similar a la ecuación 26, tomando en cuenta que como acción de control para una etapa siguiente se propone que la relación de retorno/inhalación-exhalación sea de 3:1 (75 % de retorno y 25 % de exhalación y de inhalación), y ya que la temperatura 1 es una mezcla del aire de retorno y del aire que ingresa la temperatura a evaluar será la temperatura de salida para esta zona la temperatura T2 al igual que la relación de humedad w2.

$$\dot{T}_2 = \frac{\dot{V}}{V_{he}} (0.75 * (T_2 - T_3) + 0.25 * (T_2 - T_0)) - \frac{\dot{V} h_{fg}}{c_p V_{he}} (\omega_2 - (0.25\omega_0 + 0.75\omega_3)) + \frac{\dot{W}_1}{\rho_a c_p V_{he}} \quad (Ec. 29)$$

El proceso de cambio humedad relativa en la recámara sucede por dos condiciones que se deben tener en cuenta, la primera es que si no hay flujo de aire entre la zona del intercambiador de calor y la recámara no se puede cambiar la mezcla de aire y vapor de agua en la recámara, la segunda es que si se tiene la misma proporción de masa de aire: masa de vapor de agua no se generara cambio alguno en la humedad relativa de la recámara, el cambio de humedad queda sujeto a que se cumplan estas dos condiciones. Estas consideraciones aplicadas a las humedad especifica en la zona 3 (Fig. 4) quedan expresadas de una forma más concisa en la siguiente ecuación:

$$\dot{\omega}_3 = \frac{\dot{V}}{V_s} * (\omega_3 - \omega_s) \quad (Ec. 30)$$

✓ **Transferencia de calor**

Como intercambiador de calor para el enfriamiento del aire presente en la zona 2 de la figura 4 se adaptó un radiador de moto que se pudo encontrar en el mercado a un precio asequible.



Figura 5. Intercambiador de calor refrigerante/aire del sistema HVAC

Como fluido de refrigeración se plantea una mezcla de agua con propilenglicol al 50 % por su capacidad calorífica 3297,63 [J/KgK] y su conductividad térmica de 0.43 [W/m K], de acuerdo a tablas de caracterización de mezcla. [4]

Se toma como fluido caliente el aire y fluido frío la mezcla agua-glicol (propilenglicol), planteando las temperaturas de operación del sistema:

$$T_{h_i} = 20 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Temperatura inicial del aire)}$$

$$T_{h_o} = 15 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Temperatura final del aire)}$$

$$T_{c_i} = 7 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Temperatura inicial de la mezcla agua – glicol)}$$

$$T_{c_o} = 10 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Temperatura final de la mezcla agua – glicol)}$$

La ecuación de flujo de calor en este caso de análisis es: [18]

$$\dot{Q} = UA_T \Delta T_{ln} \quad (\text{Ec. 31})$$

Dónde:

\dot{Q} : Flujo de calor [J/s]

U : Coeficiente global de transferencia de calor [J/(sKm²)]

A_T : Área transversal de contacto, $A_T = (2a + 2c)b * n^\circ_{tubos} = 0.754 \text{ m}^2$

ΔT_{ln} : Diferencia de temperatura logarítmica, $\Delta T_{ln} = 8.96 \text{ K}$

La eficiencia térmica para este caso donde la capacidad calorífica del fluido frío (C_c) es mayor a la capacidad calorífica del fluido caliente ($C_h=1012$), y considerando que la velocidad del aire es 0.5 m/s y la velocidad del refrigerante es 0.3 m/s: [22]

$$\varepsilon = \frac{C_{max}(T_{c_o} - T_{c_i})}{C_{min}(T_{h_i} - T_{c_i})} = \frac{(3297,63)(0.3)(10 - 7)}{(1012)(0.5)(20 - 7)} = 86.89\% \quad (\text{Ec. 32})$$

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor se necesita analizar tanto las características del fluido caliente como el frío hallando el coeficiente de convección de cada uno y aplicando la fórmula: [17]

$$UA = \frac{1}{\frac{n_{tubos}}{h_{tubos}} + \frac{1}{h_{aire}}} \quad (\text{Ec. 33})$$

Donde h_{tubos} es el coeficiente de transferencia de calor por convección de los tubos del intercambiador de calor, y h_{aire} es el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire. El coeficiente de transferencia de calor por convección lo determinan un gran número de parámetros, pero una de las formulas experimentales que es factible aplicar para el refrigerante: [17]

$$N_{UD} = \frac{D_i h_i}{k} \Rightarrow h_i = \frac{N_{UD} k}{D_i} \quad (\text{Ec. 34})$$

Dónde:

k : Conductividad térmica del material [W/mK]

D_i : Diámetro hidráulico, $D_i = \frac{4A}{P}$ (A: Área y P: Perímetro, de la superficie transversal por donde se mueve el fluido.

N_{UD} : Numero de Nusselt.

$$N_{UD} = 0.0265 R_e^{\frac{4}{5}} P_r^{\frac{2}{5}} \quad (\text{Ec. 35})$$

Tal que P_r es el número de Prandtl depende de cada material y R_e es el número de Reynolds el cual se expresa como: [23]

$$R_e = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (\text{Ec. 36})$$

Donde \dot{m} es el flujo másico y μ es la viscosidad dinámica del fluido [Pa.s]

Considerando una velocidad del refrigerante de 0.3 m/s y que circula por cada uno de los tubos del intercambiador que tienen un ancho de 0.2 cm y lardo de 3 cm (Área $6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$ y diámetro húmedo de $3.75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$), y de acuerdo a las referencia bibliográficas [4] posee una densidad de 1053.25 Kg/m^3 , una viscosidad dinámica de 0.003367 Pa.s , conductividad térmica de 0.43 W/mK , número de Prandtl 25.82.

$$\dot{V} = vA = 0.18 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 10^{-4} \rightarrow \dot{m} = \rho \dot{V} = 0.01896 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$R_e = 1911.79$$

$$N_{UD} = 0.0265 R_e^{\frac{4}{5}} P_r^{\frac{2}{5}} = 35.62$$

$$h_i = \frac{N_{UD} k}{D_i} = 4084.43 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Para calcular el número Nusselt del aire para este caso de análisis en interacción con tubos rectangulares de hierro se aplica la siguiente formula: [17] [22]

$$N_{UD} = \frac{h_a D}{k_a} = C \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_g) h'_{fg} D^3}{\mu k_a (T_{sat} - T_{ci})} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{Ec. 37})$$

Dónde:

g : Gravedad (9.81 m/s²)

T_{sat} : Temperatura de saturación del aire. (14°C)

T_{ci} : Temperatura inicial del refrigerante (2°C)

ρ_l ; Densidad del aire líquido (870 kg/m³)

ρ_g : Densidad del aire gaseoso (1.2 kg/m³)

h'_{fg} : $h_{fg} + 0.68 C_{pv} (T_{sat} - T_{ci}) = 2473 + 0.68 * 1010 (12^\circ\text{C}) = 10741.6 \text{ J}$

$D = \frac{4A}{P} = \frac{4 * 0.115 * 0.325}{2(0.115 + 0.325)} = 0.1699 \text{ m}$ (Diámetro humedo de contacto con el aire)

μ : Viscosidad dinámica del aire (1.83*10⁻⁵ Pa.s)

k_a : Conductividad térmica del aire (0.026 W/mK)

h_a : Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire.

C: Factor de incrustación (0.729)

$$N_{UD} = 3265.63 \Rightarrow h_a = \frac{N_{UD} * k_a}{D} = 499.74 \frac{W}{K}$$

Teniendo como resultado en el coeficiente total de transferencia de calor

$$UA = \frac{1}{\frac{8}{4084.43} + \frac{1}{499.74}} = 252.54 \frac{W}{K}$$

Por lo que el flujo de calor da como resultado

$$\dot{Q} = UA_T \Delta T_{ln} = 2263.52 \text{ W}$$

Lo que nos indica que el proceso de transferencia de calor sucederá a una potencia de 2263.52 W respecto a los valores establecidos inicialmente.

3.1.2. Caracterización de parámetros primordiales

Tómese la definición de parámetro como una constante o variable que aparece en determinado sistema y cuyos distintos valores da lugar a distintos casos en un problema. Se determinó por evaluación de los fluidos de trabajo que los parámetros influyentes en la planta piloto HVAC son de forma externa; la humedad, temperatura y presión ambiente en el cual se encuentre el sistema, para este caso en la ciudad de Popayán, Cauca(Colombia), tanto la humedad y temperatura ambiente están correlacionadas entre sí, y a su vez dependen de otros factores climatológicos que son sumamente aleatorios para poder obtener una relación o curva característica, razón por la cual estas dos variables se trataran cualitativamente en el resto del texto y teniendo un manejo descriptivo en el inciso 4, la presión atmosférica del ambiente de la ciudad de Popayán al encontrarse a una altura de 1760 metros sobre el nivel del mar tiene un valor constante de 600 mm Hg.

Ahora bien los parámetros internos en el sistema HVAC son la temperatura del refrigerante que se determina por el funcionamiento de la unidad de refrigeración y la temperatura del calefactor, estos dos factores se postulan como parámetros ya que como se explicará inmediatamente después en la sección 4 no se pueden controlar a cabalidad.

La caracterización de la temperatura de operación del refrigerante (Fig. 6) se hizo midiendo la temperatura con un integrado LM35DZ cada segundo en un tiempo de 3 horas y 22 minutos, la tarjeta ARDUINO MEGA 256 y una interfaz en LABVIEW, con el fin de observar y adquirir los datos de cómo iba disminuyendo la temperatura de la mezcla de agua con glicol (refrigerante) por el proceso de enfriamiento de la unidad de refrigeración. Posteriormente se graficaron dichos datos en MATLAB.

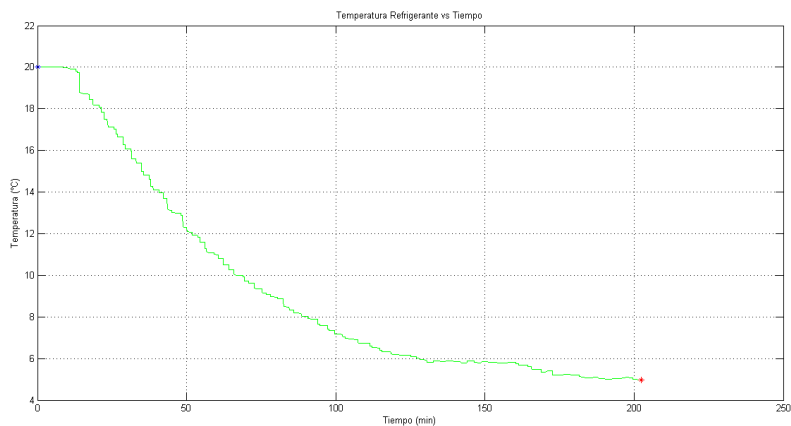


Figura 6. Cambio de la temperatura del refrigerante en el tiempo sin adición de carga térmica y circulación.

Se inició el proceso de enfriamiento con una temperatura en el líquido de 20 °C y se finalizó a 5 °C

Como calefactor se implementó un electrodo de tubo en forma espiral, alimentándolo con una señal AC de 120 voltios y una corriente de 500 mA, para medir la temperatura se utilizó un multímetro UNIT-8 clase UT132C con termocupla tipo k haciendo mediciones en distintos intervalos de tiempos hasta los 7 minutos (Fig. 7), se tuvo una temperatura inicial de 20 °C y una final de 91°C:

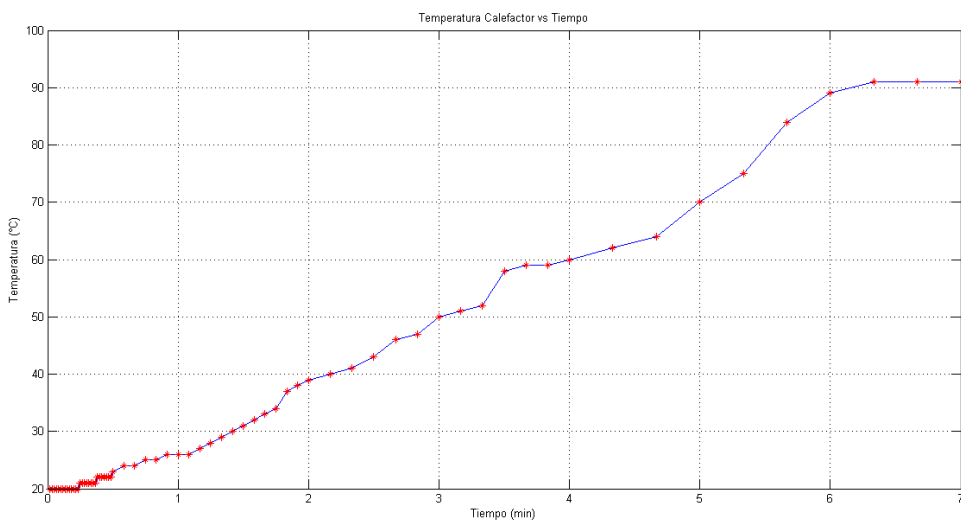


Figura 7. Cambio de la temperatura del calefactor en el tiempo

3.2. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA HVAC

En la construcción de la planta piloto HVAC como un todo, se presenta cuatro grandes subdivisiones:

- **Recámara**

La recámara del sistema HVAC es el volumen del control donde se harán incidir todos los distintos actuadores con el fin de variar su temperatura y humedad interna, en ella misma se incluyen todos los ductos de ventilación y soportes necesarios para integrar toda la parte física del sistema HVAC.

Como bien se sabe un volumen de control es una idealización de acuerdo al modelo que se esté manejando, en este caso se modeló el comportamiento del volumen del control sin transferencia de energía con el entorno para que solo hayan variaciones de la energía interna del sistema por la acción de control del mismo. Determinando así que el material del que está hecha la recámara debe ser muy buen aislante térmico (debe poseer una conductividad térmica inferior a $0.060\text{W/m}^\circ\text{K}$) en el mercado hay muchos aislantes térmicos como: el corcho, la fibra de vidrio, poliestireno expandido (icopor), entre otros, sin embargo, de todos estos materiales se escogió el icopor con conductividad térmica de $0.029\text{W/m}^\circ\text{K}$ por el fácil manejo que presenta al igual que las distintas presentaciones en las que se puede conseguir y al mismo tiempo por tener un costo bajo en comparación al resto de los otros materiales.[24]

La recámara se construyó , como se puede ver en la figura 8, con un largo de 1.2 m, un ancho de 0.7 m, un alto de 0.6 m con láminas comerciales de un grosor de 0.025 m (obteniendo volumen de 0.504 m^3), con tres orificios dos de ellos tanto de largo como ancho de 0.12 m esto para la comunicación con el resto del sistema, el ultimo orificio con un ancho de 0.8 m y alto 0.4 m cuyo fin es permitir al usuario observar lo que sucede en el interior, al igual que poder ingresar distintos elementos, bien sea para adicionar carga térmica o para monitorear un proceso interno aparte(Fig. 9, Fig. 10).

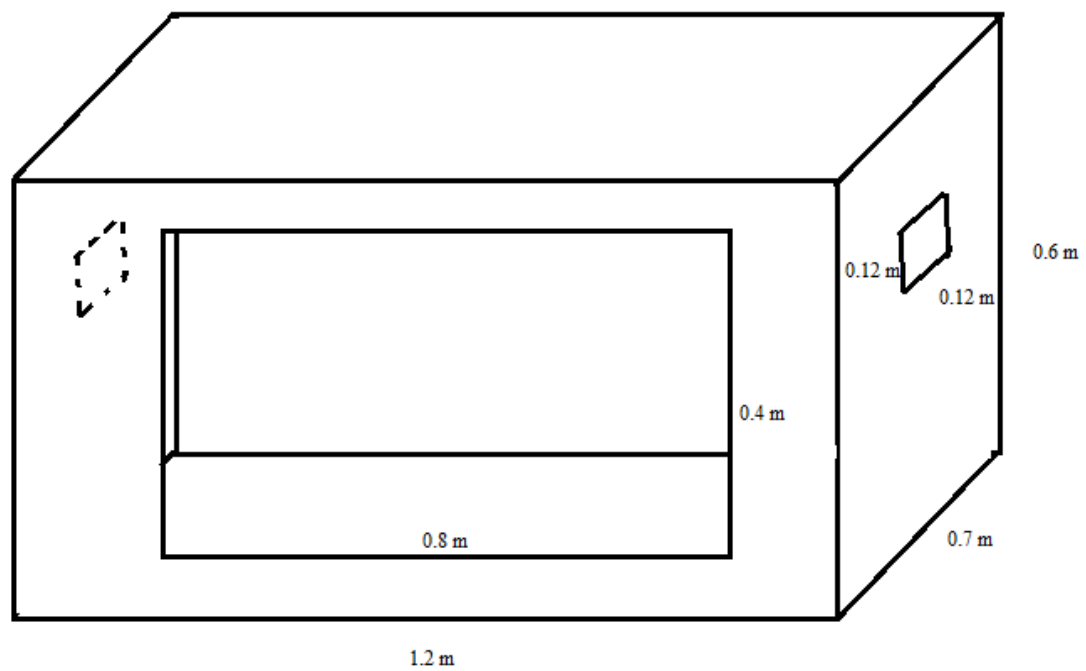


Figura 8. Esquema de la recámara del sistema HVAC



Figura 9. Vista interna de la recámara del sistema HVAC aspecto inicial



Figura 10. Vista frontal de la recámara del sistema HVAC aspecto inicial

Para cerrar y abrir este orificio, se colocó dos elementos externos sobre la recámara la base, una base en madera para proteger la parte en icopor además de facilitar su traslado y una puerta en acrílico para sellar el orificio que se puede ver en la figura 11 y en la figura 12.



Figura 11. Vista frontal de la recámara del sistema HVAC aspecto final



Figura 12. Vista isométrica de la recámara del sistema HVAC aspecto final

En un trabajo posterior después de haber adelantado otras partes del sistema HVAC se adicionaron los ductos teniendo como presentación final del sistema como tal lo que se ve en la figura 13.



Figura 13. Sistema HVAC (planta piloto)

- **Sistema de refrigeración y calefacción**

El sistema de refrigeración consta de varias partes, primero una unidad de refrigeración de media tonelada de refrigeración, que se logró conseguir de segunda mano en la empresa COLOMBIANA DE FRIO, segundo un serpentín de enfriamiento de tubo de cobre de un $\frac{1}{4}$ de pulgada con una longitud de 3 m, y 27 espiras con un radio de 0.10 m, tercero un extintor vacío y reformado como armazón de enfriado que es el elemento de llenado para el contacto entre el fluido a enfriar y el serpentín, cuarto un tanque de suministro de 5 galones, el cual contiene una mezcla 1:1 de propilenglicol y agua (refrigerante), quinto una bomba de lavadora para la circulación del refrigerante desde el tanque de suministro que pase por el armazón de enfriado y llegue al intercambiador de calor el cual fue un radiador de moto adaptado y retorne al tanque de suministro, por último se utilizó tubería y mangueras de media pulgada para todas las conexiones.

