



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

**DIRECCIÓN DE METROLOGÍA FÍSICA
DIVISIÓN DE VIBRACIONES Y ACÚSTICA**

REPORTE FINAL

“DESARROLLO DE UNA CÁMARA DE TEMPERATURA CONTROLADA”

PRESENTA

LUIS EDUARDO ROJAS VILLARREAL

ASESOR INTERNO:

M.I. LORENZO MARCIANO VÁZQUEZ

ASESOR EXTERNO:

M.C. CARLOS JOSÉ VELÁZQUEZ ROBLERO

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS, A DICIEMBRE DE 2010.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres:

Quienes han contribuido a mi formación y desarrollo profesional;

Al Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez:

Por vincularme con el CENAM para la realización de mi residencia profesional;

Al CENAM:

Por haberme proporcionado el espacio necesario y la oportunidad para continuar la realización de mis metas...

Especialmente a la División de Termometría:

Por todo el apoyo brindado, valiosos comentarios; quienes compartieron sus conocimientos, sugerencias y críticas constructivas. Gracias también por proporcionarme el material necesario para la realización física de este trabajo;

Al personal de la División de Vibraciones y Acústica:

Por sus críticas constructivas, sugerencias y comentarios oportunos;

A mi asesor Carlos José Velázquez Roblero:

Por sus valiosos comentarios, observaciones y sugerencias.

Al Dr. Salvador Echeverría director del área de Metrología Física, al M. en C. Guillermo Silva Pineda, jefe de la División de Vibraciones y Acústica:

Por darme la oportunidad integrarme a la realización de este proyecto en el CENAM y continuar desarrollándome profesionalmente;

A la comisión SIOEPRO:

Por haberme otorgado la beca en el tiempo de realización de este trabajo.

ÍNDICE

CONTENIDO

Resumen.....	VI
Abstract.....	VII
Nomenclatura.....	VIII
Glosario.....	X
Introducción.....	XII
CAPÍTULO I Marco de referencia.....	1
1.1 Antecedentes.....	2
1.2 Planteamiento del problema.....	2
1.3 Justificación.....	2
1.4 Objetivos.....	3
1.5 Alcances y limitaciones.....	4
CAPÍTULO II Marco teórico.....	5
2.1 Cámara de refrigeración.....	6
2.2 Influencia de condiciones ambientales en una cámara de refrigeración al realizar medición de vibración.....	6
2.3 Componentes de las cámaras de refrigeración.....	6
2.3.1 Compresor.....	7
2.3.2 Condensador.....	7
2.3.3 Válvula de expansión.....	8
2.3.4 Evaporador.....	9
2.4 Refrigerantes.....	14
2.4.1 Clasificación y selección de refrigerantes.....	15
2.4.2 Nomenclatura de los refrigerantes.....	18
2.4.3 Características principales de algunos refrigerantes importantes.....	19

2.5	Lubricantes.....	22
2.5.1	Clasificación y selección de lubricantes.....	22
2.5.2	Aceites minerales.....	23
2.5.3	Aceites sintéticos.....	24
2.5.4	Requerimientos del aceite para refrigeración.....	24
2.6	Carga térmica para refrigeración.....	25
2.7	Controladores.....	26
2.7.1	Acciones de los diferentes tipos de controladores.....	26
2.7.2	Controladores Lógicos Programables.....	28
2.8	Termopar.....	29
2.8.1	Tipos de termopares.....	29
2.9	Relevadores.....	30
2.9.1	Definición de relevador.....	30
2.9.2	El relé de estado sólido.....	30
2.10	Modelos matemáticos de los sistemas.....	31
2.11	Simulink.....	33
CAPÍTULO III Desarrollo de actividades.....		34
3.1	Dimensionamiento de la cámara de refrigeración.....	35
3.2	Cálculo de la carga térmica para alcanzar una temperatura de -10°C (14°F), en el interior de la cámara de refrigeración.....	35
3.2.1	Cálculo de la transmisión de calor.....	37
3.2.2	Cálculo de la ganancia de calor debido a la infiltración del aire exterior.....	40
3.3	Comparación entre las relaciones de compresión para los refrigerantes R12 Y R502.....	43
3.4	Cálculo de entalpías en base a las presiones para el refrigerante 12 con el diagrama de mollier.....	44
3.5	Cálculo de entalpías, en base a las presiones para el refrigerante 502 mediante el software EES.....	45
3.6	Diseño conceptual sobre las modificaciones a la cámara de refrigeración.....	46
3.7	Modelado matemático de la cámara de temperatura.....	48

3.8	Cotización del PLC Micrologix 1100 de la marca Allen-Bradley.....	52
3.9	Características técnicas del controlador de temperatura Cal 9500 P.....	54
3.10	Construcción de un calefactor para pruebas experimentales.....	55
3.11	Montaje del calefactor.....	57
3.12	Construcción de un ducto con ventilación para favorecer la homogeneidad de temperatura en el refrigerador.....	58
CAPÍTULO IV Pruebas experimentales y resultados.....		59
4.1	Monitoreo de los parámetros ambientales dentro del congelador marca Gibson Chest Freezer.....	60
4.2	Puesta a prueba del refrigerador con el controlador de temperatura CNI32, y los componentes desarrollados.....	67
Conclusiones.....		70
Recomendaciones.....		71
Referencias.....		72
Anexos.....		73
	Anexo 1.....	73
	Anexo 2.....	74
	Anexo 3.....	75
	Anexo 4.....	76
	Anexo 5.....	79

RESUMEN

La División de Vibraciones y Acústica tiene el laboratorio de vibraciones estructurales, donde se realizan pruebas de vibración a diversos componentes mecánicos y estructuras. Se han solicitado realizar las pruebas de vibración a temperatura controlada, sin embargo, no ha sido posible cumplir con estos requerimientos por falta de una cámara de temperatura controlada.

Este trabajo consiste en emplear una cámara de refrigeración que ha sido dada de baja de su propósito original, para desarrollar una cámara de temperatura controlada y usarla en pruebas de vibraciones.

Para tales fines se realizan cálculos y comparaciones sobre la capacidad de los compresores para trabajar con dos tipos de refrigerantes; el primero es con el que cuenta el equipo y el segundo es una propuesta para trabajar a temperaturas inferiores siendo ambos compatibles con el mismo aceite que utiliza el compresor del refrigerador, también se presenta el diseño conceptual de modificaciones a la cámara de refrigeración para que sea posible medir vibración y ser acoplada a un excitador de vibraciones con el que se cuenta en la división. Por otra parte se realizó el modelado matemático de la cámara de temperatura obteniéndose la función de transferencia que representa al sistema con la cual se simula mediante la herramienta de matlab (simulink) para conocer las respuestas al aplicar parámetros de control y analizar las acciones de los diferentes tipos de controladores; para implementar esto se propone un controlador específico de temperatura. Posteriormente se realizó la construcción de los dispositivos, tales como el calefactor y el ducto de ventilación con los cuales se puso en marcha el refrigerador, acoplándose estos elementos al sistema de control incluyendo un termopar tipo E, que posee sensibilidad adecuada para monitorear bajas temperaturas.

El sistema de control de temperatura implementado, obtiene la temperatura mediante un sensor, y esta señal es tratada digitalmente para activar o desactivar el sistema encargado de mantener la temperatura.

ABSTRACT

The Division of Vibration and Acoustics has the structural vibration laboratory, where vibration tests are conducted at various mechanical components and structures. Have been requested to perform vibration tests at controlled temperatures; however, has not been possible to fulfill these requirements for lack of a temperature controlled chamber.

This work is to use a cooling chamber has been taken down from its original purpose, to develop a controlled temperature chamber and use in vibration tests.

To this end calculations and comparisons are made on the capacity of the compressors to work with two types of refrigerants, the first is the one that has the equipment and the second is a proposal to work at lower temperatures to be both compatible with the same oil using refrigerator compressor, it also presents the conceptual design of modifications to the cooling chamber to make it possible to measure vibration and to be coupled to a vibration exciter which is counted in the division. On the other hand was the mathematical modeling of the temperature chamber obtaining the transfer function representing the system which is simulated by Matlab tool (simulink) for answers when applying control parameters and analyze the actions of different types of controllers, to implement this we propose a specific temperature controller. Later the construction of devices such as heating and ventilation duct which was launched in the refrigerator, coupling these elements to the control system including a thermocouple type E, which has adequate sensitivity for monitoring low temperatures.

The temperature control system implemented, the temperature obtained by a sensor, and this signal is processed digitally to enable or disable the system responsible for maintaining the temperature.

NOMENCLATURA

R_T :	Resistencia térmica
f_i :	Coefficiente de transferencia de calor por convección interior
f_o :	Coefficiente de transferencia de calor por convección exterior
Δx :	Espesor de los materiales
k_1 y k_2 :	Conductividades térmicas de los materiales
C_3 :	Conductancia térmica del material
U :	Coefficiente total de transferencia de calor
A :	Área
ΔT :	Diferencial de temperatura
W_{sc} :	Humedad específica corregida
W_{SNM} :	Humedad específica sobre el nivel del mar
ΔW_s :	Incremento de humedad específica
$\Delta W_s'$:	Factor de corrección para el incremento de la humedad específica.
PCM :	Pies cúbicos de aire por minuto.
h :	Entalpía
f_s :	Factor sensible a diferentes alturas.
q_s :	Flujo de calor sensible
q_L :	Flujo de calor latente
q_T :	Flujo de calor total
\dot{m} :	Flujo másico
$\dot{q}_{Evap.}$:	Flujo de calor que absorbe el evaporador
K_p :	Ganancia proporcional
T_i :	Tiempo integral

- T_d :** Tiempo derivativo
- C_T :** Capacitancia térmica
- k :** Conductividad térmica del material
- T_1 :** Temperatura ambiente
- T_2 :** Temperatura del espacio que se desea acondicionar

GLOSARIO

Calefactor eléctrico: Dispositivo que produce energía calorífica a partir de la eléctrica. El tipo más difundido es el calefactor eléctrico "resistivo", donde la generación del calor se debe al Efecto Joule.

Calor latente: Calor requerido para evaporar la humedad contenida en el aire. Esta evaporación ocurre a temperatura constante.

Calor sensible: Cantidad de calor necesaria para incrementar la temperatura de bulbo seco del aire. Dado generalmente en (Btu/lbm).

Capacitancia térmica: Capacidad para almacenar energía térmica dada como la razón entre el calor almacenado y el cambio de temperatura.

Carta psicrométrica: Gráfica de las propiedades del aire, tales como la temperatura, humedad relativa, volumen específico, entalpía, etc., que se utilizan para determinar cómo varían estas propiedades al cambiar la humedad en el aire.

Conmutación: Cambio, sustitución.

Diagrama de mollier: Representación gráfica en una carta semilogarítmica en el plano Presión/entalpía de los estados posibles de un compuesto químico especialmente para los gases refrigerantes y es en ella donde se trazan y suelen estudiar los distintos sistemas frigoríficos de refrigeración por compresión.

Efecto Joule: Fenómeno por el cual si en un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido a los choques que sufren con los átomos del material conductor por el que circulan, elevando la temperatura del mismo.

Espuma de poliuretano: Material plástico poroso formado por una agregación de burbujas debidas a la reacción química de dos compuestos, un poliol y un isocianato. Dicha reacción libera dióxido de carbono, gas que va formando las burbujas.

Función de transferencia: Cociente entre la transformada de Laplace de la salida (función de respuesta) y la transformada de Laplace de la entrada (función de excitación) bajo la suposición de que todas las condiciones iniciales son cero.

Humedad específica: Masa real del vapor del agua en el aire seco, expresada en granos de vapor o libras de vapor por libras de aire seco.

Humedad relativa: Relación del vapor de agua real en el aire, comparado a la máxima cantidad que estaría presente a la misma temperatura expresada en porcentaje.

Nicromel (Nicromo): Aleación compuesta de un 80% de níquel y un 20% de cromo. Es de color gris y resistente a la corrosión, con un punto de fusión cercano a los 1400°. Por su gran resistividad y su difícil oxidación a altas temperaturas, es muy utilizado en la confección de resistencias para elementos calefactores.

Optoacoplador: También llamado optoaislador o aislador acoplado ópticamente, es un dispositivo de emisión y recepción que funciona como un interruptor excitado mediante la luz emitida por un diodo LED que satura un componente optoelectrónico, normalmente en forma de fototransistor o fototriac.

Perturbación: Señal que tiende a afectar negativamente el valor de la salida de un proceso.

Resistencia térmica: Capacidad de un material para evitar el intercambio térmico.

Sensor: Dispositivo capaz de detectar magnitudes físicas o químicas, llamadas variables de instrumentación, y transformarlas en variables eléctricas. Las variables de instrumentación pueden ser por ejemplo: temperatura, intensidad lumínica, distancia, aceleración, inclinación, desplazamiento, presión, fuerza, torsión, humedad, pH, etc.

Temperatura de bulbo húmedo: Temperatura que resulta cuando se evapora el agua de la mecha, que cubre el bulbo de un termómetro ordinario.

Temperatura de bulbo seco: Temperatura medida con un termómetro ordinario.

Transductor: Dispositivo capaz de transformar o convertir un determinado tipo de energía de entrada, en otra de diferente a la salida.

Transductor de vibración: Aparato que produce una señal eléctrica que es una réplica o análogo del movimiento vibratorio al cual está sujeto.

Triac: Interruptor capaz de conmutar la corriente alterna.

INTRODUCCIÓN

Las aplicaciones que requieran realizar ensayos a temperatura controlada, como por ejemplo en los ensayos de vibración es necesario tener condiciones de ambiente controlado para una gran variedad de propósitos. Las cámaras de temperatura controlada tienen aplicaciones en numerosos sectores de investigación e industria.

Este trabajo consta de 4 capítulos, los cuales se desarrollan de la siguiente manera:

El capítulo I presenta la necesidad de realización del proyecto, así como los antecedentes, planteamiento del problema, justificación, objetivos, alcances y limitaciones.

En el capítulo II se encuentran referencias bibliográficas, las cuales fundamentan la realización de las actividades llevadas a efecto.

En el capítulo III se lleva a cabo la descripción de actividades que tuvieron lugar en el periodo de realización de este trabajo, abordan cálculos hechos para conocer las capacidades de la cámara de refrigeración así como las propuestas del control de temperatura.

El capítulo IV plasma las pruebas experimentales antes y después de someter la cámara de refrigeración acoplada al sistema de control (calefactor, ducto de ventilación, sensor de temperatura y dispositivo de control), así como los resultados obtenidos en ellas.

Para finalizar se dan a conocer las conclusiones, recomendaciones, referencias y anexos para un uso eficiente del equipo.

CAPÍTULO I

Marco de referencia

CAPÍTULO I. Marco de referencia

En este capítulo se presentan los antecedentes, planteamiento del problema, justificación, objetivos, alcances y limitaciones.

1.1 Antecedentes

El Centro Nacional de Metrología (CENAM) es el Laboratorio Nacional de referencia en materia de mediciones. Es responsable de establecer y mantener los patrones nacionales, a través de sus diferentes áreas, ofrece servicios metrológicos como calibración de instrumentos y patrones, certificación y desarrollo de materiales de referencia, cursos especializados en metrología, asesorías y venta de publicaciones. Mantiene un estrecho contacto con otros laboratorios nacionales y con organismos internacionales relacionados con la metrología, con el fin de asegurar el reconocimiento internacional de los patrones nacionales de México y, consecuentemente, promover la aceptación de los productos y servicios de nuestro país.

La División de Vibraciones y Acústica del área de Metrología Física, tiene el laboratorio de vibraciones estructurales (G'03), donde se realizan pruebas de vibración a diversos componentes mecánicos y estructuras.

Se han solicitado realizar las pruebas de vibración a temperatura controlada, sin embargo, no ha sido posible cumplir con estos requerimientos por falta de una cámara de temperatura controlada.

1.2 Planteamiento del problema

Se requieren realizar pruebas de vibraciones controlando la temperatura, principalmente a temperaturas menores a la temperatura ambiente. Para poder realizar las pruebas de vibraciones a temperatura controlada, se planea emplear una cámara de refrigeración que ha sido dada de baja de su propósito original y modificarla para que pueda cumplir con estos requerimientos.

1.3 Justificación

Empresas como Volkswagen han solicitado al CENAM realizar pruebas de vibración a temperatura controlada con la finalidad de que se simulen condiciones ambientales generalmente a temperaturas inferiores a los cero grados centígrados debido a lugares en donde tienen aplicación diversos componentes mecánicos que ellos desarrollan, sin embargo no se cuenta con una cámara de temperatura controlada por lo que a la fecha no ha sido posible cubrir esta demanda y se han tenido que realizar esas pruebas en el extranjero.

1.4 Objetivos

Objetivos generales:

- Desarrollar una cámara de temperatura controlada para realizar pruebas de vibración.

Objetivos específicos:

- Recopilar información de los principios de funcionamiento de las cámaras de refrigeración, incluyendo técnicas de control de temperatura para adecuarlas en una cámara de refrigeración.
- Conocer la temperatura mínima alcanzada por el refrigerador (disponible para la realización del proyecto de residencia), mediante un barrido de medición de temperatura.
- Realizar un análisis dimensional del refrigerador antes mencionado.
- Determinar mediante diferentes herramientas de cálculo si la potencia de entrada del compresor que posee el congelador Gibson Chest Freezer mod. GFC18M4AW0 de 1/5 hp (refrigerador disponible para desarrollar el proyecto), es adecuada para que éste alcance una temperatura de (-10°C) trabajando con refrigerante R12.
- Proponer un sistema de control ya sea mediante el uso de PLC's o algún otro dispositivo que pueda utilizarse de acuerdo a los aspectos técnicos que sean primordiales para la implementación del mismo.
- Desarrollar un calefactor con capacidad suficiente para la regulación de la temperatura del refrigerador.
- Implementar un sistema para mejorar la homogeneidad de temperatura en el refrigerador.
- Utilizar un sistema de control para manipular la temperatura del refrigerador con el calefactor mediante dispositivos de control electrónicos existentes o en su caso la creación de un control de temperatura (de ser factible).

1.5 Alcances y Limitaciones.

El proyecto contempla el diseño conceptual de una cámara de temperatura controlada y la fabricación de los componentes que se implementaron para lograr controlarla, dentro de los alcances están los siguientes:

- Se realizan cálculos para conocer de manera representativa alternativas para lograr capacidades en rangos de temperatura mayores o una vida útil del compresor más elevada.
- Simulación y análisis del sistema de control mediante el modelo de la función de transferencia empleando la herramienta matlab (simulink) para conocer la respuesta al aplicarle los distintos controladores.
- Fabricación del calefactor y el ducto con ventilación.
- Pruebas experimentales implementando el sistema de control.

Algunas de las limitaciones del proyecto son:

- Presupuesto insuficiente con que se cuenta para el desarrollo de la cámara de temperatura controlada.
- Los materiales y equipos con que se cuenta para la fabricación de los componentes para el sistema de control.
- Falta de manuales para conocer las características técnicas necesarias en algunos cálculos de la cámara de refrigeración.

CAPÍTULO II

Marco teórico

CAPÍTULO II. Marco teórico

En este capítulo se presenta información referente a cámaras de refrigeración, así como también de los principales dispositivos de control que se pueden implementar para controlar la temperatura de la cámara de refrigeración.

2.1 Cámara de refrigeración

En la termodinámica clásica se le puede considerar como un sistema cerrado, debido a que la materia contenida en ella no entra en contacto con el exterior, mas no así su energía propia. [1]

2.2 Influencia de condiciones ambientales en una cámara de refrigeración al realizar medición de vibración

Se hace necesario controlar variables como temperatura y humedad debido a lo siguiente:

1. Temperatura.

Los materiales que componen tanto los transductores de vibración, como los instrumentos de medición, están sujetos a variaciones longitudinales debido a cambios de temperatura. Es por ello que se hace importante controlar la temperatura en una cámara de refrigeración con la mayor exactitud posible.

2. Humedad.

Debido a los óxidos que se pueden formar por humedad excesiva en las caras de medición del instrumento o en otras partes.

Como ya hemos visto que en el interior de una cámara de refrigeración se extrae energía de tipo térmica, lo cual implica la función de ciertos mecanismos que la integran, que principalmente son los siguientes:

2.3 Componentes de las cámaras de refrigeración

- Compresor
- Condensador
- Válvula de expansión
- Evaporador

2.3.1 Compresor

Al igual que las bombas y los ventiladores, los compresores (figura 2.1), son dispositivos que se utilizan para incrementar la presión de un fluido. A estos dispositivos el trabajo se les suministra desde una fuente externa a través de un eje giratorio, por lo tanto los compresores requieren entrada de trabajo, un compresor es capaz de comprimir un gas a presiones muy altas. [2]



Fig. 2.1 Compresor

Los equipos del sistema a compresión pueden ser del tipo denominado abierto, en los que el compresor está separado del motor que lo acciona, o del denominado hermético, sellado o blindado en los cuales el motor está directamente acoplado al compresor, y ambos están encerrados dentro de un blindaje de acero formando una unidad sellada. [3]

En el diseño o elección de compresores hay una característica de suma importancia que hay que considerar y es la siguiente:

Relación de compresión

Es definida como la presión absoluta de descarga dividida por la presión absoluta de aspiración. La relación de compresión máxima que se considera como normal es de 10:1 y cualquier relación que se eleve por encima de este valor será siempre motivo de serias dificultades en un sistema frigorífico, ya que tendrá que soportar indefectiblemente una temperatura de descarga anormal. Por consiguiente, es importante, al escoger el tipo de compresor y refrigerante, calcular previamente la citada relación de compresión y evitar así los peligros que representa trabajar con una presión de aspiración muy baja en relación con la descarga. [4]

2.3.2 Condensador

Un condensador térmico es un intercambiador de calor entre fluidos, de modo que mientras uno de ellos se enfría, pasando de estado gaseoso a estado líquido, el otro se calienta. Se fabrican en tamaños y disposiciones diversas para ser empleados en numerosos procesos térmicos.

El agente refrigerante en estado gaseoso y a temperaturas superiores a la del ambiente, llega al condensador desde la descarga del compresor. Al producirse el contacto del gas refrigerante con las

paredes del condensador que se halla a una temperatura inferior a la del gas, comienza éste a perder calor que pasa al ambiente provocándose la condensación del gas.

El condensador utilizado en refrigeración doméstica (figura 2.2), es del tipo de placas y está colocado en la parte posterior del gabinete, enfriándose el vapor refrigerante por la circulación natural del aire entre las placas las cuales tienen ondulaciones que forman canales o tubos.

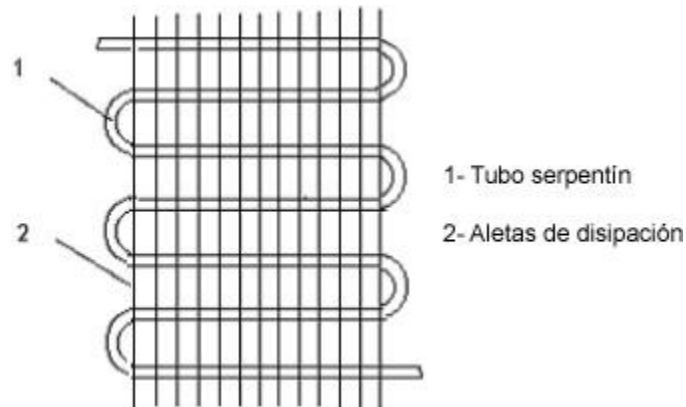


Fig. 2.2 Esquema de un condensador utilizado en refrigeración doméstica.

La función del condensador es transformar en su interior el gas refrigerante comprimido en el compresor en líquido refrigerante.

Debido a esta entrega o pérdida de calor y a la elevada presión a que se lo somete, el gas se condensa y constituye una fuente de agente refrigerante en estado líquido en condiciones de ser entregado repetidamente en el interior de un equipo de refrigeración, produciendo en consecuencia el efecto de enfriamiento buscado. [4]

2.3.3 Válvula de expansión

Las válvulas de expansión o estrangulamiento son cualquier clase de dispositivo que restringe el flujo, lo cual causa una caída de presión importante en el fluido. Algunos ejemplos comunes son válvulas ajustables ordinarias, tubos capilares y tapones porosos. Producen una caída de presión sin implicar trabajo. La caída de presión en el fluido suele ir acompañada de una gran disminución de temperatura, por esta razón los dispositivos de estrangulamiento son de uso común en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire.

Las válvulas de estrangulamiento son por lo regular dispositivos pequeños, y se puede suponer que el flujo por ellos es adiabático puesto que no hay tiempo, ni área suficientemente grande para que ocurra alguna transferencia de calor efectiva. También no se realiza trabajo, y el cambio en la energía potencial, si tiene lugar es muy pequeño. Aun cuando la velocidad de salida sea con frecuencia considerablemente mayor

que la velocidad de entrada, en muchos casos el incremento de energía cinética es insignificante. Por lo tanto los valores de la entalpía a la entrada y a la salida de una válvula de estrangulamiento son los mismos. [2]

En el equipo blindado se utiliza como restrictor, un tubo de cobre de diámetro muy pequeño al que se le da el nombre de tubo capilar, tubo que constituye al mismo tiempo la línea líquida. El tubo capilar cumple la función de mantener la correcta diferencia de presiones entre el lado de alta y el lado de baja del sistema permitiendo adquirir al mismo tiempo el evaporador, la cantidad exactamente necesaria de líquido refrigerante. [5]

2.3.4 Evaporador

Se conoce por evaporador al intercambiador de calor que genera la transferencia de energía térmica contenida en el medio ambiente hacia un gas refrigerante a baja temperatura y en proceso de evaporación. Este medio puede ser aire o agua.

Estos intercambiadores de calor se encuentran al interior de neveras, refrigeradores domésticos, cámaras de refrigeración industrial, vitrinas comerciales para alimentos y un sinfín de aplicaciones en procesos para la industria de alimentos, así como en procesos químicos. [2]

Principio de funcionamiento.

En los sistemas frigoríficos el evaporador opera como intercambiador de calor, por cuyo interior fluye el refrigerante el cual cambia su estado de líquido a vapor. Este cambio de estado permite absorber el calor sensible contenido alrededor del evaporador y de esta manera el gas, al abandonar el evaporador lo hace con una energía interna notablemente superior debido al aumento de su entalpía, cumpliéndose así el fenómeno de refrigeración.

Tipos de evaporador.

Debido a que un evaporador es cualquier superficie de transferencia de calor en la cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado, los evaporadores se fabrican en una gran variedad de tipos, tamaños y diseños y se pueden clasificar de diferentes maneras:

1. Según alimentación de refrigerante.

I. De expansión directa o expansión seca.

➤ *Evaporador de expansión seca*

En los evaporadores de expansión directa la evaporación del refrigerante se lleva a cabo a través de su recorrido por el evaporador, encontrándose este en *estado de mezcla* en un punto intermedio de este. De esta manera, el fluido que abandona el evaporador es puramente vapor sobrecalentado. Estos

evaporadores son los más comunes y son ampliamente utilizados en sistemas de aire acondicionado. No obstante son muy utilizados en la refrigeración de media y baja temperatura, no son los más apropiados para instalaciones de gran volumen. Ver figura 2.3.

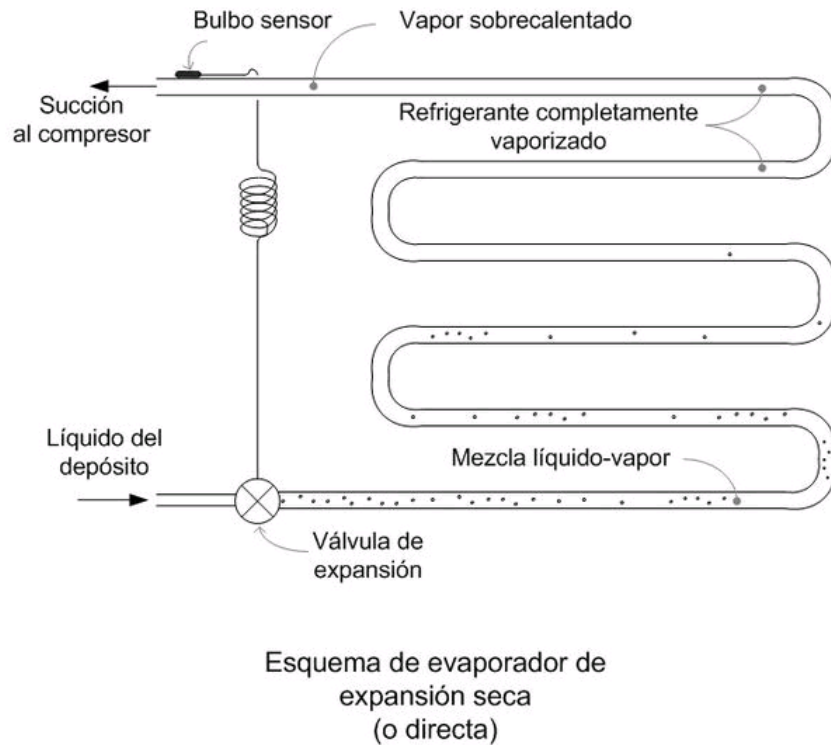


Fig. 2.3 Esquema de evaporador de expansión seca.

II. Inundados

➤ *Evaporador inundado*

Los evaporadores inundados trabajan con refrigerante líquido con lo cual se llenan por completo a fin de tener humedecida toda la superficie interior del intercambiador y, en consecuencia, la mayor razón posible de transferencia de calor. El evaporador inundado está equipado con un acumulador o colector de vapor el que sirve, a la vez, como receptor de líquido, desde el cual el refrigerante líquido es circulado por gravedad a través de los circuitos del evaporador. Preferentemente son utilizados en aplicaciones industriales, con un número considerable de evaporadores, operando a baja temperatura y utilizando amoníaco (R717) como refrigerante. Ver figura 2.4.

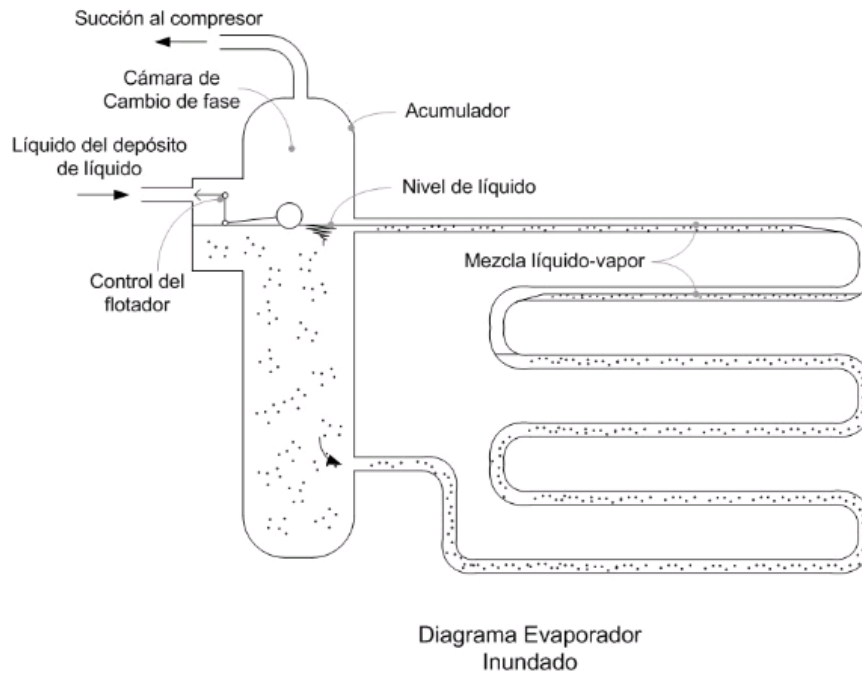


Fig. 2.4 Esquema de evaporador inundado.

III. Sobrealimentados

➤ *Evaporador sobrealimentado*

En este tipo de evaporadores el flujo másico de líquido supera con creces al flujo de vapor producido en el evaporador. De esta manera, el fluido que abandona el evaporador es mezcla vapor-líquido de alto título, que no alcanza a ser vapor saturado. Son preferentemente utilizados en aplicaciones industriales. Ver figura 2.5.