El armazón y serpentín de enfriamiento se acoplaron de tal forma que el segundo quedara dentro del primero (Fig. 14 y Fig. 15).[25]



Figura 14. Vista interna del armazón de enfriamiento con el serpentín de enfriamiento incorporado



Figura 15. Vista frontal del almac3n de enfriamiento con el serpent3n de enfriamiento incorporado. El almac3n armado tiene una altura de 0.4 m y un radio de 0.14 m, despu3s de este punto se acoplaron estas dos partes a la unidad de refrigeraci3n (Fig. 16), por medio de tuber3a de cobre, dos filtros de refrigeraci3n y un capilar 32 de expansi3n aconsejados por un t3cnico de COLOMBIANA DE FRIO para el funcionamiento adecuado de la unidad posteriormente se cambi3 uno de los filtros por un recolector de condensado.



Figura 16. Vista frontal del almac3n de enfriamiento con el serpent3n de enfriamiento incorporados a la unidad de refrigeraci3n con el tanque de suministro

A la unidad de refrigeración se le colocó como fluido de trabajo el gas R134A, en su llenado se tenía que hacer vacío por completo en la unidad de refrigeración la bomba de vacío fue prestada por el grupo de BAJAS TEMPERATURAS del departamento de física de la universidad del Cauca.

La mezcla 1:1 de propilenglicol-agua se utilizó como refrigerante para el sistema HVAC ya que por sus características termodinámicas es un buen conductor de calor, tiene buena viscosidad y su punto de congelación está muy por debajo de los 0 °C. [26]

La bomba de circulación es una adaptación de una bomba de lavadora ELECTROLUX (ver figura 17) genérica que tiene un flujo máximo de 2.60 lt/min (caracterizada de forma experimental).

Al tanque de suministro se le adaptó una llave de paso de media pulgada para poder graduar el flujo de agua de la bomba de circulación.



Figura 17. Bomba de circulación

Como se especificó antes el intercambiador de calor entre el refrigerante y el aire es un radiador de moto adaptado para el sistema (ver figura 18)

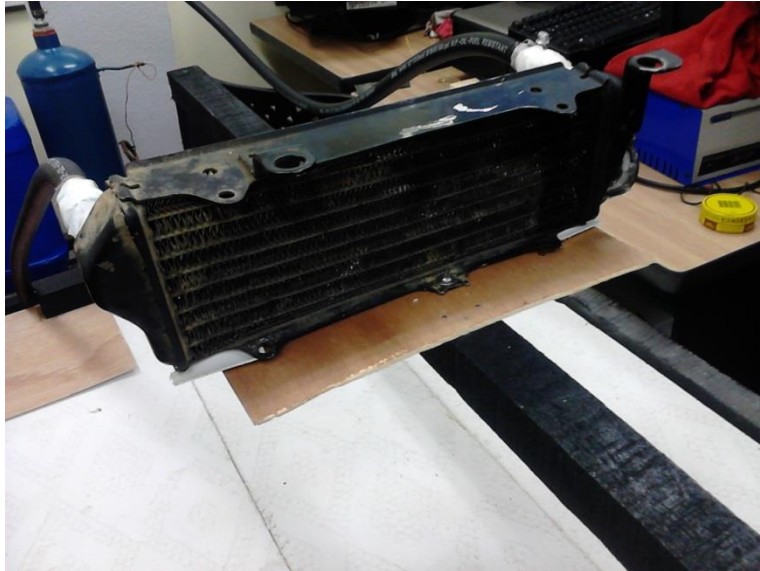


Figura 18. Intercambiado de calor refrigerante/aire incorporado al sistema HVAC

Para la calefacción se utilizó un electrodo o calefactor de una estufa eléctrica. En el sistema HVAC no se pudo incorporar humidificadores y deshumificadores por lo que no se puede ejercer un control directo sobre la humedad relativa en el recinto por lo que se interactúa con ella de forma indirecta a través del intercambiador de calor y el calefactor.

- **Circuito de sensado y respuesta.**

El circuito de sensado y respuesta es toda la parte de sensores y activación de los actuadores respecto a la tarjeta ARDUINO que se utilizó como elemento de intercomunicación entre el computador y el sistema HVAC, se utilizaron tres sensores LM35DZ para la medición de la temperatura del refrigerante en el tanque de suministro y el armazón de enfriamiento, el tercer sensor se implementó para medir la temperatura superficial en el intercambiador de calor con el fin de tener un estimado de la mínima temperatura que se pueda alcanzar en la recámara, los sensores analógicos LM35DZ constan de tres terminales (ver Fig. 19) y no necesita ninguna adecuación externa

Como actuadores se tiene un conjunto de 5 ventiladores de 12 V y 250 mA para el suministro de aire de entrada, el aire que le llega al intercambiador de calor, la comunicación hacia la recámara, ventilación de exhalación y de retorno controlándolos por señal PWM a 12 V, los otros dos actuadores son la bomba de circulación y el calefactor, estos dos últimos tienen alimentación AC por lo que se controlan con relés JQ3CF y una señal de activación de 12 V, por estas características y debido a que la señal de mando de la tarjeta ARDUINO es de 5V y de corriente muy baja se decidió implementar un puente h L293B ya que este amplifica tanto corriente como voltaje en señales PWM o señales digitales, se alimentó el puente h con 12 V y se configuró el chip enable en HIGH (1), como fuente de alimentación se adaptó un cargador de Tablet de 12 V y 3 A

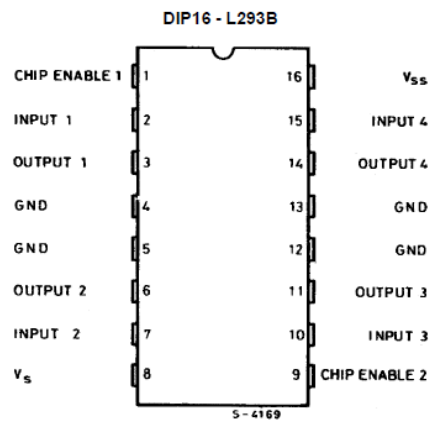


Figura 21. Puente h L293B [31]

Todas estas partes se colocaron en una baqueta estándar adaptando los sensores, ventiladores y jumpers de la tarjeta ARDUINO con pines para soldar y la parte de señal AC con 2 borneras tanto para la bomba como para el calefactor. Se obtuvo el siguiente circuito final:

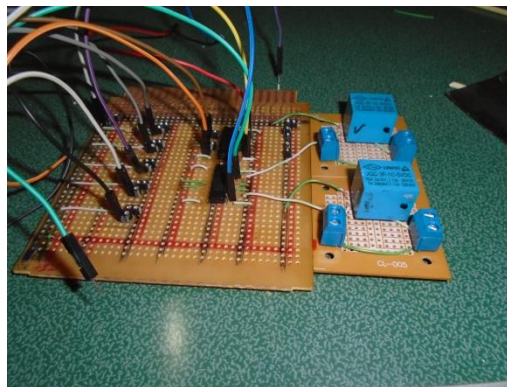


Figura 22. Circuito de sensado y respuesta

- **Programa de monitoreo y control**

En primera instancia para el programa de monitoreo y control se pensó desarrollarlo desde el IDE de la tarjeta ARDUINO, sin embargo tiene dos desventajas primera posee una interfaz con el usuario poco amigable y segunda si se desea extraer los datos se necesita hacer un acople con otro programa entre los cuales se encuentran C, Java, Python, Matlab, y Labview; eligiendo este último por su fácil forma de programar y una interfaz clara y simple para el usuario. Se utilizó una versión de LABVIEW® 2012 con la extensión de ARDUINO y una versión del LIFA BASE para poder incorporar los sensores DHT11 como elementos de medición y en LABVIEW se tuvo que crear un nuevo subVI para completar esta acción, colocando como señales de entrada los voltajes de comunicación de los sensores LM35DZ y DHT11, como salida las señales digitales para activar y desactivar la bomba de circulación y el calefactor, al igual que 4 señales PWM para controlar los ventiladores ya que el ventilador de circulación hacia la recámara se dejó funcionando a un voltaje constante de 12V.[27][28]

Las señales que se toman como sensibles a controlar son la temperatura y humedad de la recámara, y tomando como principales actuadores los ventiladores, se desarrollaron otros dos subVI uno de escalamiento de la señal bien sea la temperatura o la humedad y pasarla al rango de las señales PWM (0-255) y un subVI para el controlador PID teniendo distintos botones para la activación/desactivación o elección de la variable principal a controlar temperatura/humedad y a su vez modificación de las constantes de proporcionalidad, integración y derivación; colocando un valor inicial de estas variables de acuerdo al desarrollo que se explicara en el inciso 3.4.

Para un procesamiento posterior de los datos el programa guarda el punto en donde el sistema de control está activo, y tiempo de operación de cada uno de los actuadores, para analizar los efectos de la respuesta del sistema y no solo los de la variación del entorno. En la figura 23 se observa en rojo la curva de temperatura vs tiempo, se sobrepone la línea azul que indica los momentos en que se activó y desactivo la bomba de circulación.

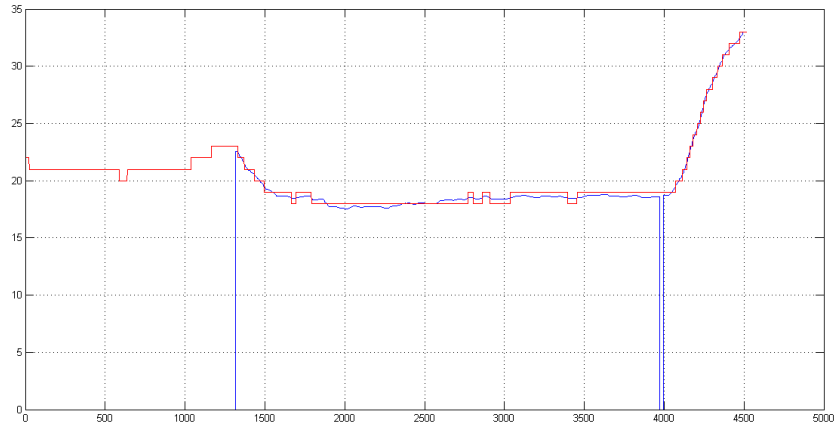


Figura 23. Lectura de datos dependiente de señales de control

3.3. PROCESO DE CONTROL DEL SISTEMA HVAC

3.3.1. Ciclo de control primario

De acuerdo a las ecuaciones 28, 29 y 30 que se obtuvieron en el modelamiento matemático del sistema HVAC, se tomaran como variables de esta las temperaturas T_2 y T_3 junto con la humedad específica ω_3 , se tomaran como forzantes el flujo de aire y la carga térmica en la sección 3, se considera que la humedad específica ambiente es igual a la que se encuentra en la sección 2 y en esta zona no hay carga térmica, dando como ecuaciones de estado

$$\dot{x}_1 = u_1 * \left(\frac{0.75 * (x_1 - x_2) + 0.25 * (x_1 - T_0)}{V_{he}} + \frac{h_{fg}(0.75 * \omega_0 - 0.75 * x_3)}{C_p V_{he}} \right) \quad (\text{Ec. 36})$$

$$\dot{x}_2 = u_1 * \left(\frac{(x_1 - x_2)}{V_s} + \frac{h_{fg}(x_3 - \omega_0)}{C_p V_s} \right) + \frac{u_2}{P_a C_p V_s} \quad (\text{Ec. 37})$$

$$\dot{x}_3 = u_1 \left(\frac{x_3 - \omega_0}{V_s} \right) \quad (\text{Ec. 38})$$

Tal que:

$$x = \{T_2, T_3, \omega_3\} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$u = \{\dot{V}, W_3\} \quad (\text{Ec. 40})$$

Sea:

$$y = \{T_3, \omega_3\} = \{x_2, x_3\} \quad (\text{Ec. 41})$$

Como se puede observar este modelo es no lineal por lo que para simplificar su control se procede a linealizar, los puntos de equilibrio de acuerdo a las ecuaciones de estado son:

$$\bar{x} = \{T_0, T_0, \omega_0\} \quad (\text{Ec. 42})$$

$$\bar{u} = \{0.5, 0\} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$T_0 = 20^\circ\text{C} = 293.15^\circ\text{K}$$

$$\omega_0 = 0.677$$

De un rápido análisis en MATLAB se hallan las matrices A, B, C y D: [29]

$$A = 10000 \begin{bmatrix} 0.0446 & -0.0334 & -2.2393 \\ 0.0001 & -0.0001 & 0.0066 \\ 0 & 0 & 0.0001 \end{bmatrix}$$

$$B = 10000 \begin{bmatrix} -9.0086 & 0 \\ 0.0090 & 0 \\ 0.0001 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \wedge D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

3.3.2. Puesta a punto del control final

Con las matrices A, B, C y D establecidas para la aproximación lineal del modelo se puede ejecutar un control directo con estos valores, sin embargo se propone como una acción de control complementaria la implementación de un PID, para la sintonización del mismo se necesita la función de transferencia G(s) que para este caso da como resultado cuatro funciones de transferencia (matriz de transferencia) ya que se cuenta con 2 entradas y 2 salidas.

Para despejar la matriz de transferencia y la sintonización del PID se utilizó MATLAB con sus aplicaciones de TRANSFER FUNCTION [29] y de PID TUNING [30]; al igual que consideraciones de rapidez de cambio en temperatura y humedad relativa en la recámara del sistema HVAC que se expondrán en la sección 4.1.

De la sintonización del PID se obtuvieron cuatro resultados que han sido normalizados respecto al mayor valor de las tres constantes ya que como se explicó en la implementación del programa se hace un escalamiento para que haya un acople de la respuesta que permite el ARDUINO y la respuesta deseada en el sistema. En la tabla 2 quedan consignadas las posibles sintonizaciones PID:

Tabla 2. Constantes de sintonización PID.

Sintonización PID			
Casos	K_D	K_I	K_D
Refrigeración Temperatura	1	0.6726	0.3726
Refrigeración Humedad relativa	0.0127	1	0
Calefacción Temperatura	1	0.2737	0.9142
Calefacción Humedad relativa	0.2467	1	0

Todas estas sintonizaciones se implementaron en el programa de monitoreo y control pero no se obtuvieron respuestas estables, recurriendo a la sintonización de forma manual del PID hallando una respuesta estable con los siguientes valores:

$$K_p = 0.95$$

$$K_I = 0.015$$

$$K_D = 0.085$$

4. ANALISIS Y RESULTADOS

Todos los datos, manejo de los mismos y sus respectivas gráficas, ya que este trabajo es con fines netamente académicos, se han procesado, efectuado y realizado en el programa MATLAB versión 2013a.

4.1. PROCESO DE CONTROL DEL SISTEMA HVAC

De acuerdo a los valores establecidos en el proceso de control (sección 3.3) se efectuaron distintas pruebas con parámetros iniciales muy similares, temperatura ambiente entre 21-23 °C, humedad relativa del ambiente entre 40-50 %, y una temperatura del refrigerante de 7 °C; con dos instrucciones de control idénticas la primera es llegar a una temperatura en el recinto de 15°C y la segunda ejecutada secuencialmente es llegar a una humedad relativa de 30%.

En las distintas pruebas que se realizaron, se obtuvo una base de datos de más de 50 muestras, en donde se observaron comportamientos de gran ayuda para analizar de una forma clara los datos obtenidos:

- i. La temperatura mínima que se puede obtener dentro de la recámara es de 16 °C.
- ii. Al aumentar la temperatura interna la humedad relativa disminuye y viceversa, se coloca como temperatura máxima (45 °C) permitida por seguridad e integridad del sistema de 40 °C lo que da el mínimo de humedad relativa de 22 %.
- iii. El mantener la temperatura mínima provoca que se vaya incrementando la humedad relativa en la recámara hasta una máximo observado, después de aproximadamente una hora de mantener la temperatura, de 80%
- iv. El utilizar sensores digitales como los DHT11 no permite puntos intermedios en los valores enteros de temperatura y humedad, y debido a la gran cantidad de datos obtenidos en cada una de las pruebas se filtró los datos obtenidos para poder observar de forma más clara su comportamiento en el tiempo (Ver Fig. 26, Fig. 27, Fig. 28 y Fig. 29).