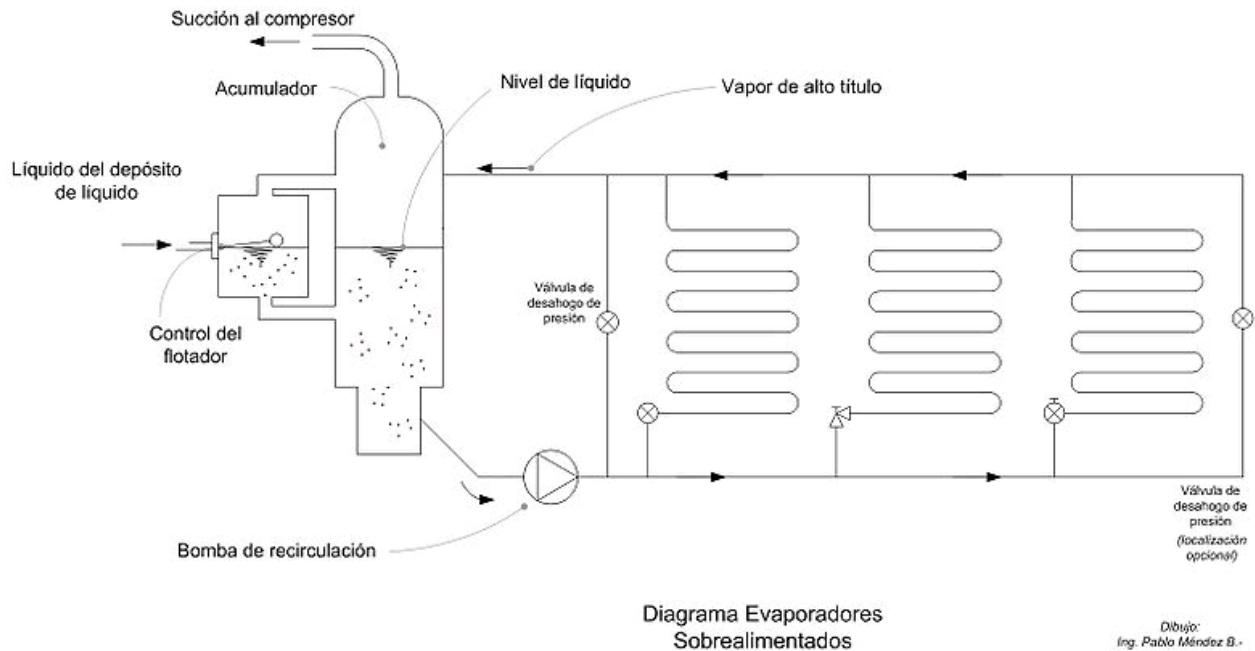


Fig. 2.5 Esquema de evaporadores sobrealimentados.

2. Según tipo de construcción.

I. Tubo descubierto

Los evaporadores de tubo descubierto se construyen por lo general en tuberías de cobre o bien en tubería de acero. El tubo de acero se utiliza en grandes evaporadores y cuando el refrigerante a utilizar sea amoníaco (R717), mientras para pequeños evaporadores se utiliza cobre. Son ampliamente utilizados para el enfriamiento de líquidos o bien utilizando refrigerante secundario por su interior (salmuera, glicol), donde el fenómeno de evaporación de refrigerante no se lleva a cabo, sino más bien estos cumplen la labor de intercambiadores de calor. Ver figura 2.6



Fig. 2.6 Evaporador de tubo descubierto de cobre para enfriamiento de agua

II. De superficie de placa

Existen varios tipos de estos evaporadores. Uno de ellos consta de dos placas acanaladas y asimétricas las cuales son soldadas herméticamente una contra la otra de manera tal que el gas refrigerante pueda fluir por entre ellas; son ampliamente usados en refrigeradores y congeladores debido a su economía, fácil limpieza y modulación de fabricación. Otro tipo de evaporador corresponde a una tubería doblada en serpentín instalada entre dos placas metálicas soldadas por sus orillas. Ambos tipos de evaporadores, los que suelen ir recubiertos con pintura epóxica, tienen excelente respuesta en aplicaciones de refrigeración para mantención de productos congelados.

III. Evaporadores Aleteados

Los serpentines aleteados son serpentines de tubo descubierto sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas y son los más ampliamente utilizados en la refrigeración industrial como en los equipos de aire acondicionado. Las aletas sirven como superficie secundaria absorbidora de calor y tiene por efecto aumentar el área superficial externa del intercambiador de calor, mejorándose por tanto la eficiencia para enfriar aire u otros gases.

El tamaño y espaciamiento de las aletas depende del tipo de aplicación para el cual está diseñado el serpentín. Tubos pequeños requieren aletas pequeñas y viceversa. El espaciamiento de la aletas varía entre 1 hasta 14 aletas por pulgada, dependiendo principalmente de la temperatura de operación del serpentín. A menor temperatura, mayor espaciamiento entre aletas; esta distancia entre las aletas es de elemental relevancia frente la formación de escarcha debido a que esta puede obstruir parcial o totalmente la circulación de aire y disminuir el rendimiento del evaporador.

Respecto de los evaporadores aleteados para aire acondicionado, y debido a que evaporan a mayores temperaturas y no generan escarcha, estos pueden tener hasta 14 aletas por pulgada. Ya que existe una relación entre superficie interior y exterior para estos intercambiadores de calor, resulta del todo ineficiente aumentar el número de aletas por sobre ese valor, ya que se disminuye la eficiencia del evaporador dificultando la circulación del aire a través de éste.

Esta circulación de aire se realiza de dos maneras: por convección forzada (ver figura 2.7), por ventiladores (bien sean centrífugos o axiales, mono o trifásicos, conforme la aplicación) y de manera natural (ver figura 2.8), por diferencia de densidades del aire, fenómeno conocido como convección natural.



Fig. 2.7 Evaporador de serpentín aleteado y convección forzada para baja temperatura, sin bandeja de condensados.



Fig. 2.8 Evaporador de serpentín aleteado al interior de equipo de aire acondicionado tipo Split (convección natural)

3.-Evaporadores para enfriamiento de líquido

I. Enfriador de doble tubo

Es un serpentín que enfría líquido que suministra gran rango de transferencia de calor entre el refrigerante y el líquido que va a ser enfriado. El camino del refrigerante puede ser a través de uno u otro de los tubos aunque usualmente la salmuera o líquido que va a ser enfriado se hace circular a través del tubo interior y el refrigerante que remueve el calor está entre los dos tubos. Este tipo de serpentín para intercambio de calor se usa también en el diseño de condensadores.

En una cámara de refrigeración también es importante elegir los fluidos de trabajo por lo que es necesario conocer las propiedades de los refrigerantes y lubricantes antes de llevar a cabo su implementación.

2.4 Refrigerantes

Los refrigerantes absorben calor del lugar donde no se desea y lo trasladan a otro. La evaporación del líquido refrigerante remueve calor, el cual es liberado por la condensación del vapor calentado. Cualquier sustancia que sufre cambio de fase líquida a vapor y viceversa puede funcionar como refrigerante en sistemas del tipo de compresión de vapor. Sin embargo, solamente aquellas sustancias que sufren estos cambios a temperaturas y presiones comercialmente útiles, son de valor práctico. Puede decirse que no hay un refrigerante "universal". Ya que la refrigeración mecánica utiliza un rango amplio de temperaturas, algunos refrigerantes son más apropiados para refrigeración a alta temperatura tal como confort; otros operan a rangos a más baja temperaturas, tales como en almacenamiento de productos, procesos de congelación y aplicaciones que requieren aún más bajas temperaturas. Experimentación, investigación y prueba, aún se efectúan con varios productos químicos o compuestos y mezclas químicas. En un tiempo u otro se ha usado aire, butano, cloroformo, éter, propano, agua y otros compuestos orgánicos e inorgánicos.

2.4.1 Clasificación y selección de refrigerantes

- Clasificación de los refrigerantes

La *American Society of Heating, Refrigerating e Aconditioning Engineers (ASHRAE)*, clasifica los refrigerantes utilizados en equipos de refrigeración, en 3 grupos: A) Compuestos halocarburos e hidrocarburos. B) Compuestos inorgánicos. C) Compuestos Azeotrópicos.

A) Compuestos halocarburos e hidrocarburos

Los componentes de este grupo son refrigerantes de sustitución de los átomos halógenos (principalmente el cloro y flúor) en un estructura de hidrocarburos por átomos de hidrógeno. El Metano (CH₄) ha sido tomado como modelo. Por ejemplo, supóngase que 2 átomos de cloro y 2 de Flúor se usan para reemplazar los átomos de Hidrógeno en el Metano: C Cl₂ F₂. Esta puede adecuadamente llamarse Dicloro-difluoro-metano, donde el prefijo di (o bi) represente 2.

Tales nombres, aunque lógicos son largos y difíciles de recordar, de tal manera que en lugar de usar nombres tan largos se emplean otros: al diclorodifluorometano se le llama Freón-12, Genetrón-12, Isotrón-12, etc. La tabla 2.1 tabula los refrigerantes de acuerdo al sistema ASHRAE.

Tabla 2.1.-Tabla de refrigerantes de compuestos halocarburos e hidrocarburos según ASHRAE.

Designación ASHRAE	Nombre Químico	Fórmula Química
10	Carbontetracloruro	CCl ₄
11	Tricloromonofluorometano	CCl ₃ F
12	Diclorodifluoremetano	CCl ₂ F ₂
13	Monoclorotrifluorometano	CClF ₃
14	Carbontetrafluoruro	CF ₄
20	Cloroformo	CHCl ₃
21	Dicloromonofluorometano	CHCl ₂ F
22	Monoclorodifluorometano	CHClF ₂
23	Trifluorometano	CHF ₃
30	Cloruro de metileno	CH ₂ Cl ₂
31	Monocloromonofluorometano	CH ₂ ClF

32	Fluoruro de metileno	CH ₂ F ₂
40	Cloruro de metilo	CH ₃ Cl
41	Fluoruro de metilo	CH ₃ F
50	Metano	CH ₄
110	Hexacloroetano	CCl ₃ CCl ₃
111	Pentacloromonofluoroetano	CCl ₃ CCl ₂ F
112	Tetraclorodifluoroetano	CCl ₂ FCCl ₂ F
113	Triclorotrifluoroetano	CCl ₃ CF ₃
114	Diclorotetrafluoroetano	CClF ₂ CClF ₂
115	Monocloropentafluoroetano	CClF ₂ CF ₃
116	Hexafluoroetano	CF ₃ CF ₃
120	Pentacloroetano	CHCl ₂ CCl ₃
123	Diclorotrifluoroetano	CHCl ₂ CF ₃
124	Monoclorotetrafluoroetano	CHClF ₂ CF ₃
125	Pentafluoroetano	CHF ₂ CF ₃
133a	Monoclorotrifluoroetano	CH ₂ ClCF ₃
140a	Tricloroetano	CH ₃ CCl ₃
143a	Trifluoroetano	CH ₃ CF ₃
150a	Dicloroetano	CH ₃ CHCl ₂
152a	Difluoroetano	CH ₃ CHF ₂
160	Cloruro de etilo	CH ₃ CH ₂ Cl
170	Etano	CH ₃ CH ₃
290	Propano	CH ₃ CH ₂ CH ₃
600	Butano	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃

B) *Compuestos Inorgánicos. Ver tabla 2.2*

Tabla 2.2.-Tabla de refrigerantes de compuestos inorgánicos según ASHRAE.

Designación ASHRAE	Nombre Químico	Fórmula Química
717	Amoniaco	NH ₃
718	Agua	H ₂ O
727	Aire	----
744	Dióxido de carbono	CO ₂
744a	Oxido nitroso	N ₂ O
764	Dióxido de azufre	SO ₂

C) *Refrigerantes azeotrópicos*

Un refrigerante azeotrópico es una mezcla de dos o más sustancias químicas en la cual se mantiene la misma relación de constituyentes químicos en ambas fases, líquida y vapor. Los constituyentes de una mezcla azeotrópica no pueden ser separados por destilación, ejemplo: [6]

El Refrigerante 500 (mezcla de 73.8 % de R-12 y 26.2 % de R-152a),

El Refrigerante 502 (mezcla de 48.8 % de R-22 y 51.2 % de R-115)

- Selección de un refrigerante.

La selección de un refrigerante para una aplicación en particular, frecuentemente depende de propiedades no relacionadas con su habilidad de remover calor, por ejemplo, su toxicidad y disponibilidad. Así, la selección de un refrigerante para un propósito particular puede ser un compromiso entre propiedades en conflicto.

En general un buen refrigerante debe poseer las siguientes características:

1. No tener presiones de condensaciones excesivas, de tal modo que no sea necesario tener instalaciones extrafuertes.
2. Bajo punto de ebullición a la presión atmosférica, de tal modo que el sistema no necesite operar en condiciones de vacío con la posibilidad de entrada de aire al sistema.

3. Alta temperatura crítica. Es imposible licuar un gas que tiene una temperatura mayor que la temperatura crítica, no importa que tanto sea elevada la presión.
4. Alto calor latente de evaporación. Mientras más alto sea el valor del calor latente se necesita circular menor cantidad de refrigerante.
5. Bajo calor específico de líquido. Esta es una característica deseable ya que se estrangula el líquido en la válvula de expansión.
6. Bajo volumen específico del vapor. Esto es esencial en maquinaria reciprocante, pero no es tan importante con máquinas centrifugas.
7. Ausencia de acción corrosiva en los metales usados.
8. Estabilidad química.
9. El refrigerante no debe ser flamable ni explosivo.
10. El refrigerante no debe ser tóxico a los pulmones, ojos y en general a la salud.
11. Fácil localización de fugas por olores o por indicadores apropiados.
12. Disponibilidad, bajo costo y fácil de manejar.
13. La acción del refrigerante sobre los lubricantes debe ser tal que no perjudique las válvulas del compresor.
14. Es necesario tener transferencia satisfactoria de calor y adecuados coeficientes de viscosidad.
15. El punto de congelación del líquido deberá ser menor que para cualquier temperatura a la cual deba trabajar el evaporador.
16. Para las relaciones de compresión usadas es conveniente tener temperaturas bajas en la descarga del compresor para evitar posible descomposición y deterioro del refrigerante y del lubricante usado en el sistema.

2.4.2 Nomenclatura de los refrigerantes

a) *Para los derivados del Metano:*

Estos constan de 2 dígitos:

- I. El primer número es siempre mayor en 1 al número de átomos de hidrógeno que aparecen en la molécula de refrigerante.
- II. El segundo dígito da el número de átomos de flúor que aparecen en la molécula.

Refrigerante **12** (*Diclorodifluorometano*)

2 Moléculas de Flúor .No se tienen moléculas de Hidrógeno

b) *Para los derivados de Etano:*

Estos constan de 3 dígitos:

- I. El primer término indica que el etano es el hidrocarburo básico.
- II. El segundo término indica el número de átomos de hidrógeno: el 1 significa que no hay ningún átomo de H, el 2 que hay un solo átomo de H, etc.
- III. El tercer término indica el número de átomos de Flúor contenidos en la estructura.

Refrigerante **110** (*Hexacloroetano*)

Ningún átomo de Flúor. Hidrocarburo Etano. Ningún átomo de Hidrógeno [6]

2.4.3 Características principales de algunos refrigerantes importantes

Refrigerantes Hidrocarburos

Todos son muy flamables y explosivos. En general no son muy tóxicos. Son algo solubles en aceites lubricantes. Pueden seleccionarse diferentes hidrocarburos para trabajar a la presión y gamas de temperaturas deseadas (tabla 2.3).

Tabla 2.3.- Tabla de refrigerantes hidrocarburos

Nombre del refrigerante	Fórmula química	Clasificación ASHRAE	Presión (Psia)	
			A 5°F	A 86°F
Butano	C ₂ H ₆	R-600	13.1	59.5
Propano	C ₃ H ₈	R-290	42.1	185.3
Etano	C ₄ H ₁₀	R-170	240	676

Refrigerantes halocarburos (hidrocarburos halogenados)

- Refrigerante 12 (Diclorodifluorometano):

Era el que más se empleaba por su buen comportamiento en general hasta su prohibición.

Evapora -29.4°C a presión atmosférica, era el más miscible con el aceite mineral, tenía una buena temperatura de descarga, admitía intercambiador de calor, se empleaban condensadores más pequeños.

El R-12 absorbía poca humedad y por lo tanto formaba poco ácido en comparación con los nuevos refrigerantes.

Es muy usado en refrigeración tanto en equipos domésticos como industriales y en sistemas de confort de aire acondicionado por su gama de presiones moderadas.

Su calor latente es bajo, 50 a 85 BTU/lbm, de tal manera que el flujo de refrigerante circulando Lb/ (min-ton) es más alto que otros refrigerantes.

Químicamente es estable y casi no tiene efecto corrosivo sobre metales ordinarios, a menos que estén contaminados por impurezas, como el agua.

No es combustible, aunque en presencia de flama abierta se descompone y forma gases tóxicos.

Normalmente su toxicidad es nula; tiene solo olor muy ligero.

Los empaques de hules son inconvenientes en la mayoría de los refrigerantes hidrocarburos, pero se pueden usar empaques de neopreno.

- Refrigerante 22 (Monoclorodifluorometano):

Este refrigerante es del grupo de los HCFC, inicialmente estaba diseñado para aire acondicionado pero hasta hace poco se emplea para todo.

Evapora a $-40,8^{\circ}\text{C}$ a presión atmosférica, es miscible con el aceite mineral y sintético pero en bajas temperaturas es recomendable utilizar separador de aceite.

Absorbe 8 veces más humedad que el R12.

Utilizado en aparatos de aire acondicionado de paquete en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales

Químicamente es estable, casi sin olor, no es irritable, no es tóxico para bajas concentraciones, no es flamable ni explosivo.

Gama de presiones más alta que el R12 y de la mayoría de los refrigerantes con excepción del CO₂ y de algunos hidrocarburos.

Se utiliza en gamas de temperaturas moderadas (en aire acondicionado), debido a su bajo volumen específico.

- Refrigerante 134a

Pertenece al grupo de los HFC, al no tener cloro no son miscibles con los aceites minerales, sólo se emplea aceite base éster. Evapora a -26°C a presión atmosférica y es el sustituto definitivo para el R12. Los HFC son muy higroscópicos debido a que absorben gran cantidad de humedad.

- Refrigerante R11

El Fluortriclorometano, es un gas pesado (4,74 veces tan pesado como el aire), relacionado al grupo de los CFCs. De acuerdo con el Protocolo de Montreal desde Enero de 1996 debió detenerse la producción del R11. Para el organismo humano el R11 es inofensivo, no es explosivo, se disuelve en toda proporción en aceites minerales. Es insoluble en agua, permitiendo una proporción de humedad en masa no mayor que 0,0025%. El refrigerante deshidratado es neutral a todos los metales, excepto a las aleaciones que contienen más de un 20 % de magnesio. La temperatura de ebullición normal es de $23,8^{\circ}\text{C}$. El efecto refrigerante volumétrico de R11 es bajo, es usado en máquinas de refrigeración bajo temperatura de ebullición por encima de -20°C . R11 fue ampliamente usado en aire acondicionados industriales, compresores de turbinas de potencia media y alta.

- Refrigerante R123

Se relaciona con el grupo HCFC. La temperatura de ebullición bajo presión atmosférica es $27,9^{\circ}\text{C}$. El refrigerante fue desarrollado para sustituir de los dispositivos refrigerantes al R11. El efecto de refrigeración teórico del ciclo con R123 constituye el 0,86 relativamente al del R11. La temperatura de condensación y la presión son 10-15 % más bajas que las del R11. En combinación con el R123, se recomienda usar aceites refrigerantes alquilbencenos o la mezcla de aceite mineral con alquilbencenos.

Compuestos inorgánicos

- Refrigerante 717 (Amoniaco):

Es el refrigerante más usado particularmente en la industria y en refrigeración comercial.

1. Presiones sub-atmosféricas solo para temperaturas menores de -28°F y en el condensador la presión no excede de 200 psias.
2. Calor latente alto (500 BTU/Lb).
3. El agua mezclada con amoniaco no se congela en la válvula de expansión.
4. El rendimiento termodinámico en un ciclo de refrigeración es alto.
5. No corroe ni al hierro ni al acero, pero si al cobre y a las aleaciones de zinc

6. Es particularmente irritable a los ojos y a las membranas mucosas. Se prohíbe usar amoníaco en evaporadores de expansión directa por los cuales pasa el aire de los ductos de un sistema de aire acondicionado.

7. Se quema con dificultad, pero puede formar mezclas explosivas con mezclas de aire en relación de 16 a 26 % por volumen.

8. No se forman productos dañinos por su descomposición.

- Refrigerante 744 (Bióxido de carbono):

El CO₂ fue antiguamente usado en instalaciones de aire acondicionado; en la actualidad ha sido sustituido por refrigerantes de baja presión. El CO₂ es inerte, no es corrosivo, es inodoro y no es irritante. Sin embargo, en concentraciones altas de más de 6 % por volumen se experimenta pérdida del conocimiento pudiendo incluso ocasionar la muerte de la persona expuesta si no se le hace mover en aire fresco. El CO₂ es un refrigerante de presión alta.

- Refrigerante 718 (Agua): Puede usarse como refrigerante en aplicaciones de aire acondicionado. Se requieren presiones bajas (vacíos muy altos), pero pueden obtenerse fácilmente con compresores centrífugos o de surtidores de vapor.

Refrigerantes azeotrópicos

- Refrigerante R502.

Una mezcla azeotrópica de los refrigerantes R22 y R115. La proporción en masa de R22 constituye el 48,8%, y de R115, el 51,2%. Está relacionado con el grupo de los CFCs. No es explosivo, tiene baja toxicidad y es químicamente inerte a los metales. Es compatible con aceite mineral. Es muy poco soluble en agua. La concentración de tolerancia de este refrigerante en el aire es de 3000 mg/m³. Su efecto de refrigeración volumétrico es más alto y la temperatura de descarga es aproximadamente 20 °C más baja que la del R-22, R502 fue usado en dispositivos de refrigeración de compresión a temperatura baja.

2.5 Lubricantes

El compresor en un sistema de refrigeración mecánico, debe ser lubricado para reducir la fricción y evitar el desgaste.

2.5.1 Clasificación y selección de lubricantes

El tipo especial de lubricante utilizado en los sistemas de refrigeración debe cumplir ciertos requerimientos especiales, que le permitan realizar su función lubricante, sin importar los efectos del refrigerante y las amplias variaciones de temperatura y presión. En cuanto a su procedencia, los aceites se clasifican en tres

principales grupos: animales, vegetales y minerales. Los aceites lubricantes para refrigeración se obtienen a partir de los aceites de origen mineral, debido a que los de origen animal y vegetal tienen las siguientes desventajas:

- No pueden ser refinados por destilación debido a que se descomponen, por ello se conocen también como aceites fijos.
- Son inestables.
- Tienden a formar ácidos y gomas.
- Se congelan fácilmente por lo que no son adecuados para refrigeración. [6]

2.5.2 Aceites minerales

Los aceites minerales son derivados del petróleo y se pueden clasificar en tres tipos de acuerdo al crudo del que se obtienen:

- Con base parafínica.
- Con base aromática.
- Con base nafténica.

Los aceites parafínicos en la actualidad, no se utilizan en refrigeración. Los aromáticos, derivados del dodecil-benceno, tienden a disminuir su uso. Los aceites nafténicos son sometidos a un proceso de ultra-desparafinado, y en la actualidad, son los más adecuados para refrigeración por las siguientes razones:

- a) Fluyen mejor a bajas temperaturas.
- b) Conservan mejor su viscosidad que los aromáticos.
- c) Hay menos depósito de cera a bajas temperaturas, ya que contienen menos parafina que los de base parafínica.
- d) Los depósitos de carbón formados por estos aceites son ligeros y se eliminan fácilmente.
- e) Son más estables térmica y químicamente, que los aromáticos.
- f) Tienen excelente capacidad dieléctrica. [6]

2.5.3 Aceites sintéticos

Tienen características muy superiores a los minerales. Se obtienen a partir de reacciones químicas específicas. Por ello, su calidad no depende de las condiciones del petróleo, y su composición es consistente todo el tiempo. De lo anterior, se desprende que los aceites sintéticos, son lubricantes que se podría decir que están “hechos a la medida”, ya que estos materiales pueden ser modificados de acuerdo a las necesidades de una aplicación en particular. En el caso de los aceites sintéticos para refrigeración, estos materiales se fabrican enfatizando las propiedades de miscibilidad con los refrigerantes, resistencias a bajas y altas temperaturas, excelente poder lubricante, 100 % libres de cera. Existen varios tipos de aceites sintéticos, pero los que mejor resultado dan en refrigeración son los de polialquilenglicol (PAG) y los de poliol éster (POE).

Con la desaparición de algunos CFC's y la aparición de sus sustitutos, es necesario el uso de aceites sintéticos, ya que algunos de estos nuevos refrigerantes como el R-134a, no son miscibles con los aceites nafténicos ni aromáticos. El R-134a inclusive, ha mostrado poca solubilidad con los aceites sintéticos de alquil benceno y ha mostrado buena solubilidad con los lubricantes de éster. El cloro puede reaccionar con el aceite sintético. [6]

2.5.4 Requerimientos del aceite para refrigeración

Un buen aceite para refrigeración debe poseer las siguientes características:

1. Mantener su viscosidad a altas temperaturas.
2. Mantener buena fluidez a bajas temperaturas. Ser miscible con los refrigerantes a altas temperaturas de trabajo.
3. Tener alta capacidad dieléctrica.
4. No tener materia en suspensión ni humedad.
5. No debe tener ácidos corrosivos o compuestos de azufre.
6. No formar depósito de cera (flóculos) a bajas temperaturas.
7. No dejar depósito de carbón al entrar en contacto con superficies calientes.
8. No formar espuma.
9. Ser química y térmicamente estable en presencia de refrigerantes, metales, aislamientos, empaques, oxígeno, humedad y otros contaminantes. [6]

2.6 Carga térmica para refrigeración

Antes de realizar las acciones correspondientes al cálculo de la capacidad del sistema de enfriamiento, es conveniente conocer la cantidad de calor que necesita ser removido por el sistema de refrigeración, en este trabajo esta ganancia de calor se debe a las formas que se abordarán a continuación.

El cálculo de la carga térmica para refrigeración se realiza de la siguiente manera:

- 1.- Cálculo de la transmisión de calor
- 2.- Cálculo de la ganancia de calor debido a infiltración de aire exterior
3. Cálculo de la ganancia de calor debido al producto almacenado.
4. Cálculo de la ganancia de calor debido a cargas suplementarias.

1. Cálculo de la transmisión de calor

La ganancia de calor a través de paredes, piso y techo varía según las siguientes características:

- Material de construcción.
- Área expuesta a diferente temperatura.
- Tipo y espesor del aislante.
- Diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y el ambiente.

La ecuación que define esta transferencia de calor es:

$$q = UA\Delta T \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$R_T = \frac{1}{f_o} + \frac{1}{f_i} + \frac{\Delta x_1}{k_1} + \frac{\Delta x_2}{k_2} + \frac{1}{C_3} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (\text{Ec.2.3})$$

Donde; RT= Resistencia térmica

f_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección interior = $1.65 \frac{\text{Btu}}{(\text{h-ft}^2-\text{°F})}$, para velocidades interiores del aire casi nulas.

f_o = Coeficiente de transferencia de calor por convección exterior = $6.0 \frac{\text{Btu}}{(\text{h-ft}^2-\text{°F})}$, para velocidades exteriores del aire de 24 km/h.

Δx = Espesor de los materiales en pulgadas.

k_1 y k_2 = Son las conductividades térmicas de los materiales en $\text{Btu} - \text{plg}/ (\text{h} - \text{ft}^2 - \text{°F})$

C_3 = Conductancia térmica del material en $\frac{\text{Btu}}{\text{h-ft}^2-\text{°F}}$

U = Coeficiente total de transferencia de calor en $\text{Btu}/(\text{h} - \text{ft}^2 - \text{°F}) = R_T^{-1}$

A = Área que transmite calor en ft^2 .

ΔT = Diferencial de temperatura en °F .

2. Infiltración de aire exterior

Cualquier cantidad de aire que penetre en el espacio refrigerado debe reducirse a la temperatura de almacenamiento, aumentando de este modo la carga de refrigeración. Además, en este caso de que el contenido de humedad del aire que ha penetrado, sea superior que el existente en el espacio refrigerado, el exceso de humedad se condensará y el calor latente de la condensación se añadirá a la carga de refrigeración.

Infiltración= Vol. Total x factor de conversión (Ec. 2.4)

Donde el volumen debe estar calculado en m^3 , el factor de conversión es 0.6 para convertir a PCM.

Para realizar labores de regulación de la temperatura en una cámara de refrigeración existen dispositivos que se encargan de ello, los cuales se mencionan a continuación.

2.7 Controladores

2.7.1 Acciones de los diferentes tipos de controladores

Llamando acción al efecto producido que se obtiene al aplicar parámetros de control se tienen las siguientes:

Acción de control proporcional. Para un controlador con acción de control proporcional, la relación entre la salida del controlador $u(t)$ y la señal de error $e(t)$ es:

$$u(t) = K_p e(t) \tag{2.5}$$

O bien, en cantidades transformadas por el método de Laplace,

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \tag{2.6}$$

En donde K_p se considera la ganancia proporcional la cual se ve reflejada en el tiempo para alcanzar el valor deseado.

Acción de control integral. En un controlador con acción de control integral, el valor de la salida del controlador $u(t)$ se cambia a una razón proporcional a la señal de error $e(t)$. Es decir,

$$\frac{du(t)}{dt} = K_i e(t) \quad (2.7)$$

O bien

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \quad (2.8)$$

En donde K_i es una constante ajustable. La función de transferencia del controlador integral es:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \quad (2.9)$$

Si se duplica el valor de $e(t)$, el valor de $u(t)$ varía dos veces mas rápido. Para un error de cero, el valor de $u(t)$ permanece estacionario. En ocasiones la acción de control integral se denomina de reajuste (reset). Se ve reflejada en el sobrepaso sobre el valor deseado.

Acción de control proporcional-integral. La acción de control de un controlador proporcional-integral (PI) se define mediante:

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad (2.10)$$

O la función de transferencia del controlador es:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (2.11)$$

Tanto K_p como T_i son ajustables. El tiempo integral ajusta la acción de control integral, mientras que un cambio en el valor de K_p afecta las partes integral y proporcional de la acción de control. El inverso del tiempo integral T_i se denomina velocidad de reajuste. La velocidad de reajuste es la cantidad de veces por minuto que se duplica la parte proporcional de la acción de control. La velocidad de reajuste se mide en términos de las repeticiones por minuto.

Acción de control proporcional-derivativa. La acción de control de un controlador proporcional-derivativa (PD) se define mediante:

$$u(t) = K_p e(t) + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.12)$$

Y la función de transferencia es:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p(1 + T_d s) \quad (2.13)$$

Tanto K_p como T_d son ajustables. La acción de control derivativa en ocasiones denominada control de velocidad, ocurre donde la magnitud de la salida del controlador es proporcional a la velocidad de cambio de la señal de error. El tiempo derivativo T_d es el intervalo de tiempo durante el cual la acción de la velocidad hace avanzar el efecto de la acción de control proporcional.

Acción de control proporcional-integral-derivativa. La combinación de una acción de control proporcional, una acción de control integral y una acción de control derivativa se denomina acción de control proporcional-integral-derivativa (PID). Esta acción combinada tiene las ventajas de cada una de las tres acciones de control individuales. La ecuación de un controlador con esta acción combinada se obtiene mediante:

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.14)$$

O la función de transferencia es: [7]

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (2.15)$$

2.7.2 Controladores Lógicos Programables

Los Controladores Lógicos Programables (PLC's), son equipos electrónicos altamente sofisticados, capaces de ejecutar algoritmos lógico-matemáticos a gran velocidad, en forma totalmente confiable, las 24 hrs del día, hecho que los ha llevado a ser el elemento fundamental de control en toda instalación de automatización industrial.