De las distintas pruebas realizadas se seleccionó la más representativa (en el banco de datos de acuerdo a sus valores superiores e inferiores semejantes a las modas respectivas para temperatura y humedad relativa) y de comportamiento característico para las acciones de control obteniendo los siguientes resultados:

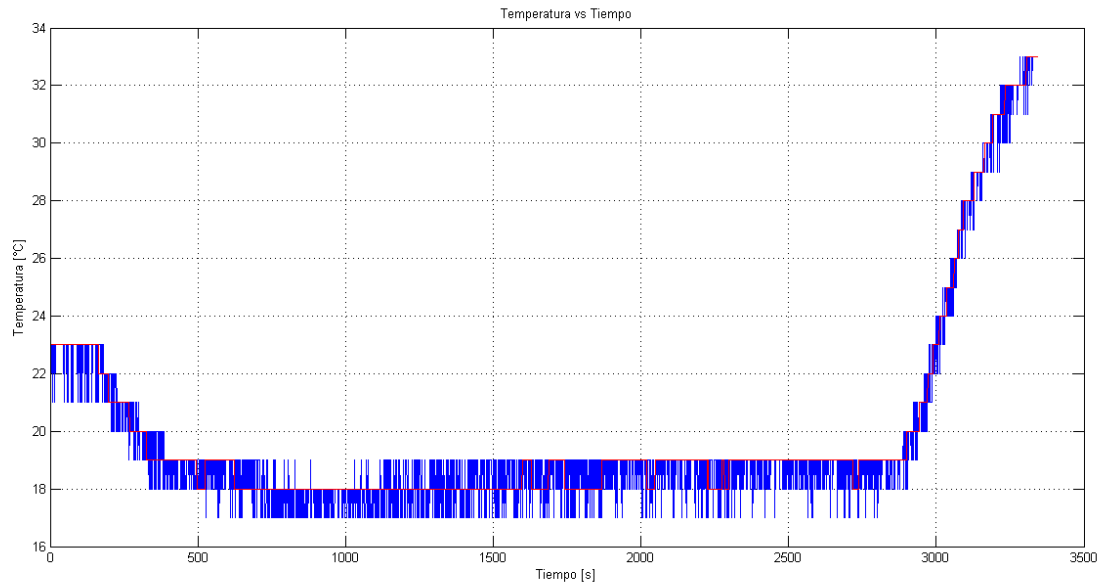


Figura 24. Datos reales de temperatura en funcionamiento del sistema HVAC

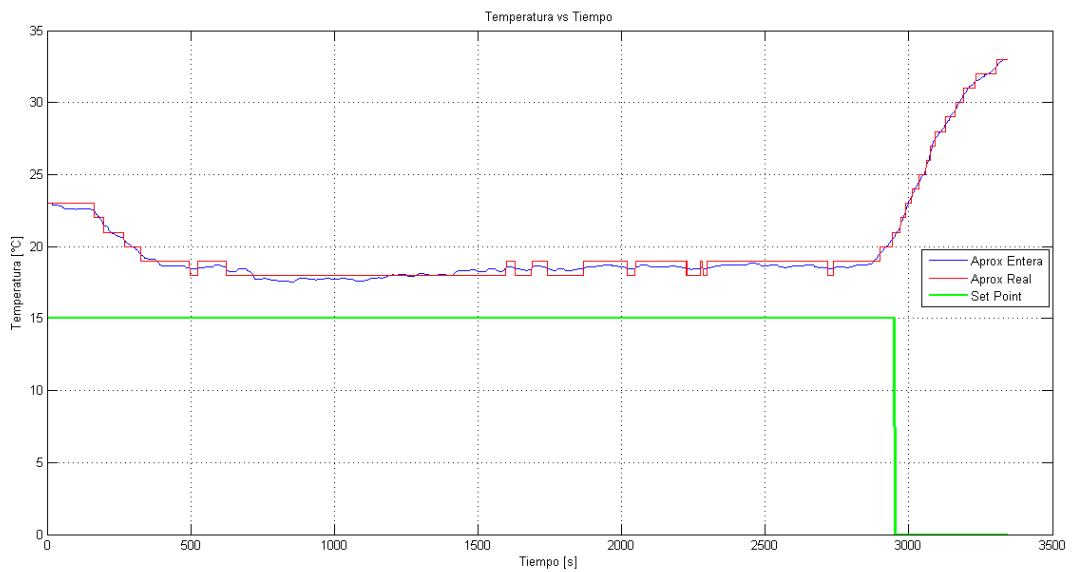


Figura 25. Filtrado y aproximación real/entera de la temperatura

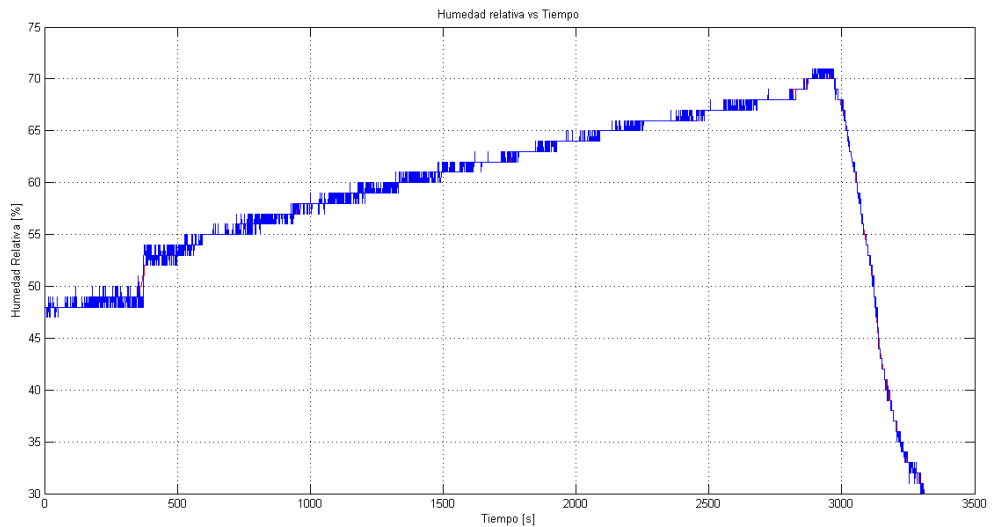


Figura 26. Datos reales de humedad relativa en funcionamiento del sistema HVAC

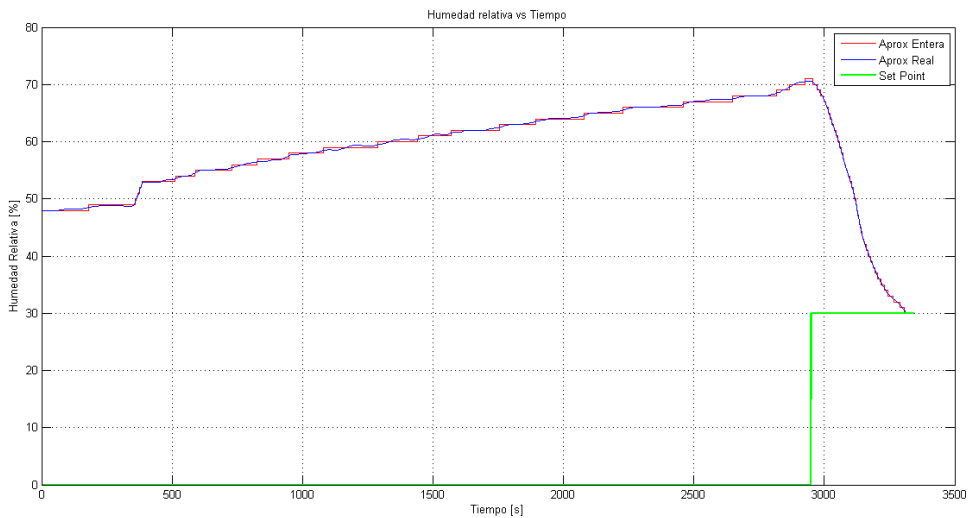


Figura 27. Filtrado y aproximación real/entera de la humedad relativa

Estos resultados se obtuvieron en un lapso 56 minutos, las figuras 24 y 26 son los datos directos de la temperatura y humedad relativa de la recámara, respectivamente; y las figuras 25 y 27 son los datos filtrados con aproximación numérica entera y real de la temperatura y humedad relativa respectivamente. Para poder relacionar los datos con los efectos de refrigeración o calefacción del sistema se analizó por tramos de acuerdo a las señales de activación tanto de la bomba de circulación como del calefactor.

➤ Respuesta de la temperatura respecto a la refrigeración:

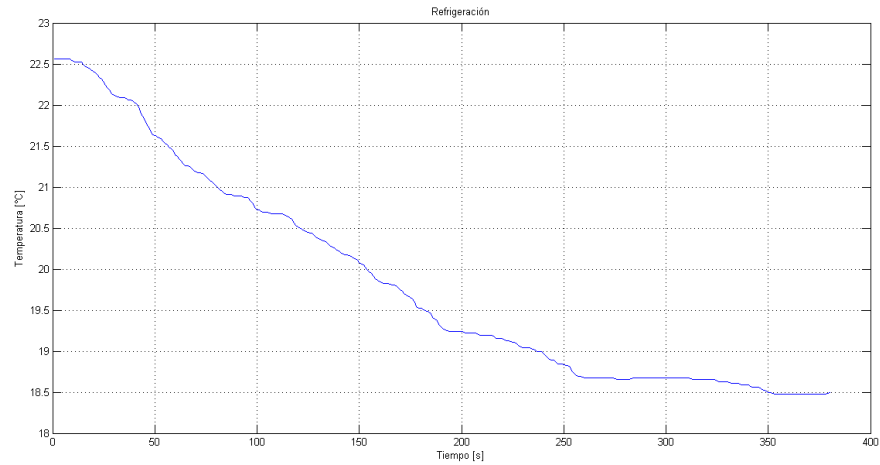


Figura 28. Respuesta de la temperatura en la recámara al proceso de refrigeración sin carga. El cambio de temperatura de la figura 28 muestra una variación desde aproximadamente los 23°C (valor máximo en todo el proceso) hasta los 18 °C (valor mínimo en todo el proceso) en un intervalo de 380 s (tiempo mínimo de diferencia entre los dos valores), dando una variación promedio de 0.013 °C/s o 0.789°C/min para todo el proceso.

➤ Respuesta de la temperatura respecto a la calefacción:

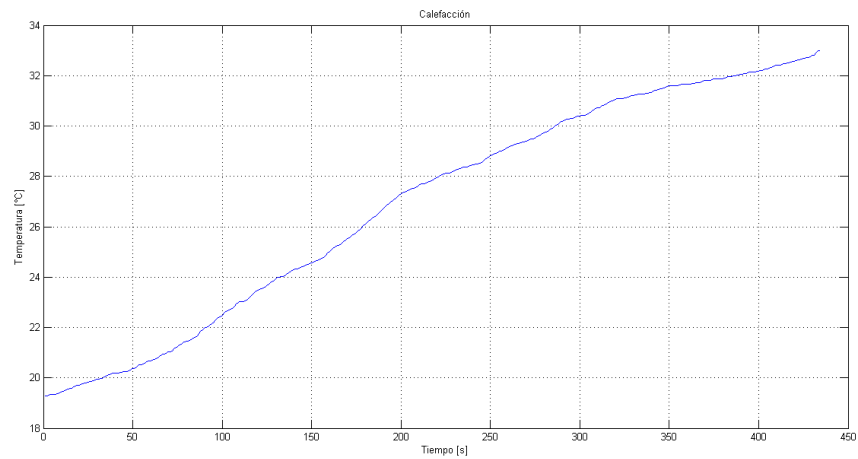


Figura 29. Respuesta de la temperatura en la recámara al proceso de calefacción sin carga

La variación de la temperatura en 434 s, va de 19 a 33 °C de acuerdo al set point de activación para la humedad relativa queda establecido en la figura 29, lo que representa una pendiente de 0.032 °C/s o 1.93 °C/min de forma promedio.

➤ Respuesta de la humedad relativa respecto a la refrigeración:

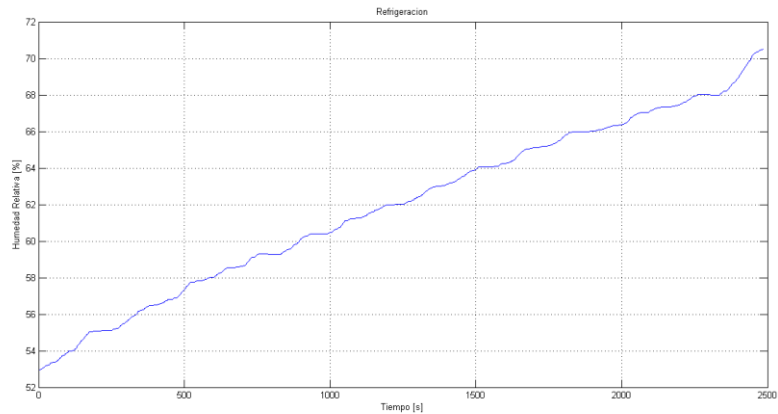


Figura 30. Respuesta de la humedad relativa en la recámara al proceso de refrigeración sin carga. El incremento de la humedad relativa de 53 a 71 % (figura 30) sucede en un tiempo de 2485 s de acuerdo a la activación del set point de temperatura, dando una variación 0.00724 %/s o 0.435 %/min respecto a los valores extremos y tiempo total

➤ Respuesta de la humedad relativa respecto a la calefacción:

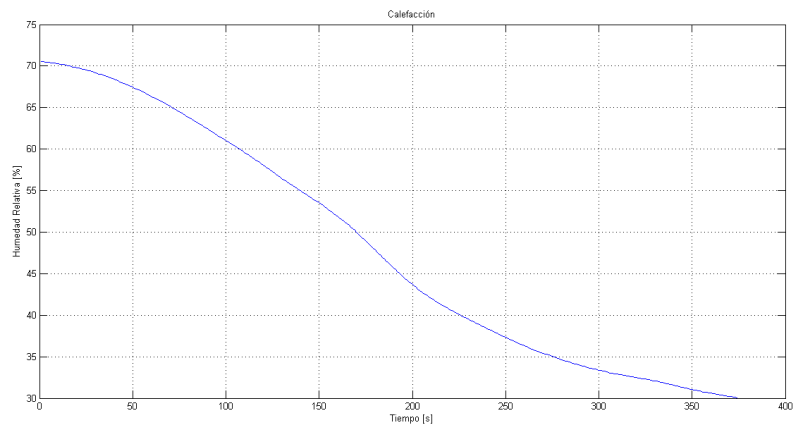


Figura 31. Respuesta de la humedad relativa en la recámara al proceso de calefacción sin carga. Hay una reducción de la humedad relativa de 71 a 30 % en un lapso de 374 s como se observa en la figura 31 respecto al set point de activación de humedad relativa, dando un cambio promedio de 0.109 %/s o 6.57 %/min.

4.2. CARGAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA HVAC

De las posibles opciones de cargas de operación, para colocar en el interior de la recámara del sistema, se encuentran bombillos incandescentes, velas encendidas, una estufa eléctrica, entre otras fuentes térmicas; sin embargo ya que el sistema debe controlar tanto la humedad relativa como la temperatura, así sea por separadas, se eligió como carga de operación agua llevada al punto de ebullición que para la ciudad de Popayán está entre los 87-90°C teniendo una fuente de emisión de calor y de humedad al medio circundante, y a la vez permite relacionar fácilmente sus variaciones de temperatura con variaciones de calor y transferencia del mismo.

Las cargas se presentaron según el volumen de agua que se llevó al punto de ebullición se le designará como litros ebullidos, para asegurar que no se perdiera nada del calor interno de las cargas de operación se consiguió un recipiente grande con su respectiva tapa para que las pérdidas de vapor de agua hacia el ambiente sean despreciables, no obstante el tamaño del recipiente solo permitía calentar hasta cinco litros de agua limitando el rango de las cargas, se hicieron las pruebas con 1, 2, 3, 4 y 5 litros ebullidos.

El procedimiento realizado con cada una de las cargas consistió en colocarlas en el interior de la recámara con el sistema completamente apagado, medir y anotar su temperatura y la de la recámara después de cierto tiempo, que incrementaba conforme se aumentaba la carga de operación, se volvían a hacer las mismas mediciones al igual que el tiempo respectivo; esto se realizó para tener un referente de la transferencia de calor sin el actuar del sistema, cabe aclarar que entre la medición de cada carga se realizaba ventilación y deshumectación de la recámara para asegurar que cada uno de los procesos efectuados se daba en las mismas condiciones. Los resultados del anterior procedimiento quedan resumidos en la tabla 3:

Tabla 3. Temperatura de transferencia de energía Temperatura/Aire vs Carga, sistema HVAC apagado

OFF	Temperatura Agua [°C]		Temperatura Aire [°C]		
Carga [lt]	Inicial	Final	Inicial	Final	Tiempo [s]
1	79	53	22	27	632,16
2	82	51	24	27	1308,99
3	85	53	24	28	1903,7
4	89	51	22	27	2865,68
5	88	44	21	24	3991,76

Este procedimiento se volvió a efectuar ya con el sistema encendido en el cual primero se daba un tiempo de estabilización para el cambio de humedad y temperatura en el recinto, después se ejecutaban de forma consecutiva dos acciones de control, la primera lograr una temperatura de 15°C donde se notaba una reducción de la humedad y la temperatura por ser proveniente de un ente externo al sistema, en el punto que se empezaba un incremento de la humedad relativa se procedía a medir rápidamente la temperatura de la carga de operación y volver a sellar la recámara, en este momento se ejecutaba la segunda acción de control llevar el recinto a una humedad relativa del 30% la cual se lograba y de forma colateral se incrementaba la temperatura, se volvió a medir la temperatura de la carga pero en ninguna de las 5 cargas se presentó alguna variación respecto a la anterior medida. A continuación como se puede ver en la figura 32 están las diferentes curvas de temperatura para cada una de las cargas de operación junto en color rojo y el set point de activación general (15°C) con color verde junto al tiempo de control sobre esta variable, subsecuentemente se expone el comportamiento de la humedad relativa dependiente de las cargas de operación en la figura 33 junto con el tiempo de accionamiento del set point (30%). Antes del proceso de control se dio un tiempo de estabilización para un equilibrio de humedad relativa y temperatura entre la carga de operación y la recámara, para uno y dos litros ebullidos este tiempo fue de 2 minutos (ver Fig. 32.a, Fig. 32.b, Fig. 33.a y Fig. 33.b), por otro lado en tres litros ebullidos se dio una estabilización de 3 minutos (Fig. 32.c y Fig.33.c), ya en la cuarta carga de operación el tiempo incremento a 4 minutos (Fig. 32.d y Fig.33.d) por último el tiempo de estabilización correspondiente para 5 litros ebullidos fue respectivamente de 5 minutos (Fig. 32.e y Fig.33.e). Debido a las dos acciones de control que se llevan a cabo los procesos internos del sistema son de refrigeración y de calefacción, el primero genera sobre la temperatura una reducción como se puede evidenciar en la figura 34(a., b., c., d., e.), teniendo el mismo efecto sobre la humedad relativa figura 35(a., b., c., d., e.); el segundo proceso ocasiona que la temperatura para todas las cargas de operación incremente lo que queda representado en la figura 36(a., b., c., d., e.) y sobre la humedad relativa se presenta el efecto de reducir su valor hasta 30% (el valor deseado) para todos los casos como queda evidenciado en la figura 37(a., b., c., d., e.). Si se desea ver de una forma más amplia e individual cada una de las gráficas de la figura de la figura 31 y figura 32 se tiene que consultar en el anexo 1; respecto a las figuras 34, 35, 36 y 37 se hará un análisis detallado en las tablas 7, 8, 9 y 10 junto con las figuras desde la 40 hasta la figura 47.

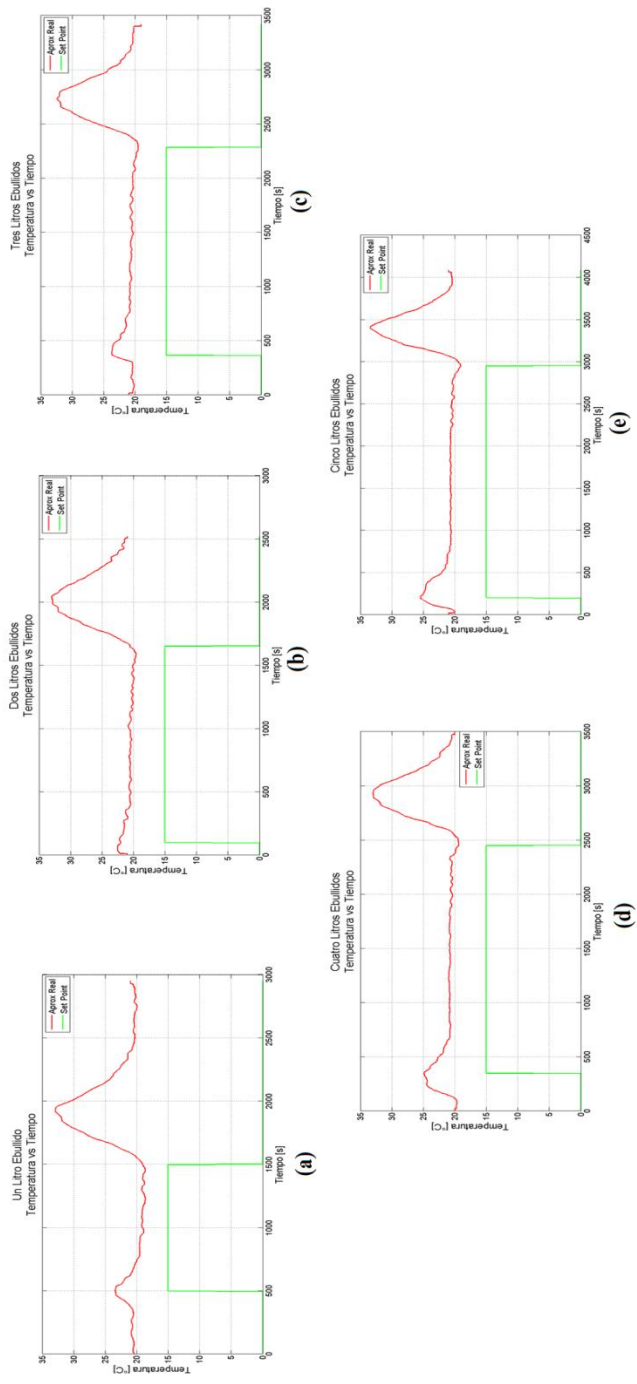


Figura 32. Comportamiento de la temperatura en todo el ciclo de control con carga de operación: a) Un litro ebullido, b) Dos litros ebullidos, c) Tres litros ebullidos, d) Cuatro litros ebullidos, e) Cinco litros ebullidos

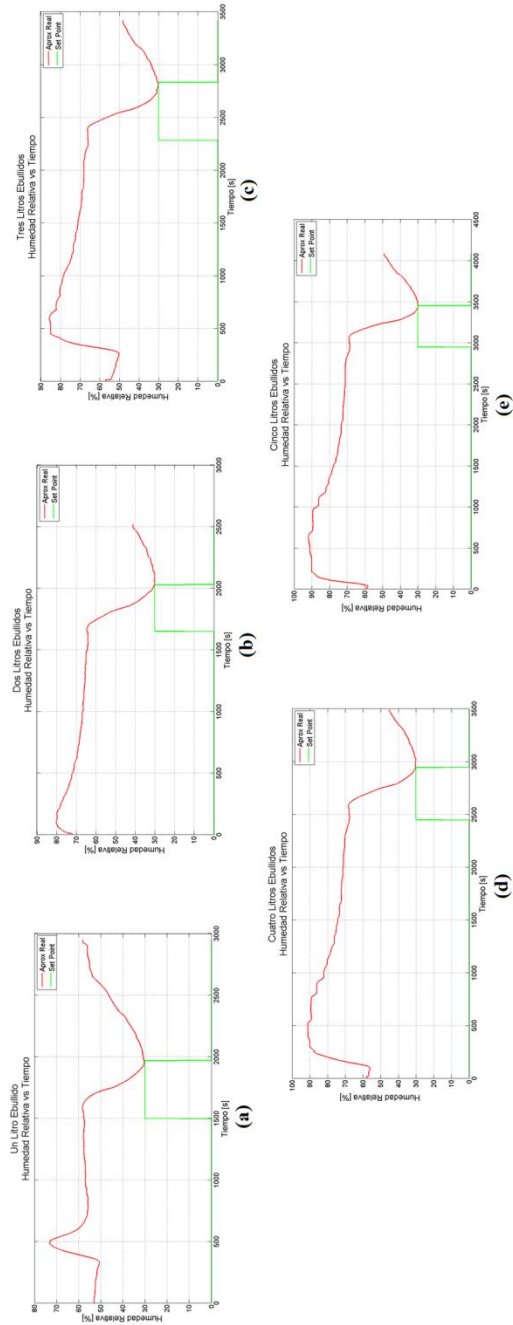


Figura 33. Comportamiento de la humedad relativa en todo el ciclo de control con carga de operación: a) Un litro ebullo, b) Dos litros ebullo, c) Tres litros ebullo, d) Cuatro litros ebullo, e) Cinco litros ebullo

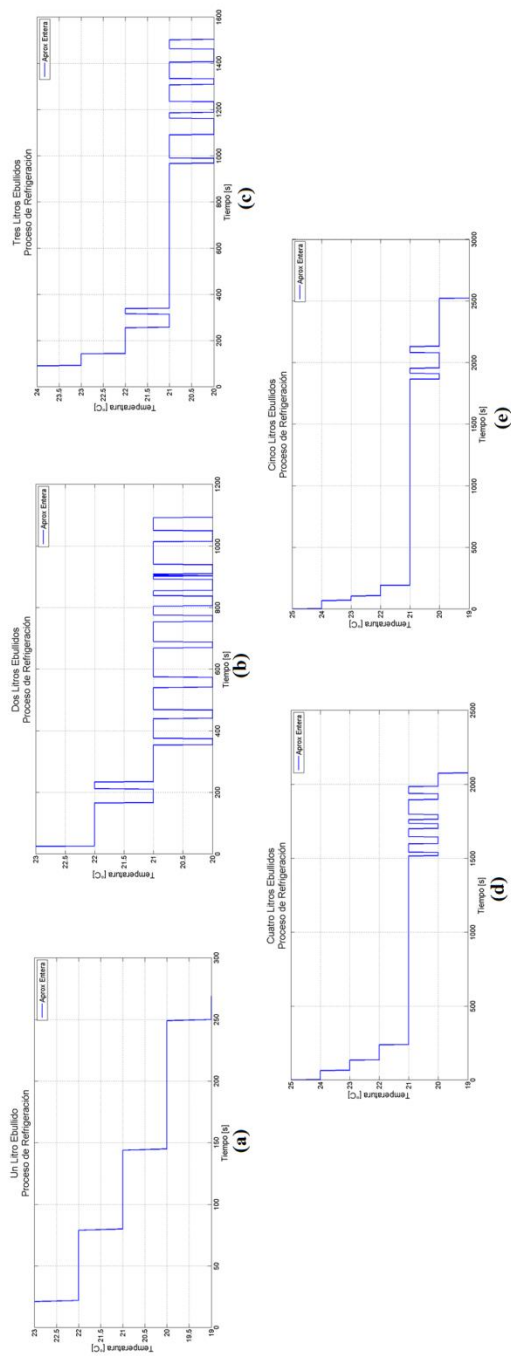


Figura 34. Efecto del proceso de refrigeración sobre la temperatura respecto a la carga de operación: a) Un litro ebulido, b) Dos litros ebulidos, c) Tres litros ebulidos, d) Cuatro litros ebulidos, e) Cinco litros ebulidos

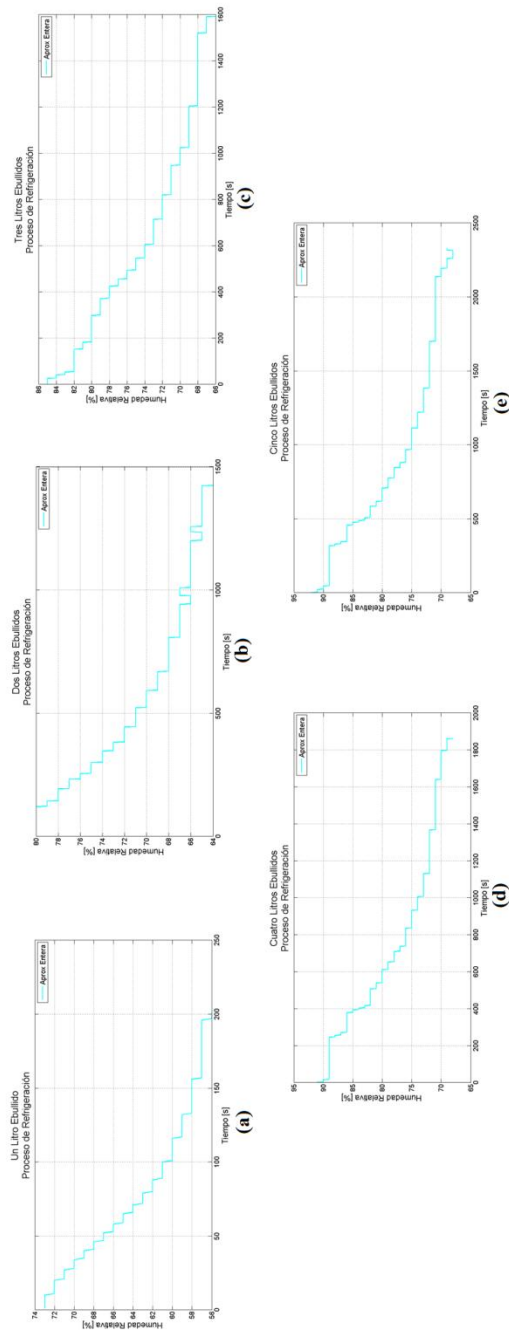


Figura 35. Efecto del proceso de refrigeración sobre la humedad relativa respecto a la carga de operación: a) Un litro ebulido, b) Dos litros ebulidos, c) Tres litros ebulidos, d) Cuatro litros ebulidos, e) Cinco litros ebulidos

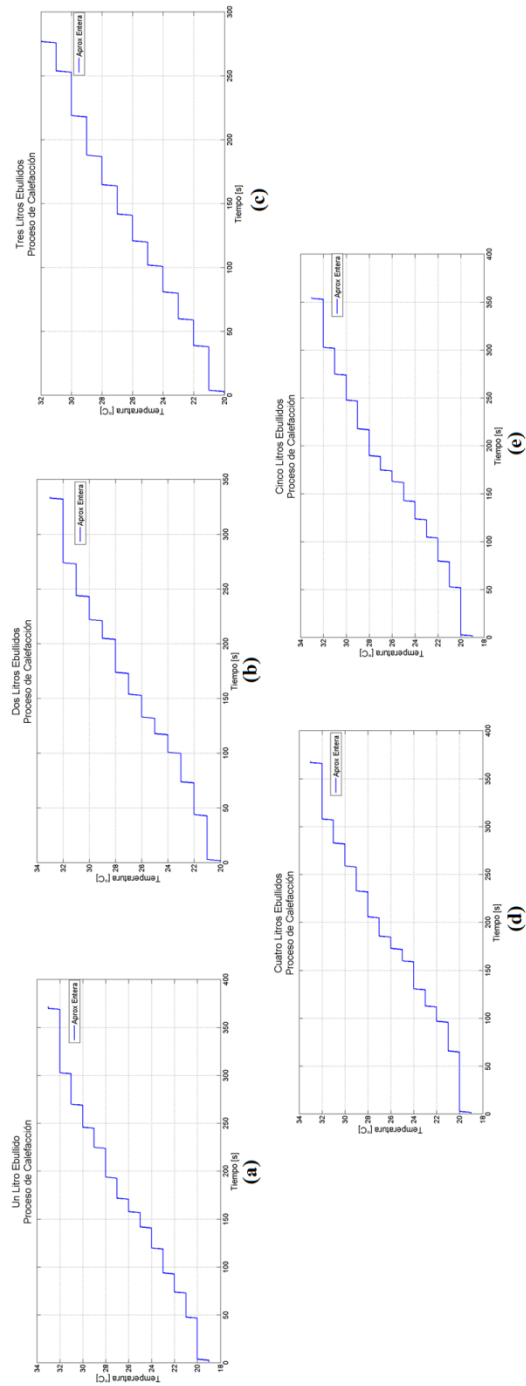


Figura 36. Efecto del proceso de calefacción sobre la temperatura respecto a la carga de operación: a) Un litro ebulido, b) Dos litros ebulidos, c) Tres litros ebulidos, d) Cuatro litros ebulidos, e) Cinco litros ebulidos

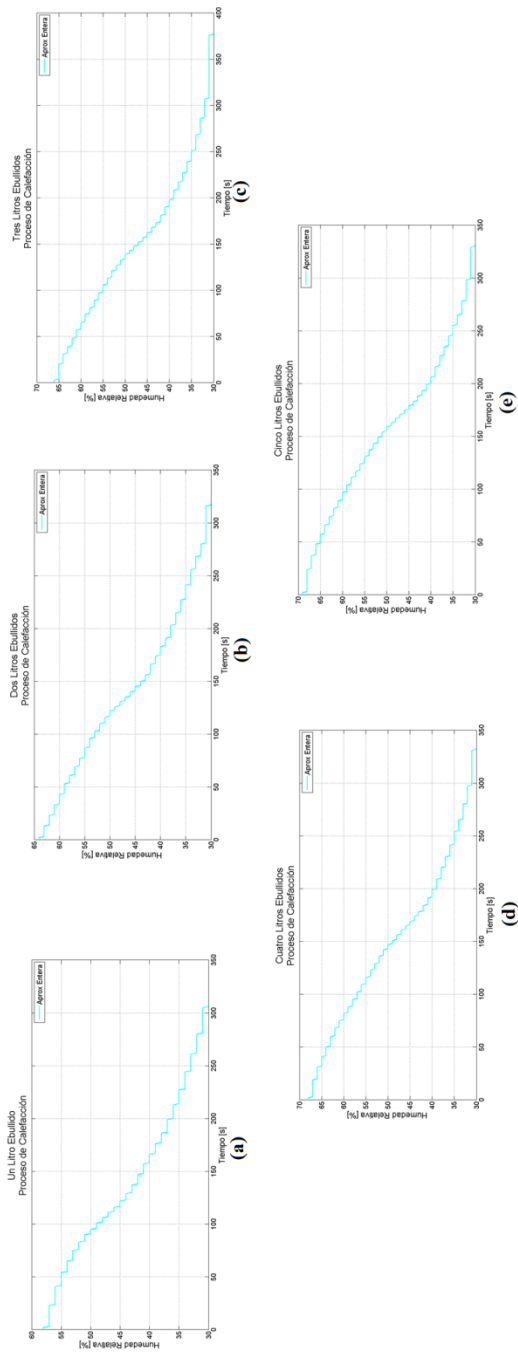


Figura 37. Efecto del proceso de calefacción sobre la humedad relativa respecto a la carga de operación: a) Un litro ebullo, b) Dos litros ebullo, c) Tres litros ebullo, d) Cuatro litros ebullo, e) Cinco litros ebullo

De las cinco cargas de operación se tomó los mismos datos del primer procedimiento con el sistema apagado, arrojando como resultado la tabla 4:

Tabla 4. Temperatura de transferencia de energía Temperatura/Aire vs Carga, sistema HVAC encendido

ON	Temperatura Agua [°C]		Temperatura Aire [°C]		
Carga [lt]	Inicial	Final	Inicial	Final	Tiempo [s]
1	82	41	22	18	990,89
2	84	45	21	19	1501,14
3	88	46	24	20	1870,76
4	88	47	25	21	2227,06
5	88	46	25	20	2776,05

De la tabla 3 y 4, se puede inferir tanto el calor disipado como el flujo del mismo teniendo en cuenta el calor específico del aire (0.29 kcal/m³°C), del agua (1000 kcal/m³°C), el volumen de la recámara (0.504 m³) y estas consideraciones, la primera es que el sistema global es la recámara y la respectiva carga interna, es decir no hay transferencia de energía hacia el ambiente, la siguiente consideración es que no hay masa de agua evaporada por lo que el volumen en el contenedor de la carga es el mismo, ocurriendo un cambio exclusivamente de calor sensible, la última suposición es que el calor perdido por el contenedor de la carga es despreciable. Se aplicaran las formulas

$$Calor_{H_2O} = \left(1000 \frac{kcal}{m^3 \cdot C}\right) * \left(\frac{Carga}{1000 \frac{lt}{m^3}}\right) * (T_f - T_i) \quad (Ec. 19)$$

$$Calor_{aire} = \left(0.29 \frac{kcal}{m^3 \cdot C}\right) * (0.504 m^3) * (T_f - T_i) \quad (Ec. 20)$$

$$Flujo \ de \ Calor = \left(\frac{Calor_{H_2O} + Calor_{aire}}{Tiempo}\right) * 4184 \frac{J}{kcal} \quad (Ec. 21)$$

Siguiendo este planteamiento se obtienen los datos consignados en tanto en la tabla 5 para el sistema apagado como para el sistema encendido en la tabla 6:

- Calor disipado y flujo de calor con el sistema apagado:

Tabla 5. Calor disipado y transferencia de calor, sistema HVAC apagado

OFF	Calor disipado [kcal]		Flujo de calor [W]
Carga [lt]	Agua	Aire	
1	26	-0,725	167,284
2	62	-0,435	196,783
3	96	-0,58	209,7169
4	152	-0,725	220,867
5	220	-0,435	230,139

- Calor disipado y flujo de calor con el sistema encendido:

Tabla 6. Calor disipado y transferencia de calor, sistema HVAC encendido

ON	Calor disipado [kcal]		Flujo de calor [W]
Carga [lt]	Agua	Aire	
1	41	0,58	175,570
2	78	0,29	218,211
3	126	0,58	283,099
4	164	0,58	309,198
5	210	0,725	317,599

Comparando la información de la tabla 3 y 4, se puede ver la influencia del sistema HVAC en el flujo de calor disipado (Fig. 38):

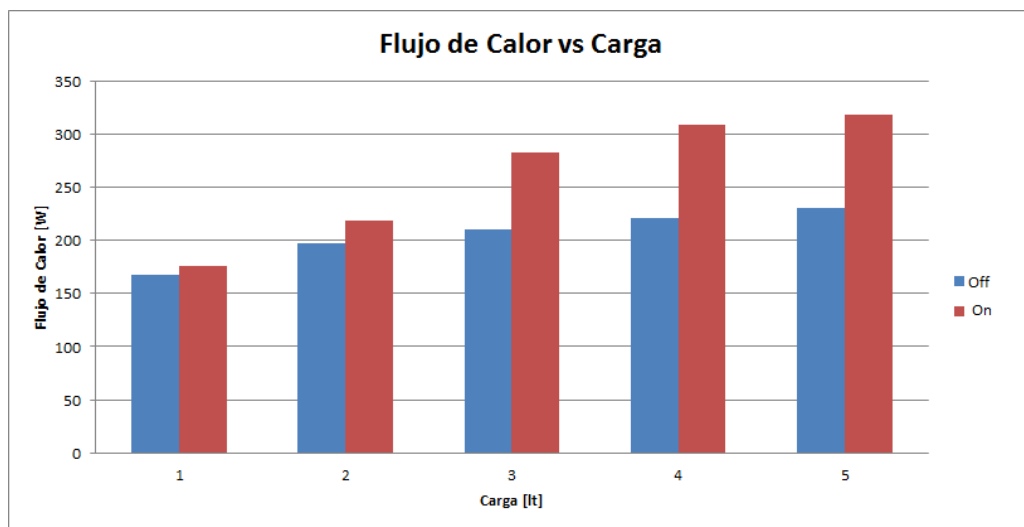


Figura 38. Contraste de los flujos de calor/carga de operación del sistema HVAC encendido/apagado