Los PLC's toman información del "campo" a través de sensores, conectados a sus bornes de entrada, y actúan en el mismo por medio de actuadores (motores, electroválvulas, etc.), conectados a sus bornes de salida.

Existen en el mercado los más variados tipos y tamaños de PLC's, desde los llamados "micro" o "nano" de 10 entradas/salidas (E/S), hasta los grandes sistemas de más de 3000 E/S. [8]

Actualmente, los PLC's no sólo controlan la lógica de funcionamiento de máquinas, plantas y procesos industriales, sino que también pueden realizar operaciones aritméticas, manejar señales analógicas para realizar estrategias de control, tales como controladores PID (Proporcional Integral y Derivativo). [9]

Las funciones en un sistema de control de temperatura también son responsables de dispositivos tales como termopares y relevadores los cuales obtienen la señal del medio y realizan la acción sobre este respectivamente.

2.8 Termopar

Un termopar es un dispositivo formado por la unión de dos metales distintos que produce un voltaje (efecto Seebeck), que es función de la diferencia de temperatura entre uno de los extremos denominado "punto caliente" o unión caliente o de medida y el otro denominado "punto frío" o unión fría o de referencia. [10]

2.8.1 Tipos de termopares

Tipo K (Ni-Cr / Ni-Al): Con una amplia variedad de aplicaciones, está disponible a un bajo costo y en una variedad de sondas. Tienen un rango de temperatura de -200°C a $+1.372^{\circ}\text{C}$ y una sensibilidad $41\text{mV}/^{\circ}\text{C}$ aprox. Posee buena resistencia a la oxidación.

Tipo E (Ni-Cr / Cu-Ni): No son magnéticos y gracias a su sensibilidad, son ideales para el uso en bajas temperaturas, en el ámbito criogénico. Tienen una sensibilidad de $68\text{mV}/^{\circ}\text{C}$.

Tipo J (Fe / Cu-Ni): Debido a su limitado rango, el tipo J es menos popular que el K. Son ideales para usar en viejos equipos que no aceptan el uso de termopares más modernos. El tipo J no puede usarse a temperaturas superiores a 760°C ya que una abrupta transformación magnética causa una descalibración permanente. Tienen un rango de -40°C a $+750^{\circ}\text{C}$ y una sensibilidad de $52\text{mV}/^{\circ}\text{C}$. Es afectado por la corrosión.

Tipo N (Ni-Cr-Si / Ni-Si): Es adecuado para mediciones de alta temperatura gracias a su elevada estabilidad y resistencia a la oxidación de altas temperaturas, y no necesita del platino utilizado en los tipos B, R y S que son más caros.

Por otro lado, los termopares tipo B, R y S son los más estables, pero debido a su baja sensibilidad ($10\text{mV}/^{\circ}\text{C}$ aprox.) generalmente son usados para medir altas temperaturas (superiores a 300°C).

Tipo B (Pt-Rh / Pt-Rh): Adecuados para la medición de altas temperaturas superiores a 1.800°C . Los tipos B presentan el mismo resultado a 0°C y 42°C debido a su curva de temperatura/voltaje, limitando así su uso a temperaturas por encima de 50°C .

Tipo R (Pt-Rh / Pt): Adecuados para la medición de temperaturas de hasta 1.300°C . Tienen baja sensibilidad ($10\text{mV}/^{\circ}\text{C}$) y elevado precio.

Tipo S (Pt-Rh / Pt): Ideales para mediciones de altas temperaturas hasta los 1.300°C , pero su baja sensibilidad ($10\text{mV}/^{\circ}\text{C}$) y su elevado precio lo convierten en un instrumento no adecuado para el uso general. Debido a su elevada estabilidad, el tipo S es utilizado para la calibración universal del punto de fusión del oro ($1064,43^{\circ}\text{C}$).

Tipo T (Cu / Cu-Ni): Temperatura máxima limitada por la oxidación del cobre por encima de 371° C, tiene una elevada resistencia a la corrosión por humedad atmosférica o condensación y puede utilizarse en atmósferas oxidantes o reductoras.

Los termopares con una baja sensibilidad, como en el caso de los tipos B, R y S, tienen además una resolución menor. La selección de termopares es importante para asegurarse que cubren el rango de temperaturas a determinar. [10]

2.9 Relevadores

2.9.1 Definición de relevador

El relé o relevador, es un dispositivo electromecánico. Funciona como un interruptor controlado por un circuito eléctrico en el que, por medio de una bobina y un electroimán, se acciona un juego de uno o varios contactos que permiten abrir o cerrar otros circuitos eléctricos independientes. Ver figura 2.9

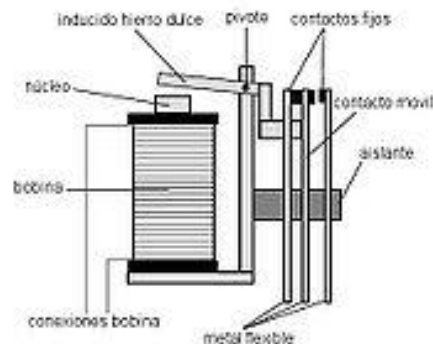


Fig. 2.9 Relé o relevador.

2.9.2 El relé de estado sólido

Se llama relé de estado sólido a un circuito híbrido, normalmente compuesto por un optoacoplador que aísla la entrada, un circuito de disparo, que detecta el paso por cero de la corriente de línea y un triac o dispositivo similar que actúa de interruptor de potencia. Su nombre se debe a la similitud que presenta con un relé electromecánico; este dispositivo es usado generalmente para aplicaciones donde se presenta un uso continuo de los contactos del relé que en comparación con un relé convencional generaría un serio desgaste mecánico, además de poder conmutar altos amperajes que en el caso del relé electromecánico destruirían en poco tiempo los contactos. Estos relés permiten una velocidad de conmutación muy superior a la de los relés electromecánicos. Ver figura 2.10



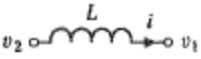



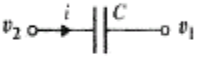


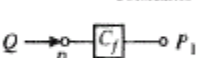

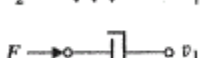
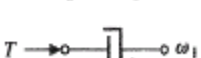
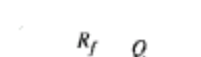
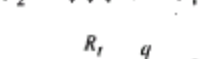
Fig. 2.10 Imagen de relés de estado sólido.

En el análisis de un sistema como el de una cámara de refrigeración, es útil desarrollar modelos matemáticos con los cuales se puede representar su dinámica de manera aproximada, por lo que de ellos se argumenta a continuación.

2.10 Modelos matemáticos de los sistemas

Se utilizan modelos matemáticos cuantitativos de sistemas físicos para diseñar y analizar sistemas de control. La conducta dinámica se describe generalmente mediante ecuaciones diferenciales ordinarias. Ver tabla 2.4. [11]

Tabla 2.4.-Resumen de ecuaciones diferenciales que describen a elementos ideales.

Tipo de elemento	Elemento físico	Ecuación descriptiva	Energía E o potencia \mathcal{P}	Símbolo
Almacenamiento inductivo	Inductancia eléctrica	$v_{21} = L \frac{di}{dt}$	$E = \frac{1}{2} Li^2$	
	Resorte traslacional	$v_{21} = \frac{1}{k} \frac{dF}{dt}$	$E = \frac{1}{2} \frac{F^2}{k}$	
	Resorte rotacional	$\omega_{21} = \frac{1}{k} \frac{dT}{dt}$	$E = \frac{1}{2} \frac{T^2}{k}$	
	Inercia del fluido	$P_{21} = I \frac{dQ}{dt}$	$E = \frac{1}{2} IQ^2$	
Almacenamiento capacitivo	Capacitancia eléctrica	$i = C \frac{dv_{21}}{dt}$	$E = \frac{1}{2} Cv_{21}^2$	
	Masa trasnacional	$F = M \frac{dv_2}{dt}$	$E = \frac{1}{2} Mv_2^2$	
	Masa rotacional	$T = J \frac{d\omega_2}{dt}$	$E = \frac{1}{2} J\omega_2^2$	
	Capacitancia del fluido	$Q = C_f \frac{dP_{21}}{dt}$	$E = \frac{1}{2} C_f P_{21}^2$	
	Capacitancia térmica	$q = C_t \frac{d\mathcal{T}_2}{dt}$	$E = C_t \mathcal{T}_2$	
	Disipadores de energía	Resistencia eléctrica	$i = \frac{1}{R} v_{21}$	$\mathcal{P} = \frac{1}{R} v_{21}^2$
Amortiguador traslacional		$F = bv_{21}$	$\mathcal{P} = bv_{21}^2$	
Amortiguador rotacional		$T = b\omega_{21}$	$\mathcal{P} = b\omega_{21}^2$	
Resistencia del fluido		$Q = \frac{1}{R_f} P_{21}$	$\mathcal{P} = \frac{1}{R_f} P_{21}^2$	
Resistencia térmica		$q = \frac{1}{R} \mathcal{T}_{21}$	$\mathcal{P} = \frac{1}{R} \mathcal{T}_{21}$	

Para el modelado de un sistema térmico es necesario auxiliarse de la ecuación de la primera ley de la termodinámica, en donde:

$$Q_{neto} (\text{calor neto}) = \sum \text{calor que entra} - \sum \text{calor que sale} \quad [2] \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Una vez que se ha conocido el modelo que representa al sistema se pueden utilizar técnicas de simulación mediante software que proporcione herramientas para analizar los sistemas de control, tal es el caso del siguiente herramienta virtual.

2.11 Simulink

Simulink es un entorno de programación visual, que funciona sobre el entorno de programación Matlab.

Simulink viene a ser una herramienta de simulación de modelos o sistemas, con cierto grado de abstracción de los fenómenos físicos involucrados en los mismos. Se hace hincapié en el análisis de sucesos, a través de la concepción de sistemas (cajas negras que realizan alguna operación).

Se emplea arduamente en Ingeniería Electrónica en temas relacionados con el procesamiento digital de señales (DSP), involucrando temas específicos de ingeniería biomédica, telecomunicaciones, entre otros. También es muy utilizado en Ingeniería de Control y Robótica. [12]

CAPÍTULO III

Desarrollo de actividades

CAPÍTULO III. Desarrollo de actividades

En este capítulo se presentan las actividades realizadas durante la estancia en el CENAM. Se realizan cálculos para conocer las capacidades del compresor de la cámara de refrigeración, se presentan propuestas de dispositivos para el control de temperatura en la misma.

3.1 Dimensionamiento de la cámara de refrigeración

La primer tarea consistió en dimensionar un refrigerador que se ha dado de baja del cenam y que se diseño para el desarrollo de este proyecto con el que se pretende manipular la temperatura en su interior, por lo que es necesario conocer las dimensiones que tendrán uso en los cálculos posteriores de carga térmica, que a su vez servirán para conocer las capacidades del compresor.

Es importante conocer las dimensiones del refrigerador para atender detalles en el diseño de la cámara de temperatura controlada. Ver figura 3.1.

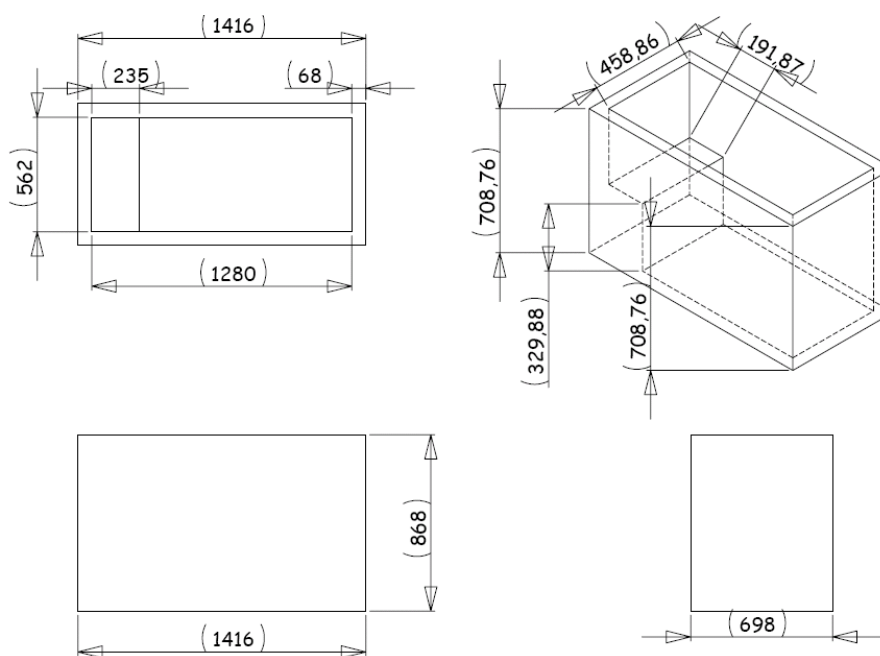


Fig.3.1 Dimensiones en mm del congelador marca Gibson Chest Freezer mod. GFC18M4AW0.

3.2 Cálculo de la carga térmica para alcanzar una temperatura de -10°C (14°F), en el interior de la cámara de refrigeración.

Dicha carga térmica servirá para el cálculo de la capacidad del compresor para alcanzar esta temperatura propuesta, en este caso solo se considerará la ganancia de calor provocada por la transmisión de calor y

la infiltración del aire exterior debido a las condiciones ambientales en las que se desea trabajar con la cámara de refrigeración, por lo que estas condiciones se presentan a continuación.

Condiciones iniciales:

Localización: Carretera a los Cués km 4.5, Municipio El Marqués, Querétaro; CENAM (1912 m.s.n.m.).

Temperatura de bulbo seco (TBS dentro de un espacio acondicionado)= 21°C \cong 70°F.

Humedad relativa (ϕ): 50%.

Paredes: 1/2 pulgada de aislante de espuma de poliuretano.

Techo: 3/4 de pulgadas de aislante de espuma de poliuretano.

Piso: 1 pulgada de aislante de espuma de poliuretano.

Equipo: 1 Ventilador dentro del congelador de 18 watts (ventilador propuesto), con la finalidad de mejorar la homogeneidad de la temperatura en el interior de la cámara de refrigeración. Ver figura 3.2.

Las especificaciones técnicas del ventilador se muestran en la tabla 3.1 [13]



Figura 3.2.- Ventilador axial compacto modelo 6224 N.

Tabla 3.1.- Especificaciones del ventilador axial compacto modelo 6224 N.

Ventiladores Axiales compactos										
MODELO	Diámetro Hélice (mm)	Medida Externa (mm)	Flujo de Aire	Alimentación Volt / Fase / Hz	Potencia (Watts)	Consumo Amperes	Velocidad RPM	Caudal Aire (m ³ / h)	Nivel Ruido dB	CÓDIGO ANTARTIC
6224 N	162	172 x 51	V	24 V DC	18	0,08	3400	410	55	5000EB-500

Las condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa) fueron monitoreadas con el sensor de temperatura vaisala mod. HM34C, el cual posee las siguientes especificaciones:

Medidor de humedad relativa y temperatura mod. HM34C, precisa y estable (Ver figura 3.3). La “C” en el modelo indica °C. La sonda se retrae dentro de los instrumentos. Posee la función de retención de lectura, apagado automático.

Rango de funcionamiento: -20 a +60 °C

Precisión a 20°C: ±1% referencia de fábrica contra ±2% referencia de campo (0-90%RH).

Dimensiones: 160x57mm incluyendo la sonda. [14]



Figura 3.3.- Medidor de humedad relativa y temperatura mod. HM34C.

3.2.1 Cálculo de la transmisión de calor.

La transmisión de calor es una de las principales fuentes de ganancia de carga térmica dada a través de paredes, piso y techo, por lo que las siguientes ecuaciones son útiles para el cálculo de la transmisión de calor.