Observando que hay una mayor disipación de calor cuando el sistema este encendido respecto cuando está apagado se puede obtener el porcentaje de ganancia (Fig. 39) de una respecto al otro aplicando la siguiente formula

$$Ganancia = \left(\frac{Flujo_{ON}}{Flujo_{OFF}} - 1 \right) * 100\% \text{ (Ec. 22)}$$

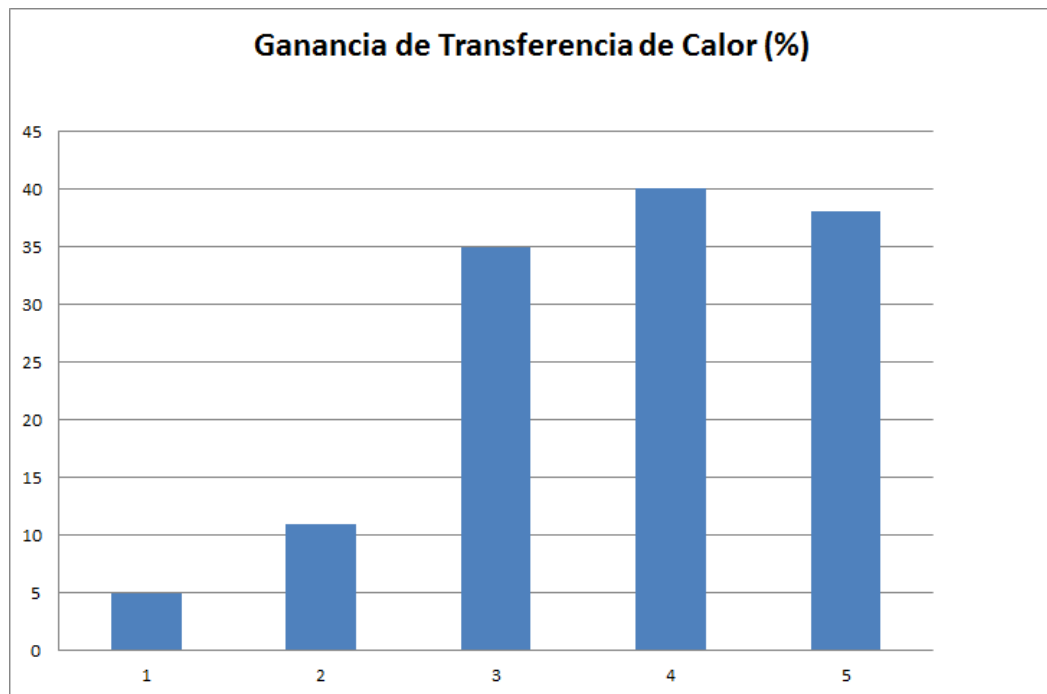


Figura 39. Ganancia de los flujos de calor/carga de operación del sistema HVAC encendido respecto al sistema apagado

Ahora bien, al observar las gráficas que se obtienen cuando el sistema HVAC está en funcionamiento (Fig. 32, Fig. 33, Fig. 34, Fig. 35, Fig. 36 y Fig. 37) se obtienen las siguientes tablas, al igual que su representación gráfica:

- El Comportamiento de la temperatura respecto al tiempo, durante el proceso de refrigeración de acuerdo a las diferentes cargas de operación queda establecido en tabla 7 y resumido en la figura 40 y figura 41:

Tabla 7. Comportamiento de la temperatura respecto al tiempo, durante el proceso de refrigeración de acuerdo a las diferentes cargas de operación

Refrigeración					
Temperatura					
Carga [lt]	Ti [°C]	Tf [°C]	dT [°C]	Tiempo [s]	dT/dt [°C/s]
1	23	19	4	350	0,0114
2	23	20	3	1094	0,00274
3	24	20	4	1505	0,00266
4	25	19	6	2079	0,00289
5	25	19	6	2524	0,00238

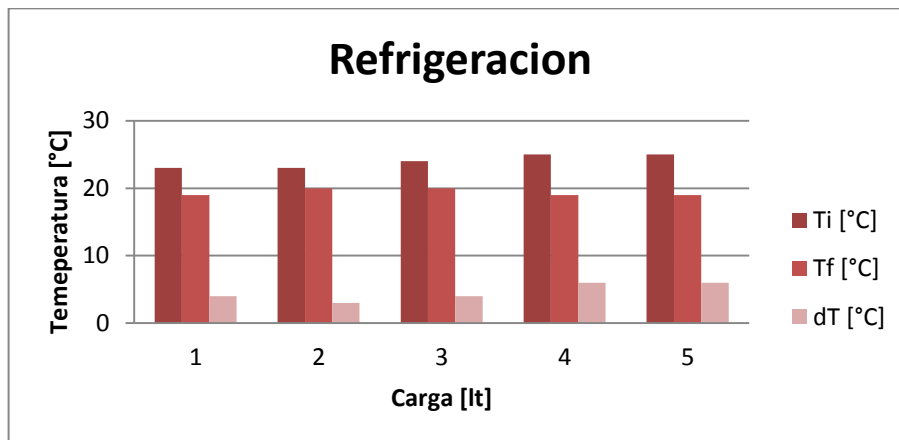


Figura 40. Comportamiento de la temperatura de la recamara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración

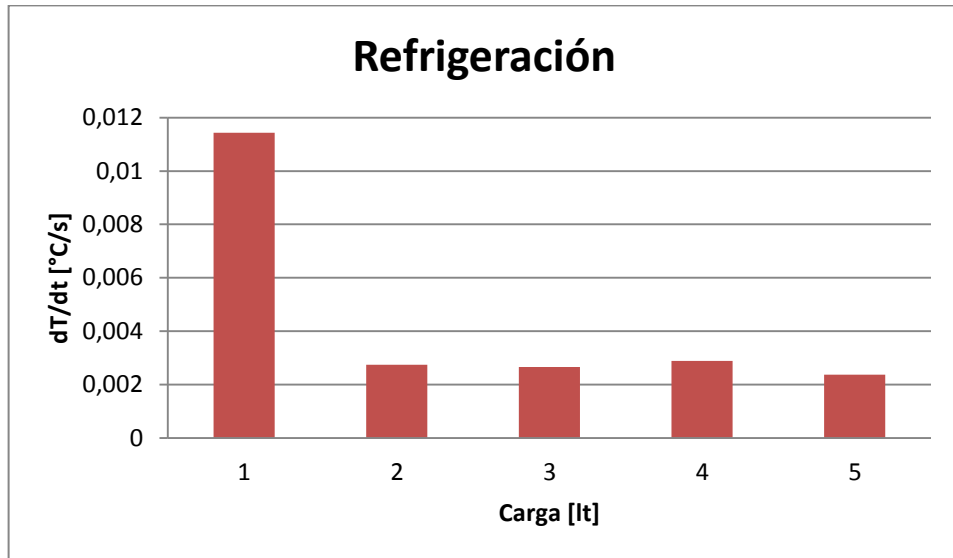


Figura 41. Comportamiento de la rapidez de cambio de temperatura en la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración

- Todo el comportamiento de la humedad relativa respecto al tiempo, durante el proceso de refrigeración de acuerdo a las diferentes cargas de operación se describe en la tabla 8 al igual que de forma gráfica (Fig. 42 y Fig. 43):

Tabla 8. Comportamiento de la humedad relativa respecto al tiempo, durante el proceso de refrigeración de acuerdo a las diferentes cargas de operación

Refrigeración					
Humedad relativa					
Carga [lt]	Hi [%]	Hf [%]	dH[%]	Tiempo [s]	dH/dt [%/s]
1	73	56	17	198	0,0858
2	80	64	16	1425	0,0112
3	85	66	19	1593	0,0119
4	90	68	22	1863	0,0118
5	90	68	22	2317	0,00949

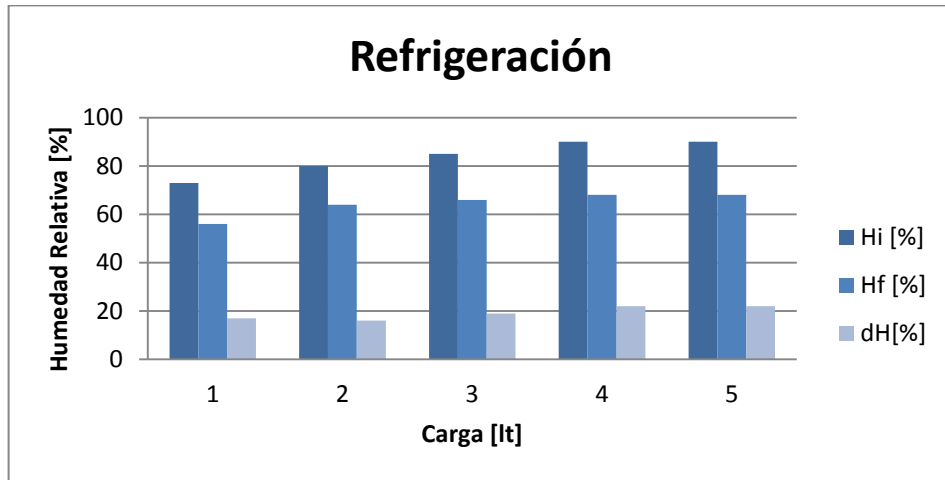


Figura 42. Comportamiento de la humedad relativa de la recamara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración

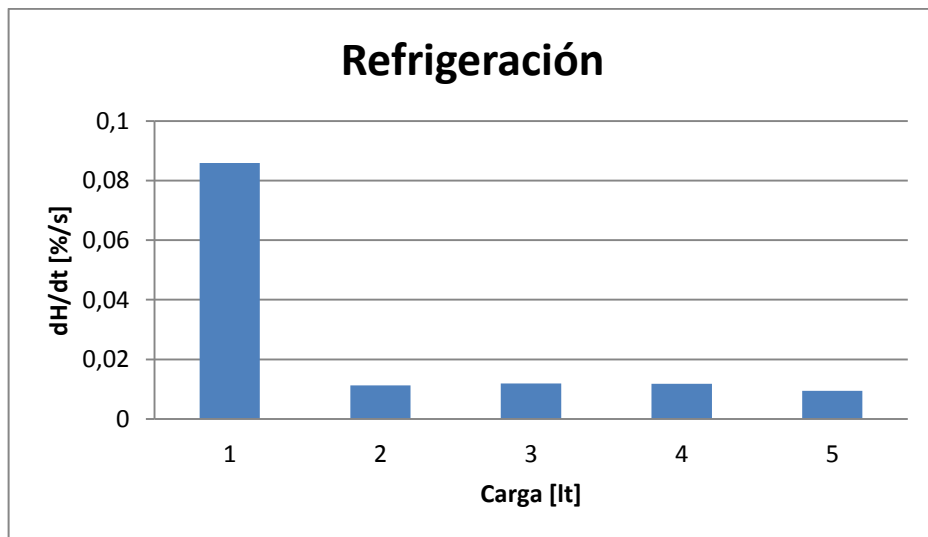


Figura 43. Comportamiento de la rapidez de cambio de humedad relativa en la recamara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración

- El proceso de calefacción generó un incremento de la temperatura para cada una de las cargas de operación lo que se registró en la tabla 9, respecto de la cual se obtuvieron la figura 44 y la figura 45:

Tabla 9. Comportamiento de la humedad relativa respecto al tiempo, durante el proceso de refrigeración de acuerdo a las diferentes cargas de operación.

Calefacción					
Temperatura					
Carga [lt]	Ti [°C]	Tf [°C]	dT [°C]	Tiempo [s]	dT/dt [°C/s]
1	19	33	14	371	0,0377
2	20	33	13	334	0,0389
3	20	32	12	278	0,0431
4	19	33	14	368	0,0380
5	19	33	14	355	0,0394

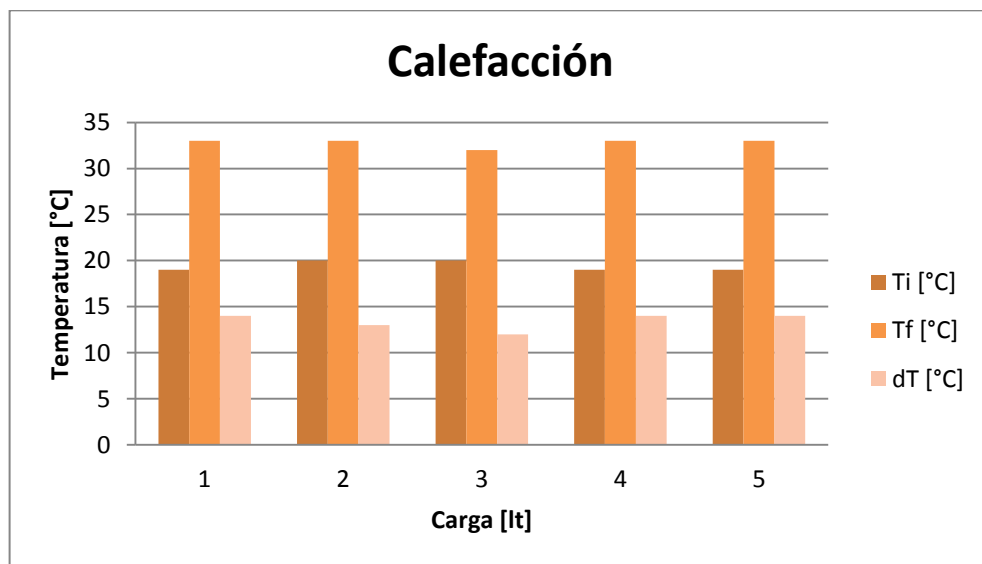


Figura 44. Comportamiento de la temperatura de la recamara respecto a las cargas de operación en el proceso de calefacción

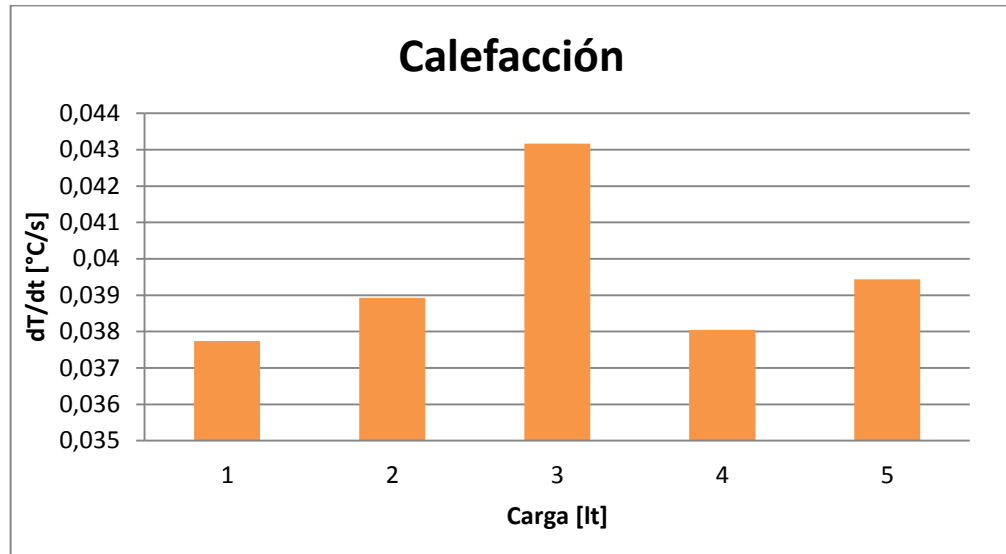


Figura 45. Comportamiento de la rapidez de cambio de temperatura en la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de calefacción

- En la calefacción del sistema la humedad relativa alcanzó para todos los casos el valor deseado de 30% como se puede ver en la tabla 9, por otra parte se analiza el comportamiento del sistema según cada carga de operación en la figura 46 y 47:

Tabla 10. Comportamiento de la humedad relativa respecto al tiempo, durante el proceso de calefacción de acuerdo a las diferentes cargas de operación

Calefacción					
Humedad relativa					
Carga [lt]	Hi [%]	Hf [%]	dH[%]	Tiempo [s]	dH/dt [%/s]
1	58	30	28	307	0,0912
2	64	30	34	318	0,1069
3	66	30	36	378	0,0952
4	68	30	38	333	0,1141
5	69	30	39	331	0,1178

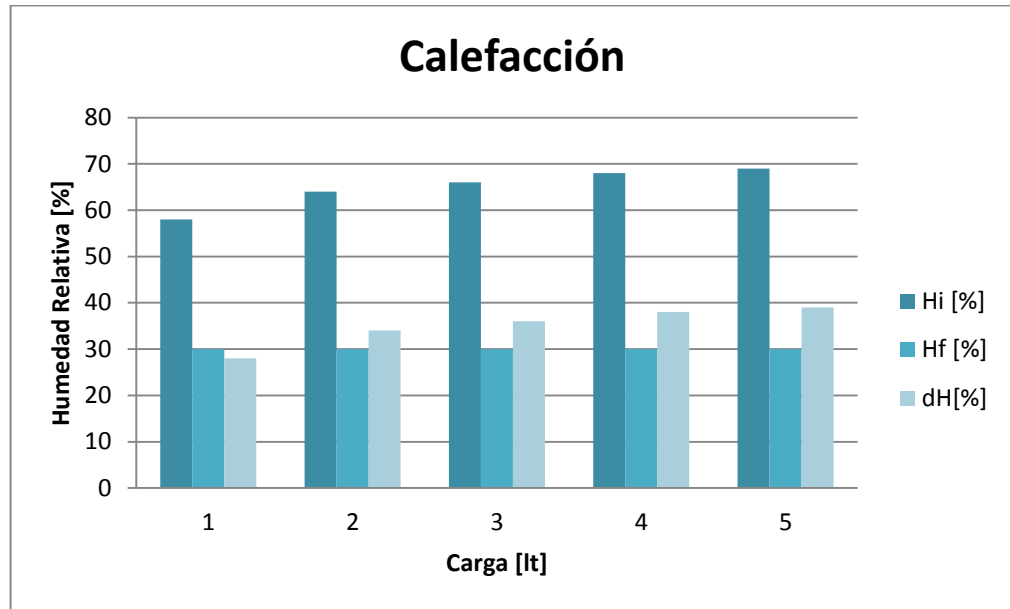


Figura 46. Comportamiento de la rapidez de cambio de temperatura en la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de calefacción

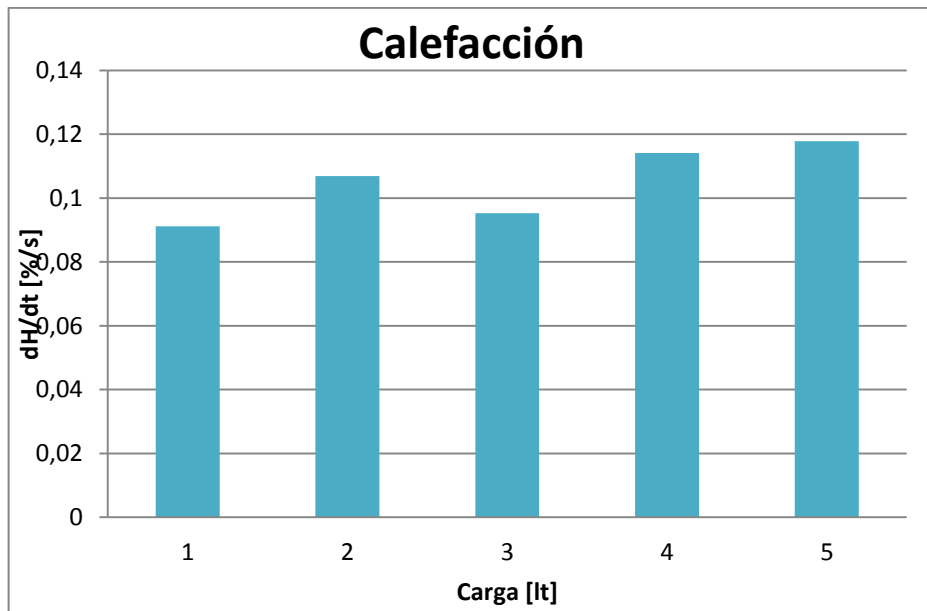


Figura 47. Comportamiento de la rapidez de cambio de humedad relativa en la recámara respecto a las cargas de operación en el proceso de refrigeración

4.3. RANGO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA HVAC

De acuerdo a todo el trabajo realizado con el sistema HVAC y su plan de control a punto, se llegó a establecer ciertos rangos de operación de los parámetros del sistema:

Tabla 11. Rangos de operación y funcionamiento del sistema HVAC

Planta Piloto Sistema HVAC		
Parámetros	Mínimo	Máximo
Tiempo de precalentamiento [H]	0.5	3
Tiempo funcionamiento [H]	0	4
Temperatura Recama [°C]	18	40
Humedad Relativa recamara [%]	24	75
Potencia calórica de trabajo [W]	0	300
Flujo de refrigerante [lt/min]	0.048	2.5
Cambio de temperatura por refrigeración [°C/s]	0.0024	0.0093
Cambio de temperatura por calefacción [°C/s]	0.030	0.032
Cambio de humedad por refrigeración [%/s]	0.00724	0.800
Cambio de humedad por calefacción [%/s]	0.0912	0.109

5. RECOMENDACIONES

Debido a que el presente trabajo de investigación es un primer acercamiento hacia los sistemas de aire acondicionado en el programa de Ingeniería Física las recomendaciones (la mayoría de las cuales no se pudieron realizar por falta de tiempo y/o presupuesto para el proyecto) que se harán a continuación se hacen siendo completamente autocrítico en harás de que esta nueva línea de investigación se fortalezca con continuos aportes del estudiantado en general de la Universidad del Cauca.

Hay dos tipos de recomendaciones que se plantearan de mejoramiento o de modificación.

1. Mejoramiento

- a. Analizar de una forma más profunda y clara el flujo de refrigerante óptimo para que suceda la transferencia de calor en el intercambiador de calor aire/refrigerante, es decir desarrollar el modelo matemático respectivo de esta interacción física.
- b. Recubrir el armazón de enfriamiento con el fin de que la extracción del calor al refrigerante sea más efectiva.
- c. Ver la factibilidad de implementar una parte de control de la unidad de refrigeración.
- d. Modelar y construir un recipiente para el manejo de las cargas de operación que se plantearon en el texto, para saber con exactitud el porcentaje de evaporación de la masa de agua al igual que conocer el incremento de la humedad relativa en el ambiente. O implementar un sistema para la simulación de distintas cargas de operación del sistema
- e. Construir o adquirir en la parte de actuadores un humidificador y un deshumectador de aire logrando así ejercer un control directo sobre la humedad relativa que se conduzca hacia la recámara.

- f. Proponer un sistema de refrigeración más adecuado al que se utiliza en el sistema HVAC.
- g. Diseñar una bomba de circulación más adecuada para el sistema HVAC y contrastar su eficiencia eléctrica, mecánica y de flujo con la que se posee.

2. Modificación

- a. Modificar el sistema de refrigeración convirtiendo el intercambiador de calor aire/refrigerante en el evaporador de la unidad de refrigeración para aumentar la velocidad en el proceso de extracción de carga térmica del aire de suministro. O incluso llegar a cambiar la unidad de refrigeración por una más adecuada
- b. Cambiar el sensor digital DHT11 por sensores analógicos de temperatura y humedad relativa, con el objetivo de dar mayor seguridad en los datos analizados y reducir el tiempo de monitoreo.
- c. Reemplazar la fuente de voltaje presente en el sistema HVAC de una de mayor amperaje para ejercer un control DC sobre el calefactor que cuyo control actual es un ON/OFF.
- d. Sustituir la llave de paso que conecta el tanque de suministro a la bomba de circulación por una electroválvula dando un manejo más fácil de la misma.
- e. Modificar el sistema de estrangulamiento de la unidad de refrigeración por una válvula de expansión termostática o elementos semejantes con el fin de manipular la caída de presión del refrigerante interno en el evaporador y a su vez la caída de temperatura.

6. Conclusiones

- ❖ El modelamiento matemático de un proceso físico determinado siempre ayudara a la visualización de lo que pueda llegar a ocurrir, dando límites entre los cuales se basa el diseño y construcción de un sistema relacionado con dicho proceso físico, sin embargo la verificación o refutación a cabalidad del modelo se da en la parte experimental llegando a observar que tan buena aproximación se logró de la realidad, en esta investigación teóricamente se obtuvo un flujo de calor de 2263.52 W en contraste de forma experimental el sistema logro manejar adecuadamente un flujo de calor de 300 W.
- ❖ La implementación de un sistema de control no es un evento secuencial sino un proceso de retroalimentación constante en donde cada prueba y resultado sea positivo o negativo respecto a lo deseado da el norte de la situación actual en donde se encuentra el sistema e indicio de que tan alejado se encuentra de la meta, de esta forma del modelo inicial de acción proporcional para el sistema HVAC con comportamiento inestable se mejoró y culmino por medio de un escalonamiento de señal y un controlador PID con punto de estabilidad en $K_p=0.95$, $K_I=0.0015$ y $K_D=0.085$.
- ❖ La parametrización de los rangos de operación de cualquier dispositivo o sistema se debe realizar con valores inferiores a los de límites máximos en las pruebas ya que da garantía del buen funcionamiento y repetitividad de determinado valor o ciclo que pueda efectuar el dispositivo, los valores límites de temperatura con su respectiva humedad en el banco de datos corresponden a un 8% de las veces y los datos consignados en los rangos de operación se presentaron en el 80% de las pruebas del sistema HVAC.
- ❖ La interdisciplinariedad en cualquier proyecto ayuda al cumplimiento del resultado requerido de una forma más eficaz, ya que todo profesional tiene habilidades y conocimiento que se van adquiriendo con el transcurso de su labor y que un profesional de otra rama no puede suplir por completo, por la intervención de un técnico en equipos de refrigeración se pudo solucionar un impase de casi dos meses.

Bibliografía

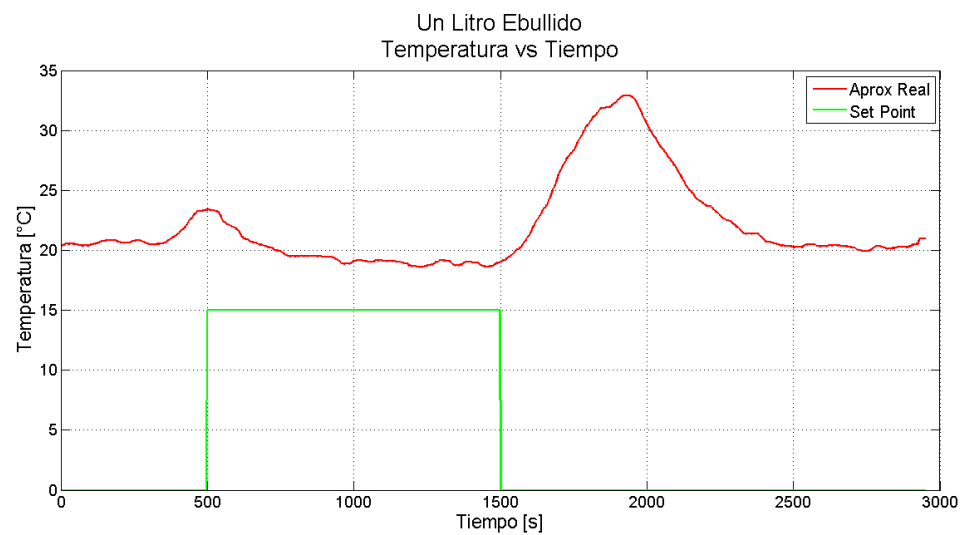
- [1] WHITMAN, William. JOHNSON, William. Tecnología de la refrigeración y el aire acondicionado Fundamentos. Primera edición. Thomson editores Spain. 2006
- [2] PIZZETTI, Carlo. Acondicionamiento del aire y refrigeración. Primera edición. BDS Librería Editorial. 1991.
- [3] MCDOWALL, Robert. Fundamentals of HVAC system. Primera edición. ASHRAE. 2007.
- [4] ANGEL, Larsen. HVAC Design Sourcebook. Quinta edición. Mc Graw Hill. 2012.
- [5] GUPTON. Guy. HVAC Controls: Operation and Maintenance.Tercera edición. The Fairmont express. 2002.
- [6] COFFIN. Michael. Direct Digital Control for Building HVAC Systems. Segunda edición. Springer Science+Business Media. 1999.
- [7] CAPEHART. Barney. Information Technology for Energy Managers. Primera edición. The Fairmont express. 2004
- [8] ASHRAE Air-Conditioning System Design Manual, 2007.
- [9] YARKE, Eduardo. Ventilación natural de edificios. Primera edición. Nobuko. 2005.
- [10] RAPIN, Pierre. JACQUARD, Patrick. Formulario del frio. Primera edición. Marcombo S.A. 1999.
- [11] HERNANDEZ, Eduardo. Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Tercera edición. Limusa. 2009.
- [12] SERRANO. Jorge. Manual de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial. Cuarta edición. VMG Studio. 2013.
- [13] SECRETARIA GENERAL DE EDUCACIÓN Y FORMACION PROFESIONAL ESPAÑOLA. Manual de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial. Segunda edición. Nueva imprenta S.A. 200.
- [14] UNIVERSIDAD DEL VALLE. Arquitectura y clima: referida a condiciones tropicales en Colombia. Primera edición. Univalle. 1989.
- [15] VAN WYLEN, Gordon. Fundamentos de termodinámica. Segunda edición. Limusa Wyley. 2003
- [16] CENGEL, Yunus. Transferencia de calor. Segunda edicion. Mc Graw Hill. 2004

- [17] BERGMAN, Theodore. Fundamentals of heat and mass transfer. Séptima edición. John Wiley & Sons, Inc. 2011.
- [18] INCROPERA, Frank. DeWITT, David. Fundamentos de transferencia de calor. Cuarta edición. Prentice Hall. 1999.
- [19] OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de Control moderno. Cuarta edición. Pearson Educación. 2003.
- [20] DORF, Richard. BISHOP, Robert. Modern control systems. Undécima edición. Pearson Prentice Hall. 2008
- [21] GRONDZIK, Walter. Air conditioning system design manual. Segunda edición, 2005.
- [22] BETANCOURT, Ramiro. Transferencia molecular de calor, masa y/o cantidad de movimiento. Primera edición. Universidad nacional sede Manizales. 2003.
- [23] OROZCO, Martha. Operaciones unitarias. Primera edición. Editorial Limusa S.A. 1998.
- [24] MARGARIDA, Manuel. Aislamiento térmico: aplicaciones en la edificación y la industria Economía de energía. Primera edición. Editores técnicos asociados. 1984.
- [25] GIMENEZ, Ricard. Frío industrial: Mantenimiento y servicios a la producción. Segunda edición. Marcombo S.A. 2005
- [26] WEISSERMEL, Klaus. ARPE, Hans-Jurgen. Química orgánica industrial. Segunda edición. Editorial Reverte S.A. 1981.
- [27] NATIONAL INSTRUMENTS. Labview User Manual. Séptima edición. National Instruments. 2000
- [28] NATIONAL INSTRUMENTS. Labview Measurements Manual. Séptima edición. National Instruments. 2000.
- [29] HOUPIS, Constantine. SHELDON, Stuart. Linear Control System Analysis and Design with MATLAB®. Sexta edición. Taylor & Francis Group. 2014.
- [30] WANG, Liuping. PID and Predictive Control of Electrical Drives and Power Converters Using MATLAB®/SIMULINK. Tercera Edición. John Wiley & sons. 2015.
- [31] HORAN, Brendan. Practical Brasberry. Primera edición. Technology in action. 2013.

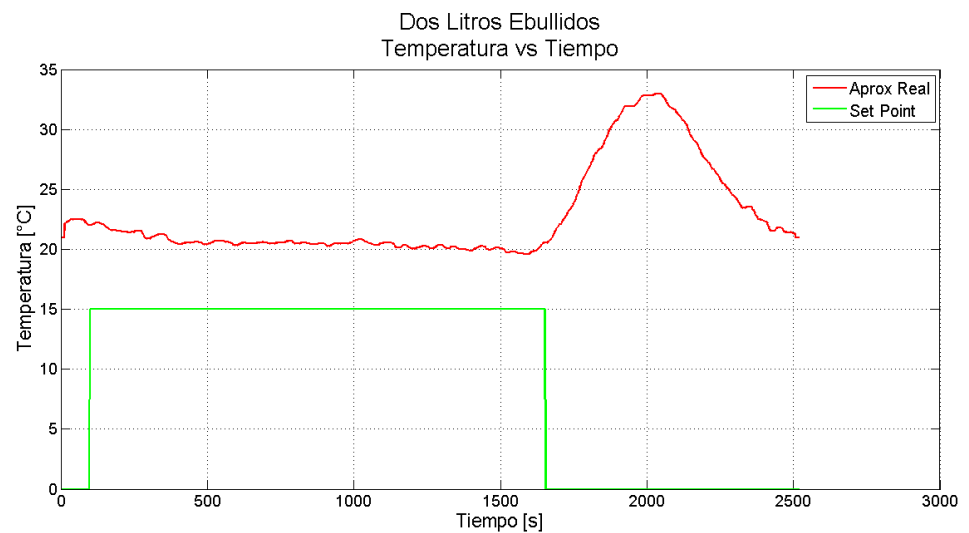
ANEXOS

1. AMPLIACIÓN DE LAS GRAFICAS DE CARGA DE OPERACIÓN

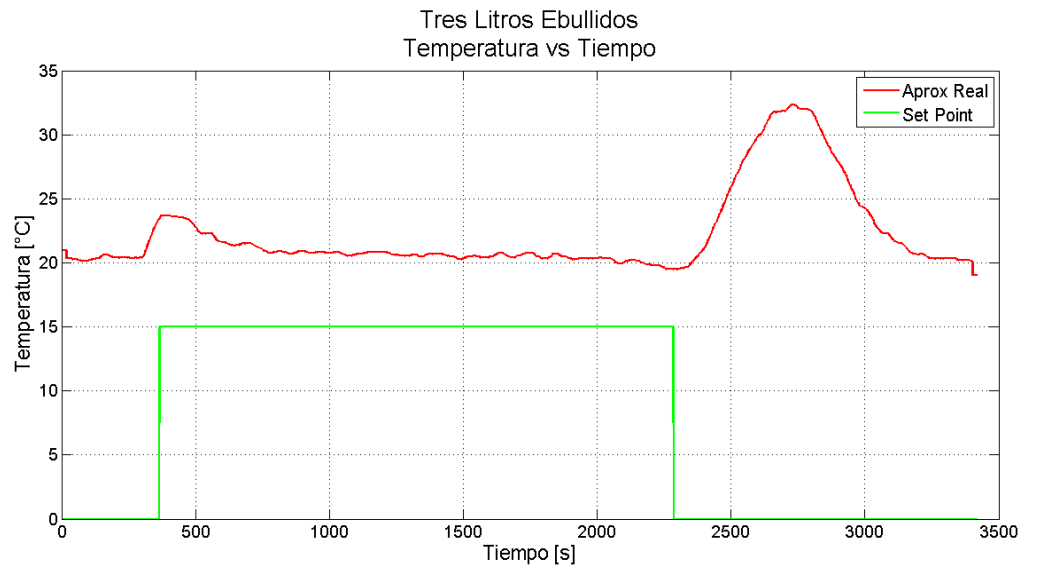
- ❖ Comportamiento de la temperatura para todo el ciclo de control respecto a las distintas cargas de operación:
- Carga de operación, un litro ebullido



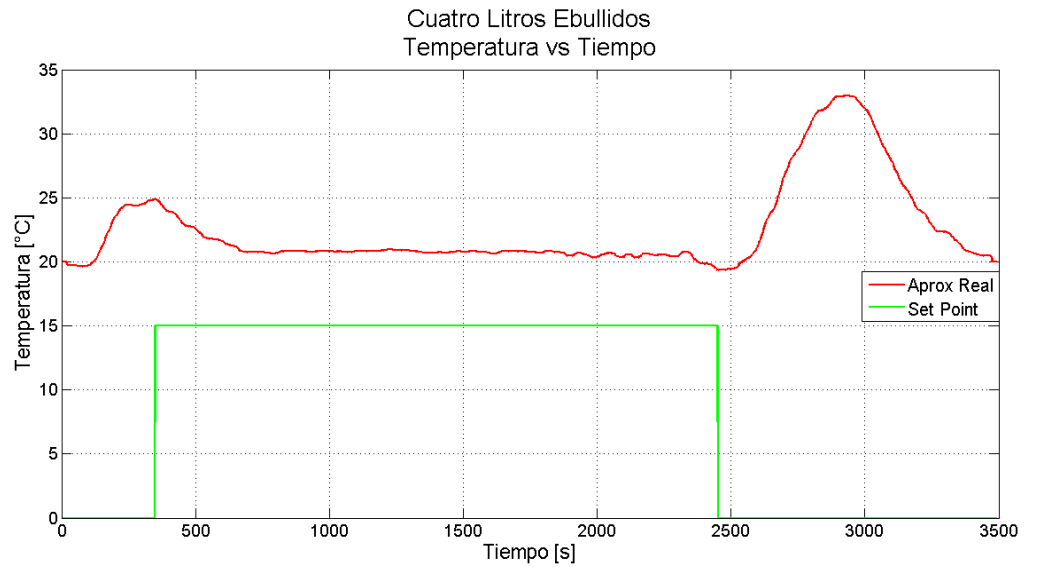
- Carga de operación, dos litros ebullidos