Para este cálculo tomamos las ecuaciones para la transferencia de calor (2.1, 2.2, 2.3)

$$q = UA\Delta T \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$R_T = \frac{1}{f_o} + \frac{1}{f_i} + \frac{\Delta x_1}{k_1} + \frac{\Delta x_2}{k_2} + \frac{1}{c_3} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Las siguientes ilustraciones (Figuras 3.4 y 3.5), son útiles para el cálculo de la superficie de transferencia de calor (área sombreada de color rojo):

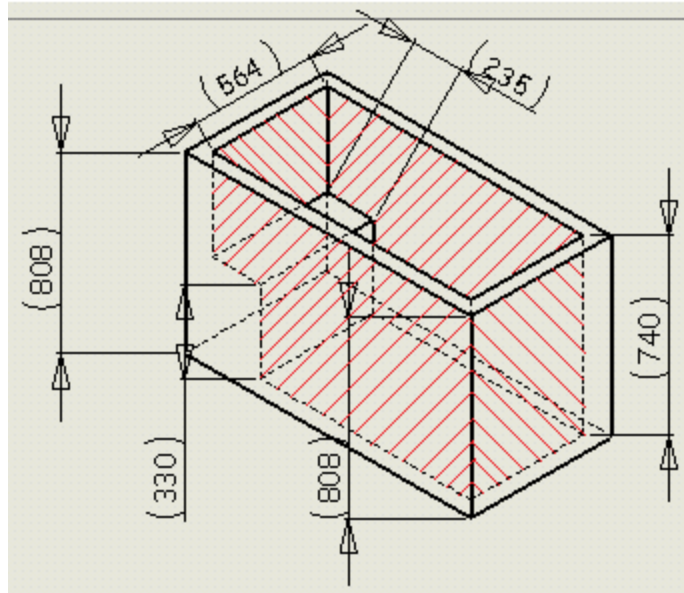


Figura 3.4.-Superficie de transferencia de calor en las paredes de la cámara de refrigeración Gibson Chest Freezer mod. GFC18M4AW0 disponible para la realización de los objetivos (Dimensiones en mm).

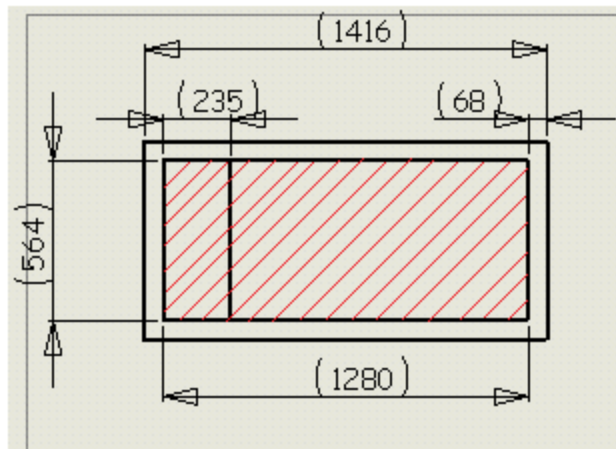


Figura 3.5.- Vista superior de la cámara de refrigeración Gibson Chest Freezer mod. GFC18M4AW0. (Dimensiones en mm).

Los siguientes incisos corresponden al cálculo de la transferencia de calor a través de:

a) Paredes:

De la ecuación 3.2:

$$R_T = \frac{1}{6} + \frac{0.5}{0.17}$$

$$R_T = 3.1078 \frac{ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F}{Btu}$$

$$U = 0.3217 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Área de transferencia de calor:

$$A = (3.4284ft \times 2.4278ft \times 2) + (0.7709ft \times 1.3451ft \times 2) + (1.8503ft \times 2.4278ft \times 2)$$

$$A = 27.7051 \cong 28 ft^2$$

$$\Delta T = (70^\circ F - 14^\circ F) = 56^\circ F$$

$$\dot{q}_a = \left(0.3217 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right) (28ft^2)(56^\circ F) \left(\frac{24h}{1dia} \right)$$

$$\dot{q}_a = \mathbf{12106.2144} \frac{Btu}{dia}$$

b) Techo

$$R_T = \frac{1}{6} + \frac{0.75}{0.17}$$

$$R_T = 4.5784$$

$$U = 0.2184 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Área:

$$A = (4.1994ft \times 1.8503ft) = 7.7701 ft^2$$

$$\Delta T = 56^\circ F$$

$$\dot{q}_b = \left(0.2184 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right) (7.7701ft^2)(56^\circ F) \left(\frac{24h}{1dia} \right)$$

$$\dot{q}_b = \mathbf{2280.7543} \frac{Btu}{dia}$$

c) Piso:

$$R_T = \frac{1}{6} + \frac{1}{0.17}$$

$$R_T = 6.0490 \frac{\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$$

$$U = 0.1653 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Área:

$$A = (4.1994 \text{ft} \times 1.8503 \text{ft}) = 7.7701 \text{ft}^2$$

$$\Delta T = 56^\circ\text{F}$$

$$\dot{q}_c = \left(0.1653 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \right) (7.7701 \text{ft}^2) (56^\circ\text{F}) \left(\frac{24 \text{h}}{1 \text{dia}} \right)$$

$$\dot{q}_c = 1726.2302 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}}$$

$$\dot{q}_I = \dot{q}_a + \dot{q}_b + \dot{q}_c \tag{Ec. 3.1}$$

$$\dot{q}_I = 16113.1989 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}}$$

3.2.2 Cálculo de la ganancia de calor debido a la infiltración del aire exterior.

Los siguientes cálculos son realizados en base a la carta psicrométrica bajo condiciones estándar (Anexo 1):

$$T_{bs} = 70^\circ\text{F} \text{ y } \phi = 50\% \therefore W = 0.0078192 \frac{\text{Lb H}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}} = 54.7344 \frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}}$$

$$T_{bs} = 14^\circ\text{F} \text{ y } \phi = 100\% \therefore W = 0.0016065 \frac{\text{Lb H}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}} = 11.2455 \frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}}$$

Donde;

T_{bs} es la temperatura de bulbo seco en $^\circ\text{F}$, ϕ es la humedad relativa, W es la humedad específica.

Como la altura del CENAM es 1912 m.s.n.m. (6272.96 ft) se hace una extrapolación con la tabla 3.2 para encontrar los valores correspondientes de ajuste para la humedad específica a esa altitud.

Tabla 3.2.- Correcciones aditivas para W cuando la presión barométrica difiere de la estándar, la tabla siguiente es tomada de la carta psicrométrica de Carrier Corporation. [15 y 16]

TBH	Altura Aproximada en pies (ft)	
	4800	5900
(°F)	$\Delta w's$	$\Delta w's$
14	2.26	2.82
58	14.7	18.4

4800.....14.7
 6272.96..... $\Delta w's_1=19.6545$
 5900.....18.4

4800.....2.26
 6272.96..... $\Delta w's_2=3.0098$
 5900.....2.82

Cálculo de la humedad específica.

$$W_{S_c} = W_{S_{SNM}} + \Delta W_S \quad (\text{Ec. 3.2})$$

$$\Delta W_S = \Delta W_S' \left(1 - 0.01 \frac{TBS - TBH}{24} \right) \quad (\text{Ec. 3.3})$$

A partir de la Ec. 3.2 obtenemos los ajustes para las humedades específicas inicial y final (para las condiciones del CENAM):

$$\Delta W_{S1} = 19.6545 \left(1 - 0.01 \frac{70 - 58}{24} \right) = 19.5562 \frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}}$$

$$\Delta W_{S2} = 3.0098 \left(1 - 0.01 \frac{14 - 14}{24} \right) = 3.0098 \frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}}$$

Sustituyendo obtenemos las humedades inicial y final corregidas (modificaciones debidas a altitudes distintas al nivel del mar):

$$W_{SC1} = 54.7444 + 19.5562 = 74.3006 \frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}}$$

$$W_{SC2} = 11.2455 + 3.0098 = 14.2553 \frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}}$$

Se realiza una diferencia entre las humedades inicial y final (corregidas), para encontrar la humedad específica resultante:

$$\Delta W_{Sc} = W_{SC1} - W_{SC2} = 60.0453 \frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{Lbm a.s.}} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Aire exterior sensible. [6]

Infiltración (tomando un factor de 0.6 para uso prolongado).

Tomando la ec. 2.4 tenemos:

$$\text{Infiltración} = \text{Vol. Total} \times \text{factor de uso} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$\text{Infiltración} = .4985\text{m}^3 \times 0.6 = 0.2991 \text{ PCM}$$

1.- Calor sensible exterior:

$$Q_s = \text{PCM total} \times f_s(\text{Tabla 3.3}) \times \Delta T(^{\circ}\text{F}) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Tabla 3.3.- Factor sensible (f_s) a diferentes alturas.

Altura en metros	Factor sensible (f_s)
1500 m	0.91
1912 m	$f_s = 0.8688$
2000m	0.86

Por tanto encontramos que:

$$Q_s = 0.2991 \times 0.8688 \times 56 = 14.5520 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 349.2492 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}}$$

2.-Calor latente exterior:

$$Q_L = PCM \text{ total} \times 0.7 \times \Delta W_S \left(\frac{\text{Granos de vapor}}{\text{Lbm de aire seco}} \right) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

$$Q_L = 0.2991 \times 0.7 \times 60.0453 = 12.5716 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 301.7184 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}}$$

Calor sensible generado por aparato: [17]

$$\text{Ventilador de 18 watts: } 18 \text{ W} \left(\frac{3.413 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{1 \text{ W}} \right) = 61.434 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 1474.416 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}}$$

$$\dot{q}_{II} = \dot{q}_S + \dot{q}_L \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$\dot{q}_S = 349.2492 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}} + 1474.416 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}} = 1823.6652 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}}$$

$$\dot{q}_L = 301.7184 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}}$$

$$\dot{q}_{II} = 2125.3836 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}}$$

$$\dot{q}_T = \dot{q}_I + \dot{q}_{II} = 16113.1989 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}} + 2125.3836 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}} = 18238.5825 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

$$\dot{q}_T = 18238.5825 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}} \left(\frac{1.055056 \text{ KJ}}{1 \text{ Btu}} \right) = 19242.7259 \frac{\text{KJ}}{\text{dia}}$$

Aplicando un factor de seguridad de 1.5 debido a variaciones en las consideraciones sobre el espesor del aislante, se tiene que:

$$\dot{q}_T = 19242.7259 \frac{\text{KJ}}{\text{dia}} (1.5) = 28864.0888 \frac{\text{KJ}}{\text{dia}}$$

3.3 Comparación entre las relaciones de compresión para los refrigerantes R12 Y R502 (Valores obtenidos con el software EES "Engineering Equation Solver"). Ver tabla 3.4.

Tabla 3.4.- Comparación de las relaciones de compresión del R12 y R502.

REFRIGERANTE	PRESIÓN DE DESCARGA (PD)	PRESIÓN DE SUCCIÓN (PS)	RELACIÓN DE COMPRESIÓN (PD/PS)
R12	21.6918 bar	2.1909 bar	9.9
R502	25.85 bar	4.142 bar	6.2

3.4 Cálculo de entalpías en los cuatro puntos mostrados (figura 3.6), en base a las presiones para el refrigerante 12 con ayuda del diagrama de mollier (Anexo 2):

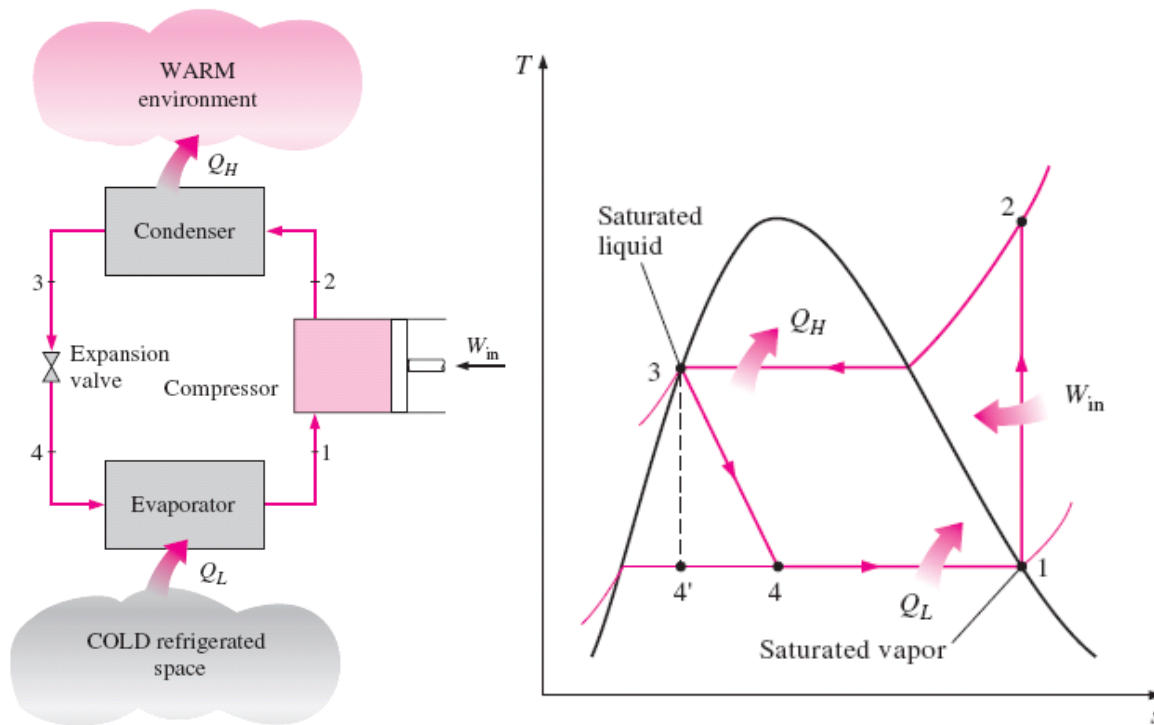


Figura 3.6.- Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. [2]

$$h_1 = 565 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_2 = 610 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_3 = 495 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h4 = 495 \frac{KJ}{Kg}$$

Haciendo un balance de energía en el evaporador: [2]

$$\dot{q}_{Evap.} = \dot{m} \Delta h = \dot{m} (h1 - h4) \quad (\text{Ec. 3.9})$$

$$\dot{q}_{Evap.} = \dot{q}_T \quad (\text{Ec. 3.10})$$

$$28864.0888 \frac{KJ}{dia} = \dot{m} (h1 - h4)$$

Despejando el flujo másico:

$$\dot{m} = 412.3441 \frac{kg}{dia} = 17.1810 \frac{kg}{h}$$

Con esto encontramos la potencia de entrada del compresor que es necesaria para que el sistema funcione adecuadamente con las condiciones necesarias para alcanzar una temperatura mínima de (-10° C).

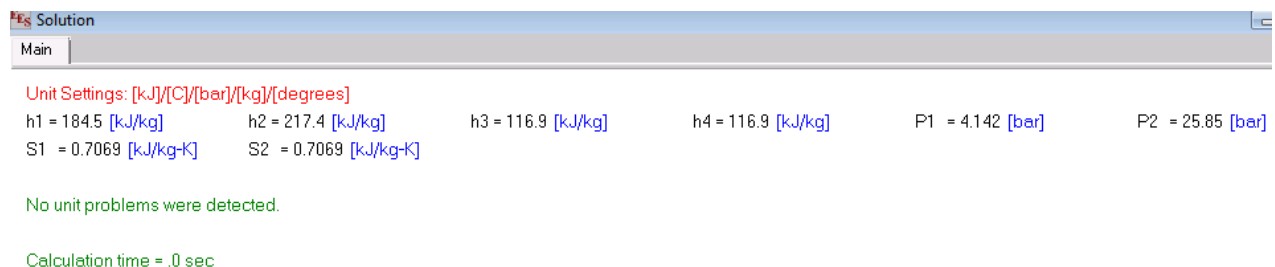
$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m} (h2 - h1) \quad (\text{Ec. 3.11})$$

$$\dot{W}_{compresor} = 773.1450 \frac{KJ}{h}$$

$$\dot{W}_{compresor} = 0.2147 \frac{KJ}{s} = 0.2147 Kw = \mathbf{0.2879 HP} \cong \frac{1}{3} HP$$

3.5 Cálculo de entalpías, en base a las presiones para el refrigerante 502 con ayuda del programa EES (Engineering Equation Solver).

El EES es un programa muy confiable, que se utiliza en termodinámica para el cálculo de variables térmicas a partir de datos conocidos por lo que se utiliza en seguida para el cálculo de entalpías.



Con esto se encuentra los valores del flujo másico del R502 de igual forma que para el R12:

$$28864.0888 \frac{KJ}{dia} = \dot{m} (h1 - h4)$$

$$\dot{m} = 426.9835 \frac{kg}{dia} = 17.7909 \frac{kg}{h}$$

Entonces la potencia de entrada del compresor para trabajar con refrigerante R502 sería:

Tomando la ec.3.11 y sustituyendo los valores de las entalpías para el refrigerante R502 se tiene:

$$\dot{W}_{compresor} = 585.3206 \frac{KJ}{h}$$

$$\dot{W}_{compresor} = 0.1625 \frac{KJ}{s} = 0.1625 Kw = \mathbf{0.2180 HP} \cong \frac{1}{4} HP$$

En la tabla 3.5, se muestra la comparación de potencia, así como la relación de compresión calculadas con los dos refrigerantes citados anteriormente.

Tabla 3.5.-Tabla comparativa de los dos compresores requeridos para los tipos de refrigerante propuestos que son adecuados para baja temperatura.

REFRIGERANTE	RELACIÓN DE COMPRESIÓN	POTENCIA CALCULADA
R12	9.9	0.2879 HP
R502	6.2	0.2180 HP

Se observa en la tabla 3.5, que la potencia necesaria para trabajar con R12 es mayor que la necesaria al trabajar con R502, además la relación de compresión decrece con el uso del refrigerante R502.

3.6 Diseño conceptual sobre las modificaciones a la cámara de refrigeración.

En las figuras 3.7 y 3.8, se muestra la ubicación del ventilador en el refrigerador, así como la posición en la cual se pretende trabajar para medición de vibración.

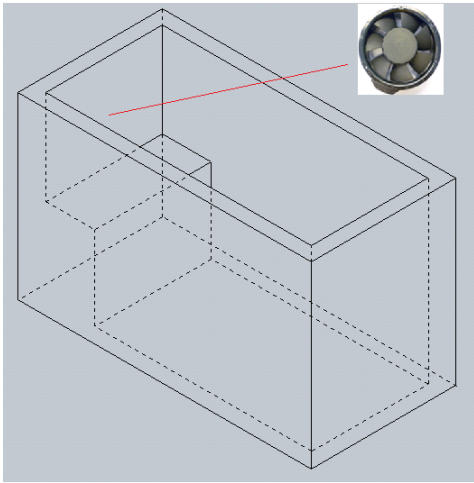


Figura 3.7.- Ubicación del ventilador.

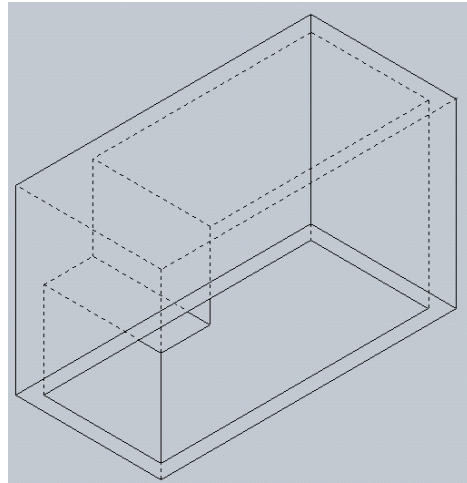
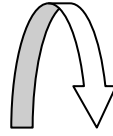


Figura 3.8.- Posición de trabajo requerida.

Para los fines con los que se desean realizar las pruebas de vibración a temperatura controlada es necesario girar la cámara de refrigeración para ello hay que tomar las siguientes consideraciones:

1. Que el compresor se encuentre en la siguiente posición para garantizar un funcionamiento adecuado:



Figura 3.9.- Posición de trabajo normal del compresor.


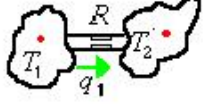
2. Si el compresor trabaja en la posición inversa(giro de 180°) el aceite del cárter se trasladaría a la cámara de compresión:



Figura 3.10.- Posición de trabajo incorrecta.

3.7 Modelado matemático de la cámara de temperatura. Ver ecuaciones de modelado en tabla 3.6

Tabla 3.6.- Elementos básicos del modelado de sistemas térmicos. [18]

TIPO DE ELEMENTO	ELEMENTO FÍSICO	ECUACIÓN	SÍMBOLO
CAPACITANCIA	Capacitancia térmica	$Q = C_r \frac{dT}{dt}$	
RESISTENCIA	Resistencia térmica	$Q = \frac{1}{R_r} T_{21}$	

Para realizar el modelado del sistema de la cámara de refrigeración se parte de la ecuación 2.16, en donde:

$$Q_{neto} (\text{calor neto}) = \sum \text{calor que entra} - \sum \text{calor que sale} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

En base a la figura 3.11 que representa el sistema de la cámara de temperatura, la ecuación 2.16 se transforma en:

$$Q_{neto} = Q_2 - Q_1 \quad (\text{Ver figura 3.11}) \quad (\text{Ec. 3.12})$$

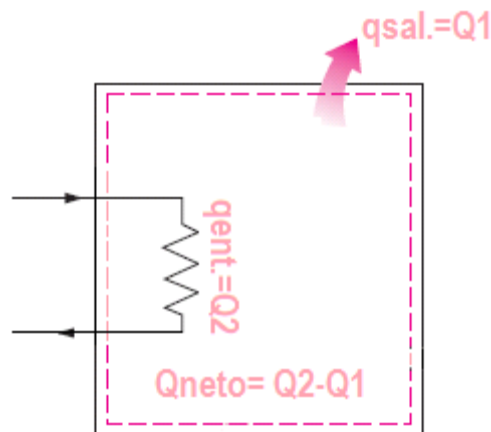


Figura 3.11.-Representación del sistema de la cámara de temperatura.

Sustituyendo las ecuaciones de modelado de la tabla 3.6 para el sistema de la cámara de temperatura en la ecuación 3.12, se tiene:

$$C_T \frac{dT_2}{dt} = Q_2(t) - Q_1(t) \quad (\text{Ec. 3.13})$$

$$C_T \frac{dT_2}{dt} = Q_2(t) - \frac{T_2 - T_1}{R_T} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Aplicando la transformada de Laplace:

$$T_2(s) \left[C_T s + \frac{1}{R_T} \right] = Q_2(s) + \frac{T_1}{s} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Como T_1 es una perturbación (entendiendo como perturbación a la señal que tiende a afectar negativamente el valor de la salida de un proceso) entonces el sistema o diagrama de la planta queda de la siguiente manera (figura 3.12):

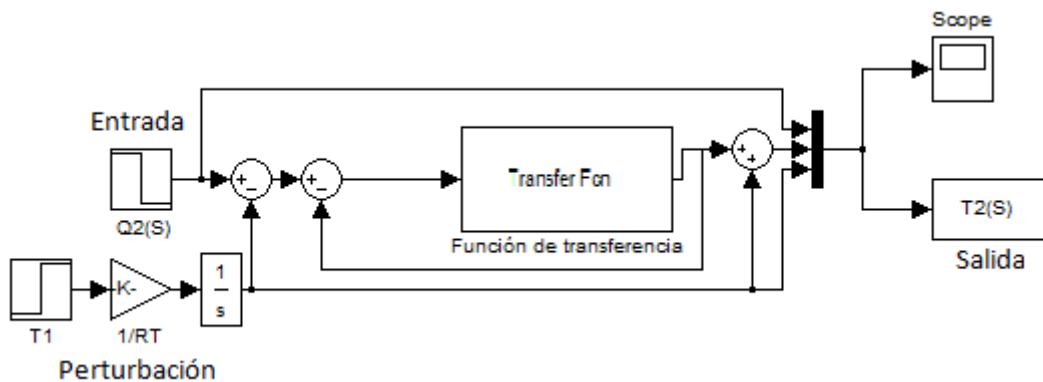


Figura 3.12.- Diagrama de las señales de entrada y salida de la planta

La respuesta se puede visualizar de la siguiente manera (Ver figura 3.13):

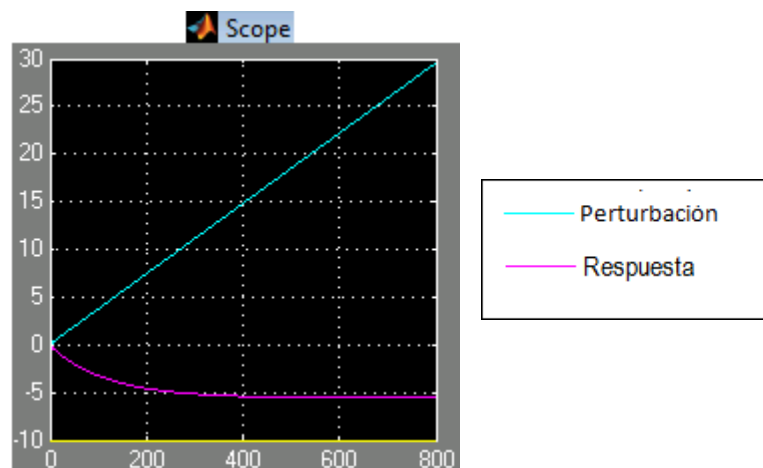


Figura 3.13.- Respuesta en lazo cerrado.

Por lo que la función de transferencia es la siguiente:

$$\frac{T_2(s)}{Q_2(s)} = \frac{1}{C_T s + \frac{1}{R_T}} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Encontrando las constantes se tiene que:

$$C_T = (\text{Densidad del aire "Anexo 3"}) (\text{Volumen}) (\text{Calor especifico}) = \rho V C_e \quad (\text{Ec. 3.17})$$

$$C_T = \left(1.0076 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (0.4904 \text{ m}^3) \left(240 \frac{\text{cal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}\right) = 118.5904 \frac{\text{cal}}{^\circ\text{C}}$$

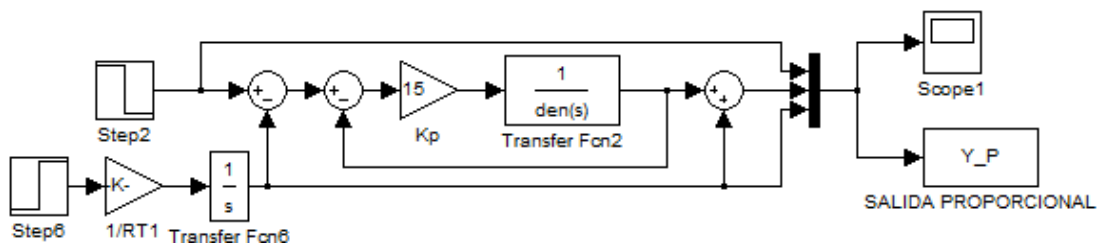
$$K = \frac{kA}{\Delta x} = \frac{(5.5555 \times 10^{-6} \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{seg} \cdot ^\circ\text{C}}) (4.0178 \text{ m}^2)}{0.0127 \text{ m}} = 1.7575 \times 10^{-3} \frac{\text{kcal}}{\text{seg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

$$R_T = \frac{1}{K} = 568.973 \frac{\text{seg} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Sustituyendo los valores de las constantes, la función de transferencia queda de la sig. manera:

$$\frac{T_2(s)}{Q_2(s)} = \frac{1}{118.6904 s + 0.0017575}$$

A partir de la función de transferencia se encuentran los parámetros del controlador ajustando los valores de las ganancias, por ejemplo mediante simulación (ver figura 3.14) o experimentalmente, una vez que se tenga implementado el sistema de control, tomando en cuenta los requerimientos específicos que se deseen.



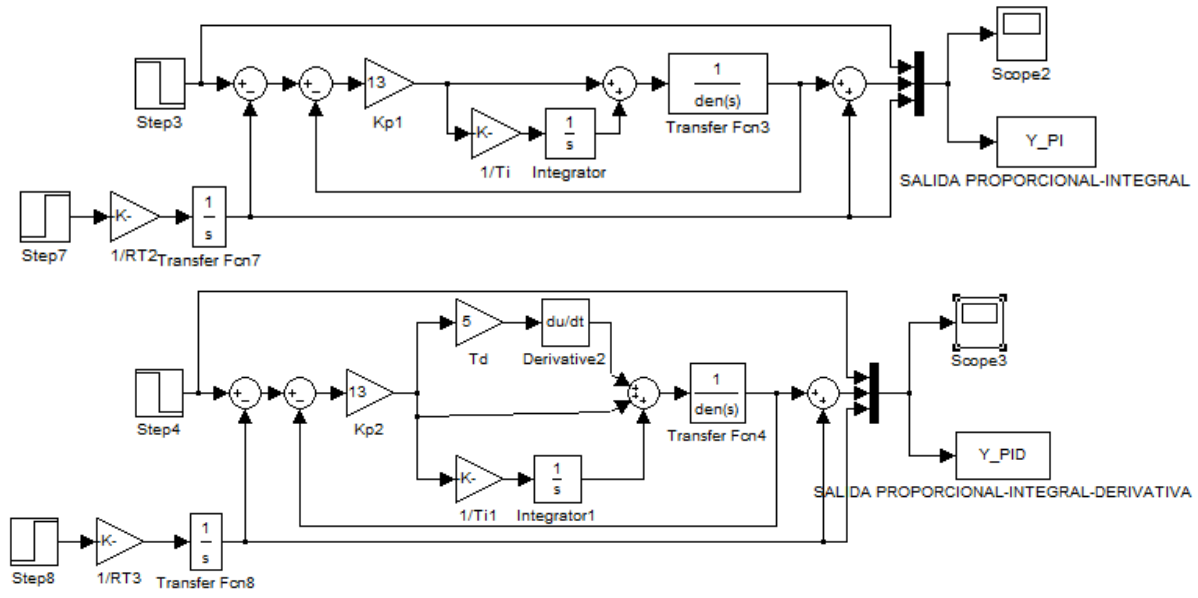
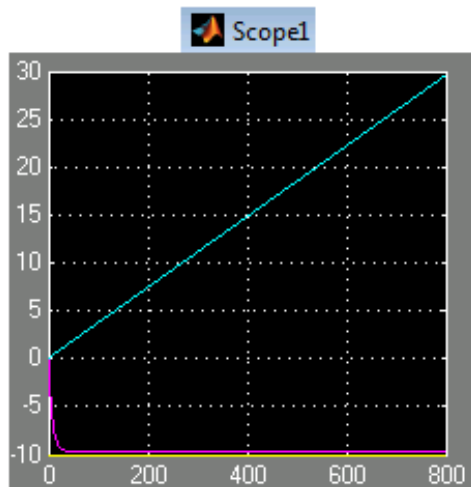


Figura 3.14.-Simulación de los diferentes tipos de controladores por medio de la herramienta matlab (simulink)

Las respuestas de los controladores se pueden visualizar de la siguiente manera (Ver figura 3.15):



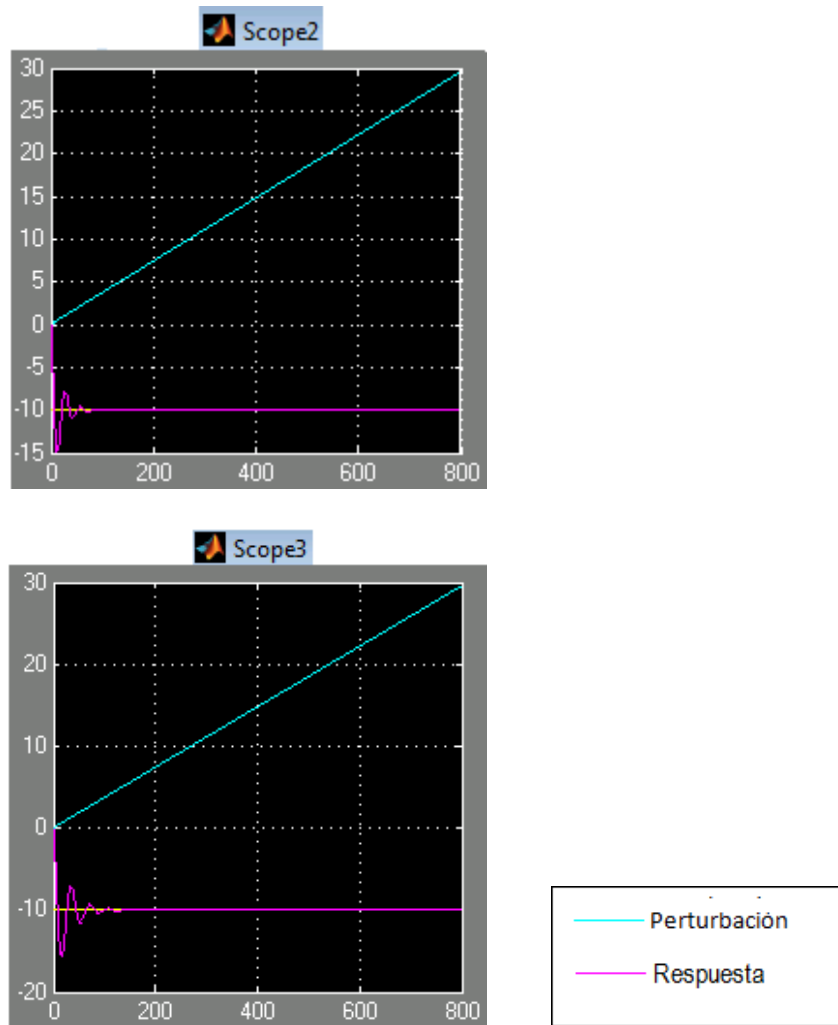


Figura 3.15.- Visualización de las respuestas de los controladores.