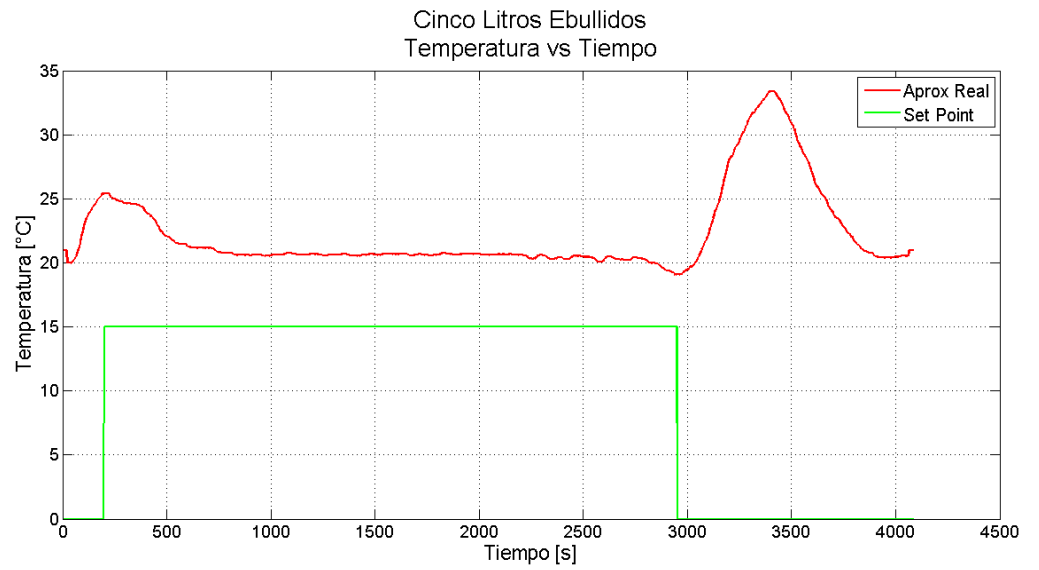
➤ Carga de operación, tres litros ebullidos



➤ Carga de operación, cuatro litros ebullidos

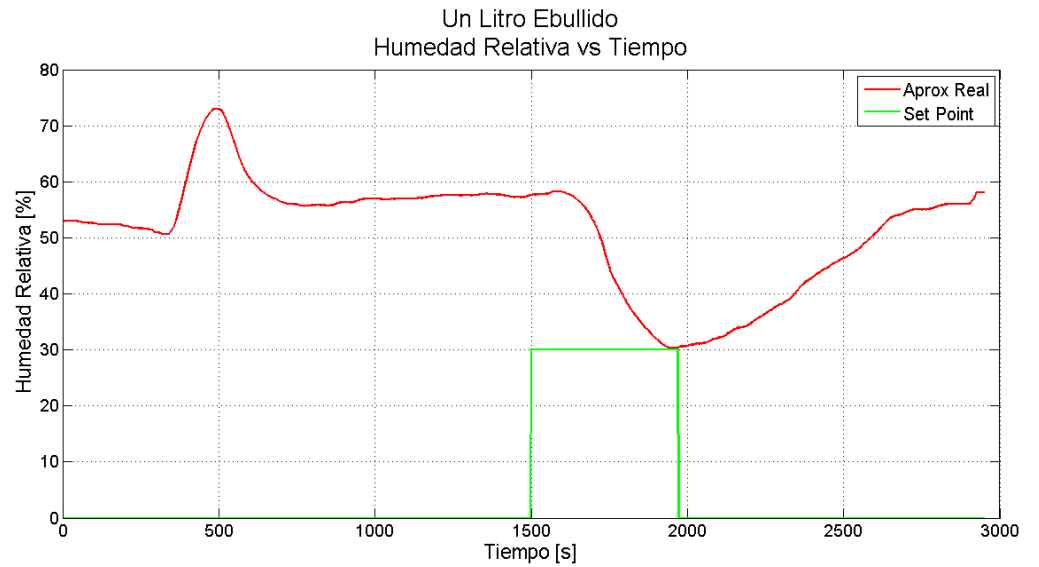


➤ Carga de operación, cinco litros ebullidos

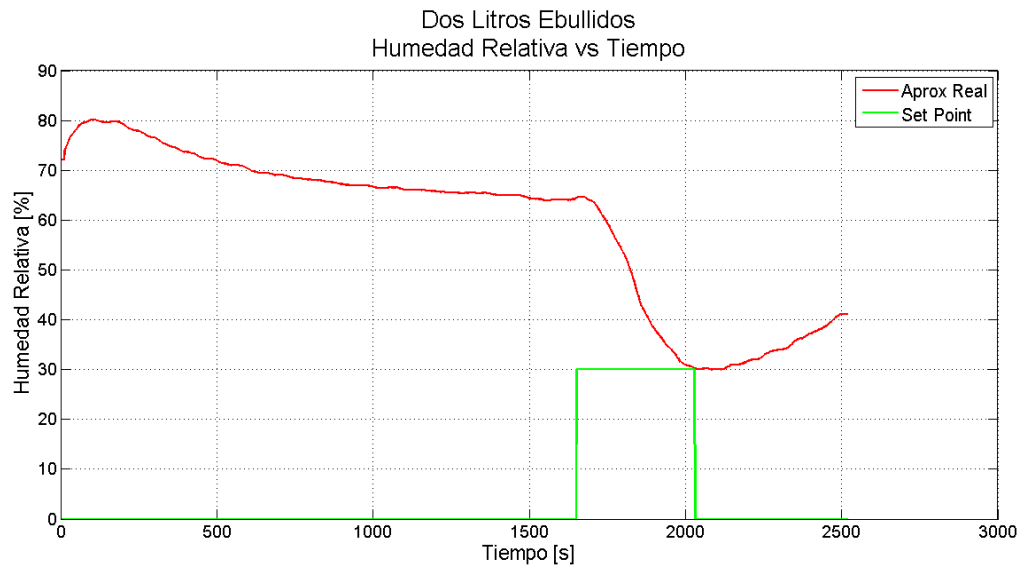


❖ Comportamiento de la humedad relativa para todo el ciclo de control respecto a las distintas cargas de operación:

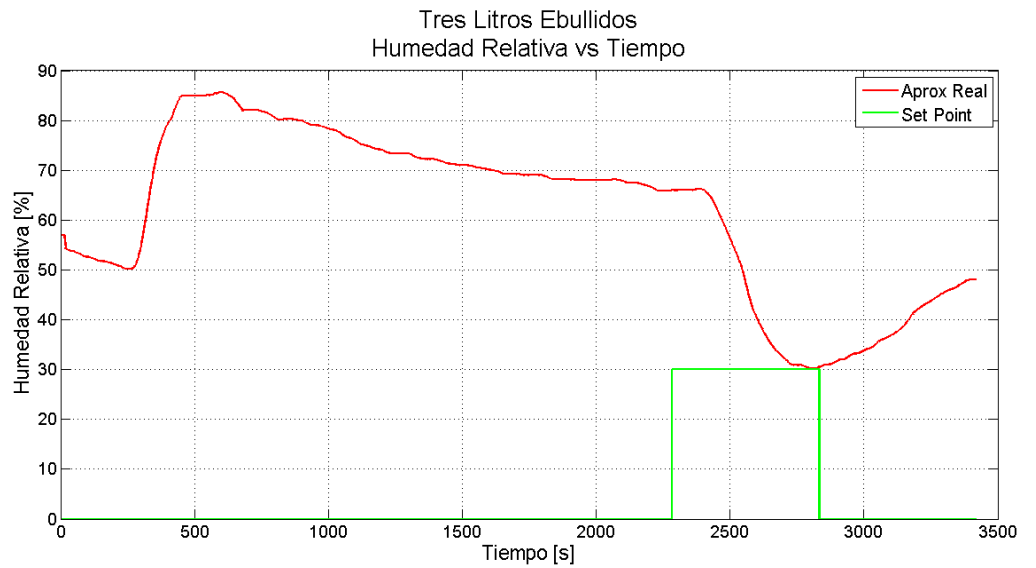
➤ Carga de operación, un litro ebullido



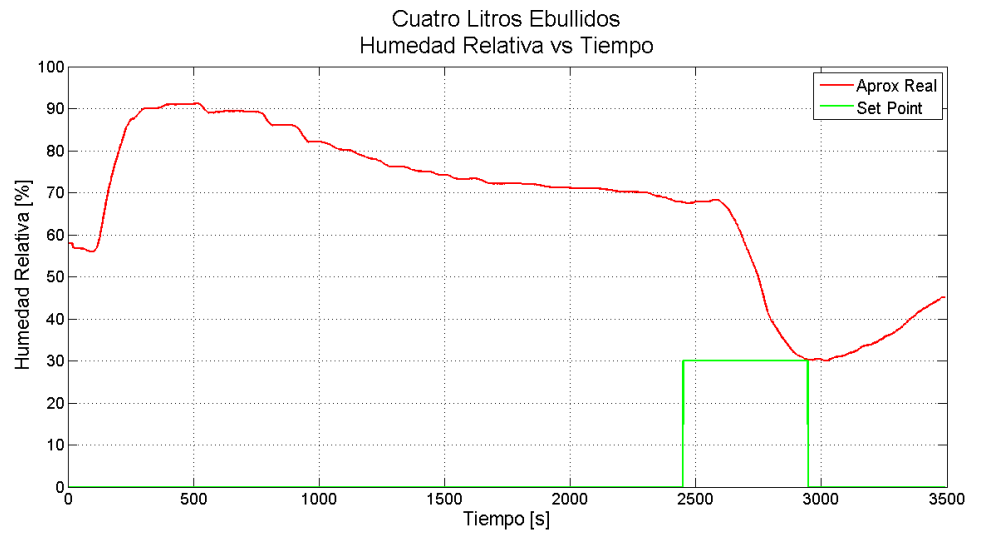
➤ Carga de operación, dos litros ebullidos



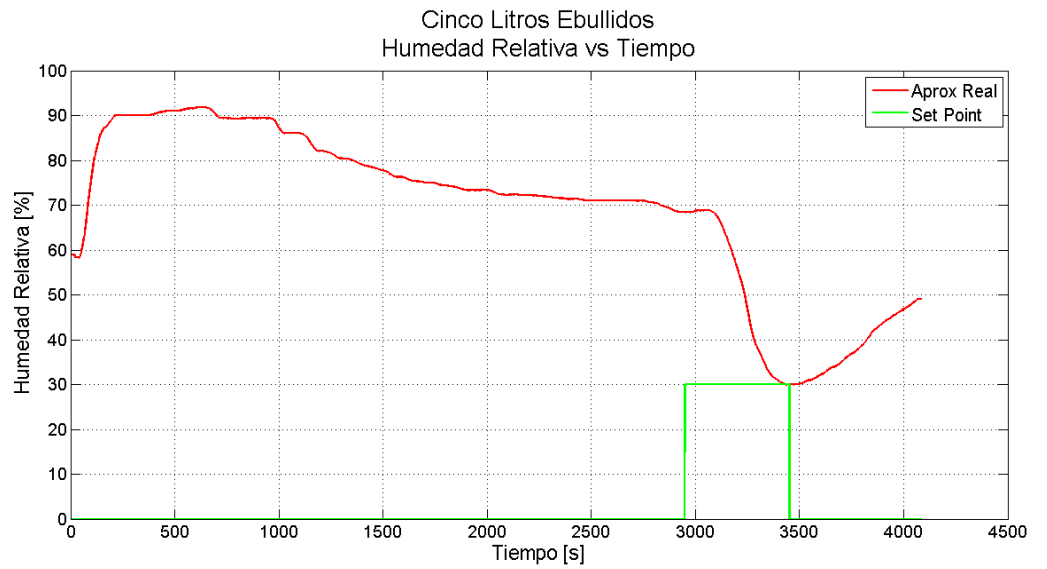
➤ Carga de operación, tres litros ebullidos



➤ Carga de operación, cuatro litros ebullidos



➤ Carga de operación, cinco litros ebullidos

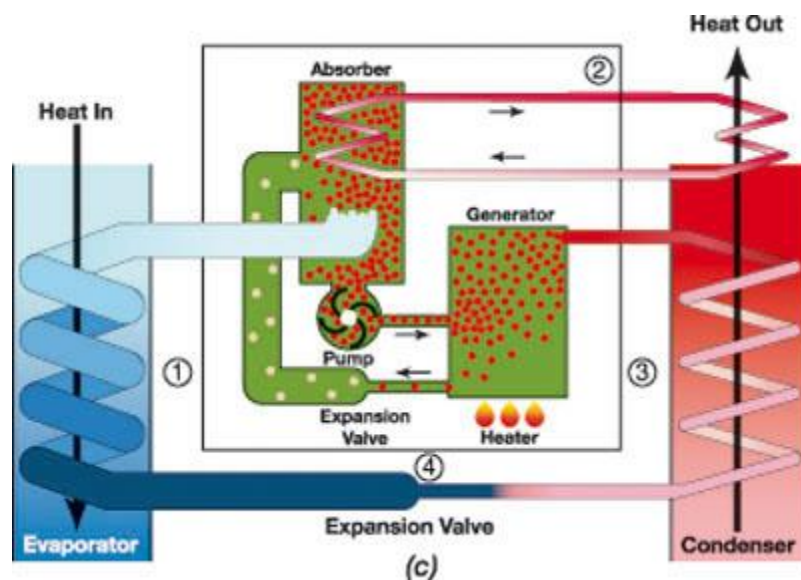


2. UNIDAD DE REFRIGERACION

Los equipos de refrigeración pueden trabajar de distintas maneras, las cuales son:

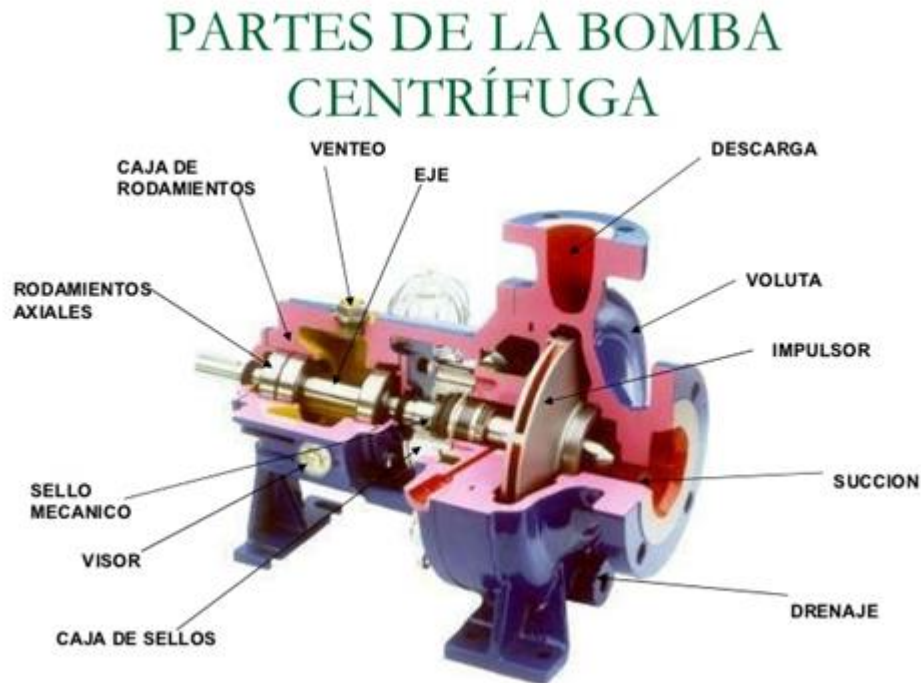
- Por compresión:** Compuesto por cuatro pasos, compresión isentropica en el compresor, disipación de calor a presión constante en un condensador, estrangulamiento en un dispositivo de expansión y consiguiente evaporación y absorción de calor a presión constante en un evaporador.
- En cascada:** Consiste en conectar dos o más ciclos en serie de tal forma que, el final de un proceso será el inicio del siguiente.
- Por absorción:** Semejante al proceso de compresión donde el refrigerante absorbe calor al evaporarse y después se condensa para recomenzar el ciclo, pero la diferencia se centra en que en vez de un compresor, como su nombre indica, en estos sistemas de refrigeración el ciclo se cierra mediante la absorción del refrigerante por un medio de transporte (o absorbente) y posterior separación de la disolución por medio del calor para recomenzar el ciclo.

La unidad de refrigeración con la que se trabajo es de media tonelada de refrigeración y funciona por compresión.



3. BOMBA DE AGUA

Una motobomba centrífuga consiste en un rotor de paletas giratorio que se encuentra sumergido en el líquido. El líquido entra a la bomba axialmente desde la tubería de aspiración hasta el centro del rotor (rodete) el cuál es accionado por un motor, las paletas (alabes) lo impulsan hacia afuera en dirección radial haciendo que gane energía y adquiriendo velocidad. Los álabes del rodete ejercen sobre el líquido un movimiento de rotación, de este modo el fluido es proyectado hacia al exterior debido a la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación; en la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de la bomba y evacuados por la tubería de impulsión



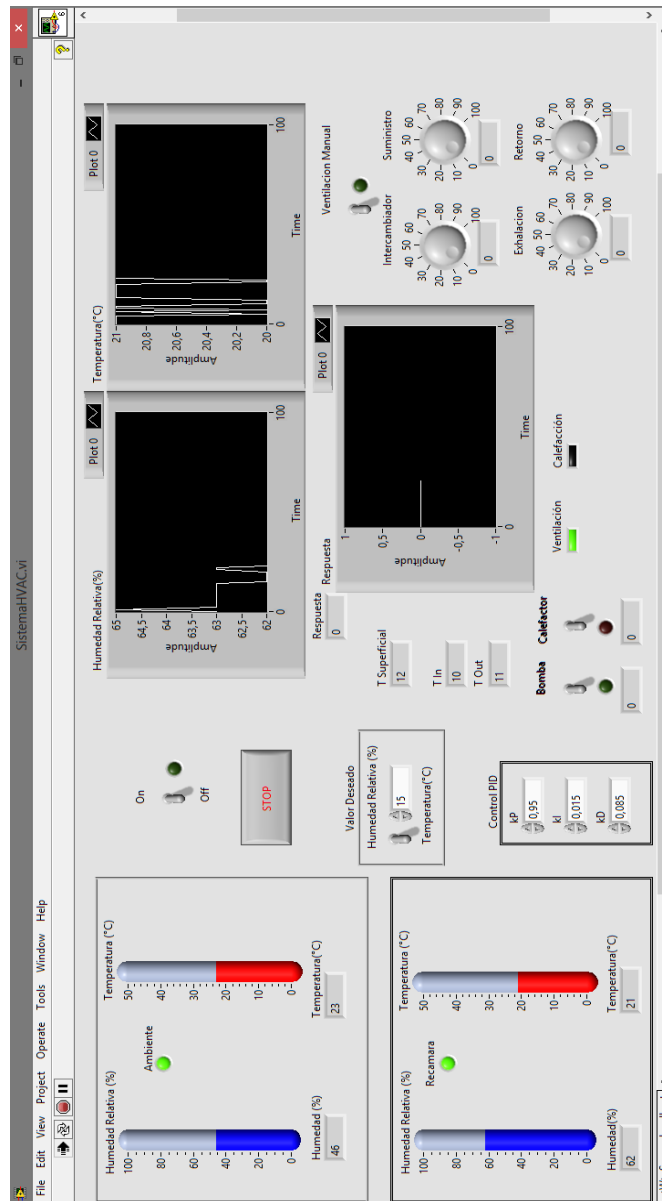
Las partes de una motobomba son:

- **Carcasa o voluta:** Es la parte que recubre a la bomba y su principal función es la de transformar la velocidad del líquido gracias al impulsor en presión. Esto es gracias a que la velocidad se reduce debido a un aumento gradual del área.
- **Impulsores o rodetes:** Son la parte móvil y la más importante de la bomba, se encuentra unido al eje y está conformado por álabes (paleta curva de una turbo máquina) que pueden tener diferentes formas y que giran dentro de la carcasa.
- **Eje:** es el encargado de transmitir el movimiento impartido por el motor, todos los elementos de la bomba giran en torno a él.
- **Anillos de desgaste:** Su función principal es sellar las posibles fugas que puedan existir entre el impulsor y la carcasa, en estos puntos el desgaste es muy probable, por lo que los anillos son una parte que fácilmente pueden ser extraídos y cambiador.
- **Esteperas y sellos:** estos elementos evitan las fugas del líquido hacia afuera y de líquido hacia el interior de la bomba.
- **Cojinetes:** Cumplen la función de soportar el eje del rodete.

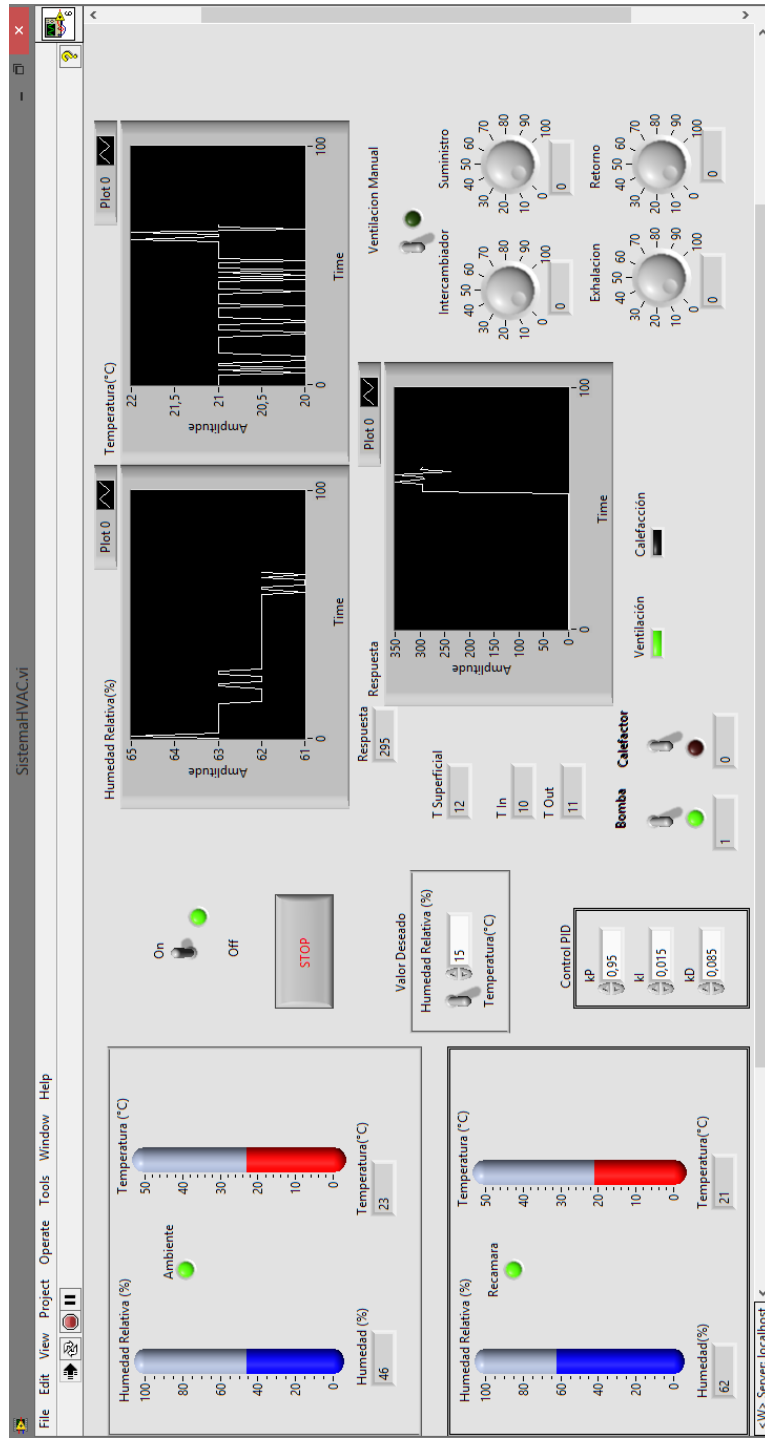
4. VISTA DEL PROGRAMA DE MONITOREO Y CONTROL

Panel Frontal

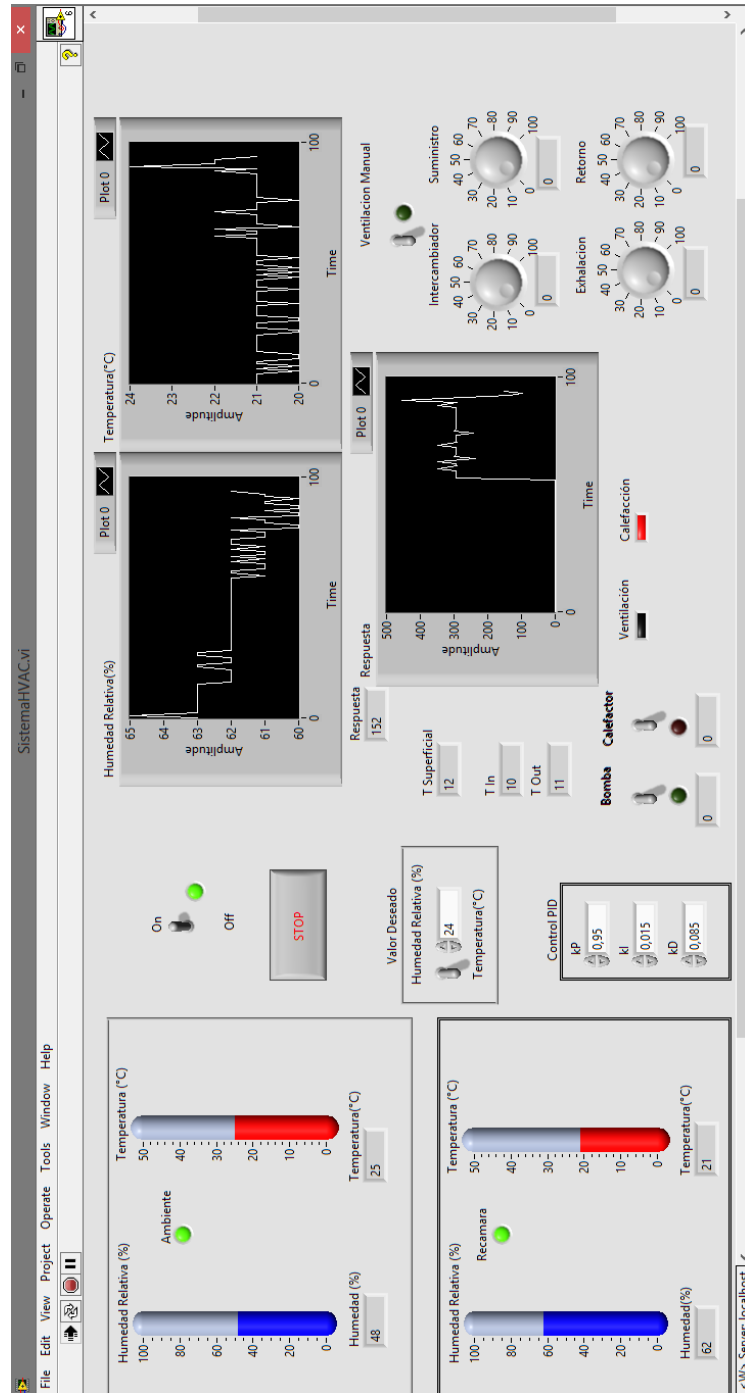
- ✓ Sistema apagado



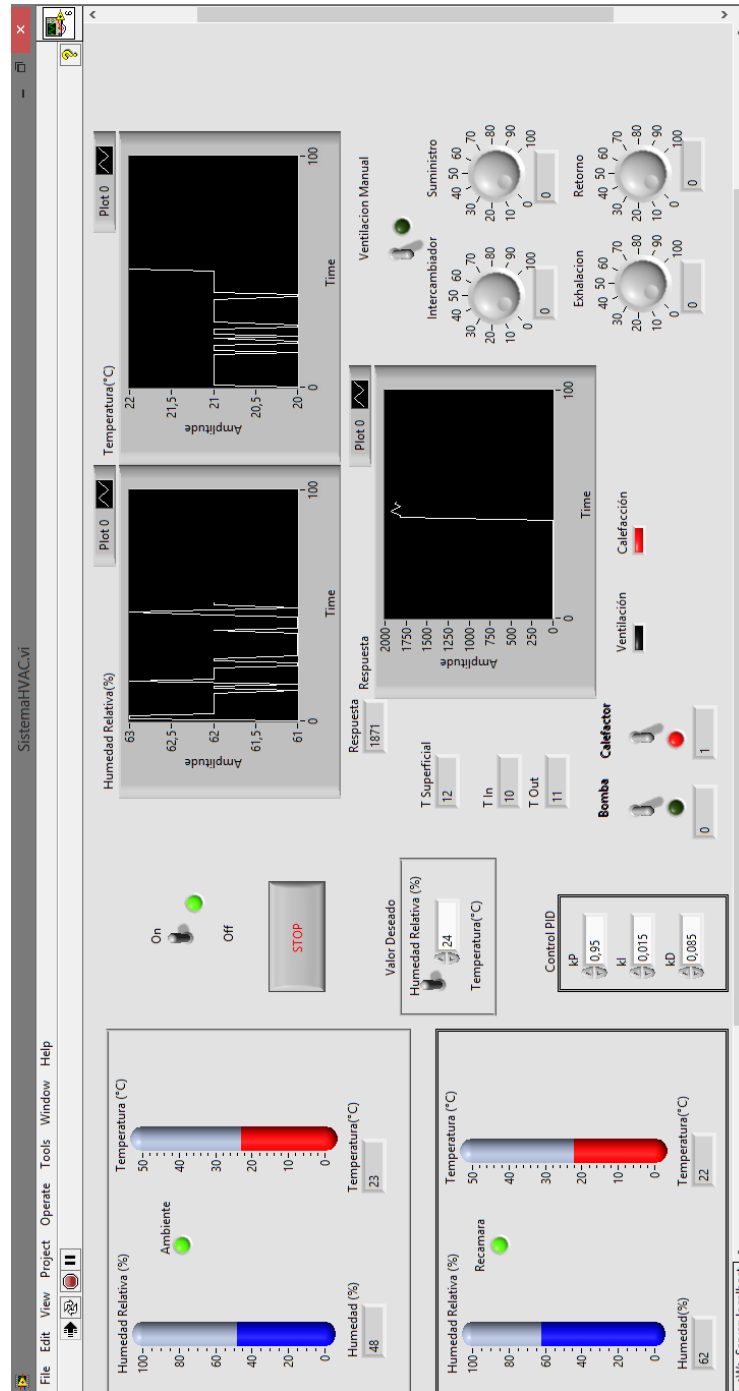
- ✓ Sistema encendido con una temperatura deseada menor a la que se encuentra la recámara.



- ✓ Sistema encendido con una temperatura deseada mayor a la que se encuentra la recámara.



- ✓ Sistema encendido con una humedad relativa deseada menor a la que se encuentra la recámara.



- ✓ Sistema encendido con una humedad relativa deseada mayor a la que se encuentra la recámara

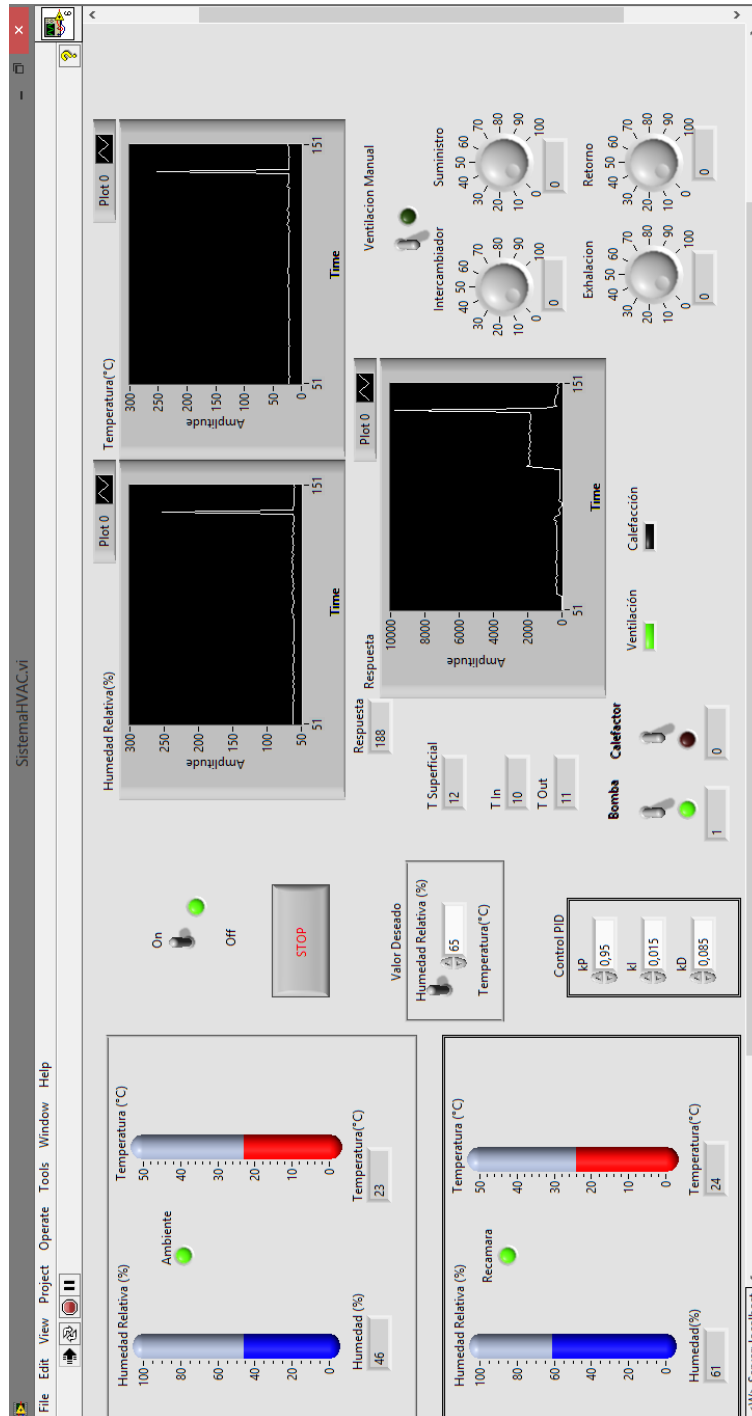
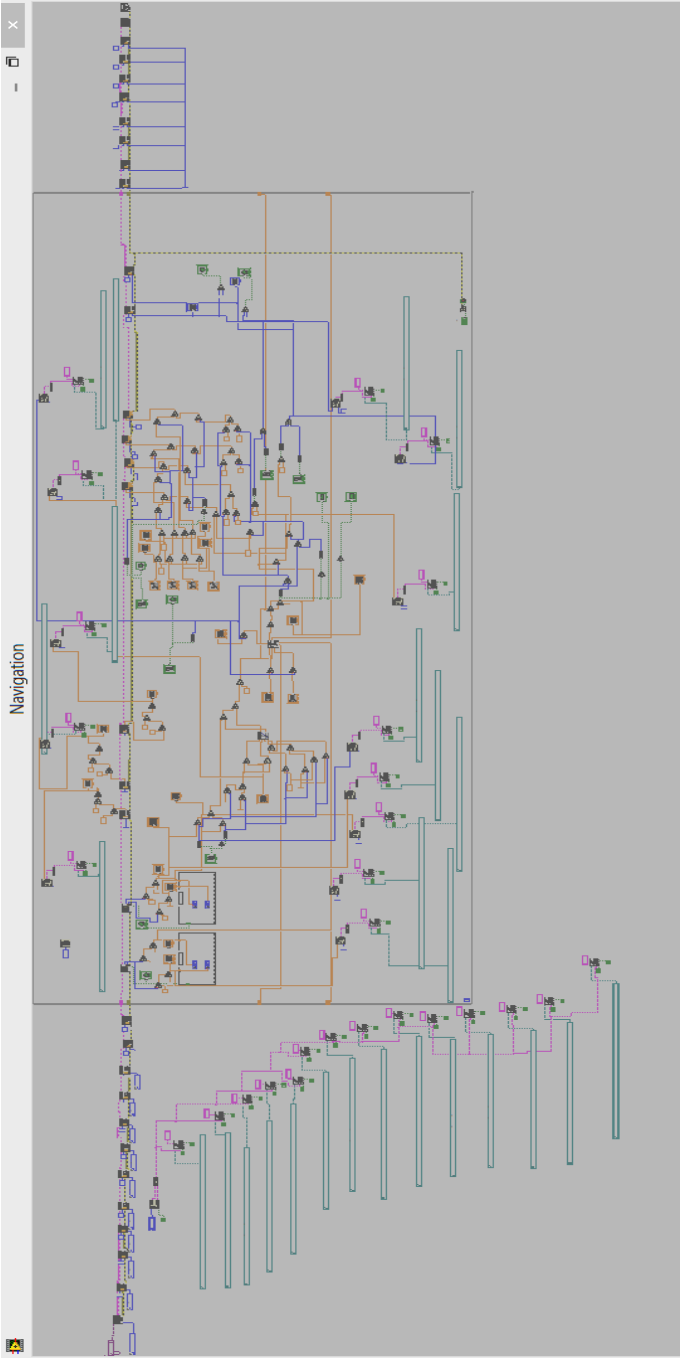


Diagrama de bloques

✓ Vista simple



✓ Bloques representativos