3.8 Cotización del PLC Micrologix 1100 de la marca Allen-Bradley. Ver especificaciones en anexo 4

A continuación se presenta una cotización sobre este PLC, hecha con los proveedores de equipos de automatización, control industrial y material eléctrico "HERMOS":

COTIZACION VENTA

Cotización No. R0071568
 Fecha: 10/6/2010 10:07:52 AM



HERMOS, S.A. DE C.V.
 Carretera Panamericana
 Celaya-Salamanca No. 114
 Celaya, Guanajuato
 C.P. 38020
 TEL. (461) 618-7300
 R.F.C.
 www.hermos.com.mx

Cliente: CT00004077
 CENTRO NACIONAL DE METROLOGIA
 KM. 4.5 CARRETERA A LOS CUES
 Col: EL MARQUES
 El Marques, QRO
 C.P. 76246
 RFC: CNM880126ML4
 Contacto:

Enviar a:
 KM. 4.5 CARRETERA A LOS CUES
 EL MARQUES
 El Marques

Vendedor:
 ELENA MARGARITA SANCHEZ MORA
 emsanchez@hermos.com.mx
 Cotizador:
 GOLIVEROS

TODAS LAS COTIZACIONES U ÓRDENES DE COMPRA SIN EXCEPCIÓN DEBEN SER ENVIADAS A:
 cat@hermos.com.mx ó al Fax. 01 800 685 7424

Línea	N° producto	Descripción	Marca	Cantidad	U/M	Días Entrega	Precio Unitario	Importe
1	1763L16AWA	MICROLOGIX 1100, ALIMENTACION D E 120/240VAC10 ENTRADAS DIGITA Cod. Referencia:	ALL-B	1	PZA	7	6,178.01	6,178.01
3	1783US05T	SWITCH ETHERNET STRATIX 2000 D E 5 PUERTOS A10- 35VDC, CON OPC Cod. Referencia:	ALL-B	1	PZA	7	2,073.52	2,073.52
4	1585JM4TBJM2	CABLE ETHERNET, 4 CONDUCTORES, CONECTOR TIPORJ45, 2 METROS, Cod. Referencia:	ALL-B	2	PZA	7	367.92	735.84
5	1492SP1C150	CIRCUIT BREAK MINIATURA, 15 AM P, 1 POLO, CURVA INDUCTIVA TIP Cod. Referencia:	ALL-B	1	PZA	7	309.43	309.43
6	2711CT6M	PANEL VIEW C600, MONOCROMATICO, PANTALLA TACTIL, TRANSMICION Cod. Referencia:	ALL-B	1	PZA	7	8,177.22	8,177.22
Transferido a página 2								17,474.02

EL 4/10/10 SE REALIZARÁ AJUSTE DE PRECIOS DE LA MARCA SOLA HD Y COGNEX POR LO QUE LAS COTIZACIONES DE ESTAS MARCAS SERÁN VÁLIDAS HASTA EL 30/09/10

- NOTAS:**
- Para cualquier aclaración con respecto a esta cotización o para colocar su orden, favor de comunicarse al Centro de Atención Telefonica(CAT) cat@hermos.com.mx
 - Tiempo de Entrega: Los días de entrega serán considerados a partir de la recepción de su orden de compra. Este tiempo de entrega es SALVO PREVIA VENTA.
 - Esta cotización está realizada bajo los términos y condiciones de HERMOS, S.A. DE C.V.
 - Si esta cotización es en pesos y el tipo de cambio sufre una variación mayor al 2%, esta cotización pierde su validez.
 - Vigencia: 30 días para cotizaciones en Pesos y Dólares.
 - No ACEPTAMOS penalizaciones por retardos en las entregas de material reprogramado por el FABRICANTE.
 - En productos de BAJO movimiento o PERSONALIZADOS no se aceptan cancelaciones o devoluciones.
 - En CABLES y TRANSFORMADORES la vigencia de la cotización es de 24Hrs.

Observaciones:

	Subtotal:	17,474.02
VEINTE MIL DOSCIENTOS SESENTA Y NUEVE PESOS 86/100 MN	I.V.A.	2,795.84
	Total:	20,269.86

La cotización anterior muestra diferentes artículos, mismos que se podrían implementar para el sistema de control de temperatura, tomando en cuenta las prioridades y los recursos disponibles, se encierran con líneas de color rojo los principales componentes para lograr los objetivos propuestos en el proyecto. La figura 3.16 muestra el esquema de control mediante un controlador de este tipo. Sin embargo en el futuro, los demás elementos pueden ser adquiridos de acuerdo a los requerimientos que se presenten.

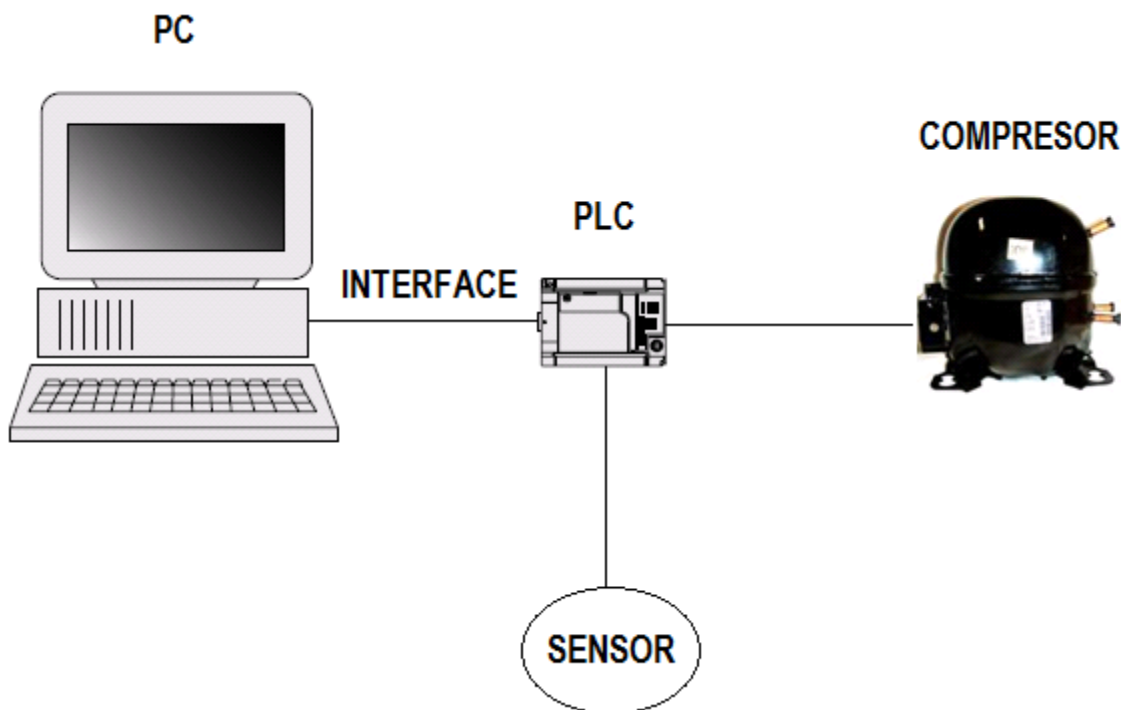


Figura 3.16.-Esquema de funcionamiento básico del sistema de control mediante un PLC.

3.9 Características técnicas del controlador de temperatura Cal 9500 P

Otra alternativa en el control de la cámara de temperatura es la implementación de otro tipo de controlador por ello se propone y se dan a conocer las características técnicas de este controlador de temperatura (Ver figura 3.17).

La última gama de controladores CAL proveen al usuario las ventajas de un programa fácil de usar (no es necesario entender un PID para instalar un controlador).

Cada uno tiene la opción de añadir una tarjeta de comunicaciones de modo que usted pueda unirlos a un ordenador personal.

El mejor modo de usar estos reguladores con un ordenador personal es con la lógica de datos de CAL y el software registrado de CALgrafix. [19]



Figura 3.17.-Imagen del controlador de temperatura Cal 9500P.

3.10 Construcción de un calefactor.

Para la construcción del calefactor eléctrico (dispositivo que produce energía calorífica a partir de la eléctrica) de 300 W de potencia (para prueba experimental), se realizaron cálculos para conocer la longitud (L) del alambre de nicromel; los cálculos son los siguientes:

Datos:

$$\text{Resistencia/ Longitud (R/L)} = 2.8 \frac{\Omega}{m}$$

Potencia (P)= 300 Watts

Voltaje (V)= 120 Volts

$$\text{Potencia} = I^2 R = VI \quad [20] \tag{Ec. 3.20}$$

Solución:

$$I = \frac{P}{V} = 2.5 \text{ Amperes} \tag{Ec. 3.21}$$

$$R = \frac{P}{I^2} = 48 \Omega \tag{Ec. 3.22}$$

$$L = \frac{48 \Omega}{2.8 \frac{\Omega}{m}} = \mathbf{17.1428 m}$$

Una vez calculada la longitud del alambre de nicromel, se proceden a utilizar los siguientes materiales.

Materiales:

- 2 placas de aluminio de 0.68m x 0.25m x 0.001m de espesor (con las que se disponía)
- Cinta adhesiva para aislamiento eléctrico (kapton)
- Alambre de Nicromel (Níquel 20% - cromo 80%)
- Soldadura de estaño con contenido de plata.
- Fundente para soldadura
- Cinta adhesiva de aluminio
- Cautín
- Pinzas
- Martillo

Para conocer la distancia de separación requerida entre el alambre de nicromel para colocar la longitud requerida sobre las placas disponibles se realizaron los siguientes cálculos:

$$\text{No. de vueltas} = \frac{\text{Longitud requerida}}{\text{Largo de la placa}} = \frac{17.1428 \text{ m}}{0.68 \text{ m}} = 25.21 \text{ vueltas} \cong 26 \text{ vueltas} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

$$\therefore \text{Distancia de separación} = \frac{0.25 \text{ m}}{26 \text{ vueltas}} = 0.0096 \text{ m/vuelta}$$

Las figuras 3.18, 3.19 y 3.20 son imágenes de la distribución del alambre de nicromel en la placa de aluminio; las figuras 3.21 y 3.22 son imágenes de la utilización de la cinta kapton para el aislamiento eléctrico de la resistencia.



Figura 3.18



Figura 3.19



Figura 3.20



Figura 3.21

Figura 3.22

Finalmente se sellan las dos placas con la cinta de aluminio, quedando el alambre de nicromel comprendido entre ellas.

Una vez fabricado el calefactor se procede a colocarlo en el interior del refrigerador en donde desempeñará su función.

3.11 Montaje del calefactor. Las figuras 3.23 y 3.24 muestran la ubicación del calefactor en el interior de la cámara de refrigeración. (Dicha ubicación se debe a que en esa pared del refrigerador se encuentra el evaporador y por tanto es la parte que tiene mayor transferencia de energía; así pues es la ubicación que nos permite controlar la temperatura).



Figura 3.23

Figura 3.24

3.12 Construcción de un ducto con ventilación para favorecer la homogeneidad de la temperatura en el refrigerador.

En la figura 3.25 se muestra el ducto fabricado con un ventilador modelo SP109WR, para realizar pruebas experimentales, el cual favorecerá la homogeneidad de la temperatura.



Figura 3.25. Ducto y ventilador acoplados

En la figura 3.26 se muestra la ubicación del ducto dentro de la cámara de refrigeración.



Figura 3.26

La imagen 3.26 muestra que se logró la construcción del ducto con ventilación, el cual fue acoplado al calefactor para disipar el calor generado por este último y así posteriormente implementarse junto con el controlador, por lo que prosigue a continuación es la realización de las pruebas experimentales, punto que se tratará en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO IV

Pruebas experimentales y resultados

CAPÍTULO IV. Pruebas experimentales y resultados

En este capítulo se llevan a cabo las pruebas de tipo experimental que se realizaron tanto antes de implementar el sistema de control como después de haber implantado este sistema y se presentan los resultados obtenidos.

4.1 Monitoreo de los parámetros ambientales dentro del congelador marca Gibson Chest Freezer.

Con el objetivo de conocer la temperatura mínima de enfriamiento del refrigerador se realizó un análisis de las condiciones ambientales, principalmente de temperatura y humedad relativa, dicha prueba se realizó con el termostato ajustado a la máxima potencia de enfriamiento. Para ello se utilizó un sensor de condiciones ambientales, disponible en el CENAM. El sensor utilizado fue: Laboratory environment monitor marca ruska mod. 2456-LEM, las especificaciones técnicas del sensor se pueden apreciar en la figura 4.1.

S Y S T E M S		RUSKA	
Specifications			
PRESSURE RANGES		GENERAL	
The Laboratory Environment Monitor (LEM) provides the ability to measure barometric pressure, ambient temperature, relative humidity and air density. The LEM transmits these measurements via an RS-232 or RS-485 interface to a PC. The supplied software can then be used to monitor and log all the above parameters for one, or up to eight LEM's, simultaneously.		Temperature: 18 - 28 °C Pressure: 690 - 1150 mbar Humidity: 5 - 95% RH	
The supplied software allows the LEM to be used as a stand alone instrument and performs a variety of functions, including various units selection, as well as data logging. The LEM is an ideal replacement to older data loggers such as mechanical strip chart recorders. The software includes options for logging in intervals of 1 minute, 5 minutes or 15 minutes. The space delimited text file keeps file sizes small, while allowing easy insertion into spreadsheet applications for data analysis and graphing. The LEM also provides air density measurement - a critical factor for mass calibration labs to correct for air buoyancy effects.		PERFORMANCE	
Annual recalibration of the LEM is accomplished through the supplied software. Once calibrated, the new coefficients are downloaded to the LEM and stored in non-volatile memory.		Precision* Temperature: ± 0.1 °C Pressure: ± 1.3 mbar Humidity: ± 3% RH	
		Total Uncertainty* Temperature: ± 0.5 °C per year Pressure: ± 2.0 mbar per year Humidity: ± 10% RH per year	
		Warm up time 30 minutes	
		Data update 1 second	
		SOFTWARE/PC Requires Microsoft® Windows® 95 or higher LEM's available for RS-232C, RS-485, RS-485, RS-485	

Figura 4.1 Especificaciones del sensor marca RUSKA mod. 2456-LEM

En la figura 4.2, se muestra una imagen del sensor de condiciones ambientales utilizado, así como de una tabla con valores de temperatura, humedad relativa y presión, que genera el programa del mismo.

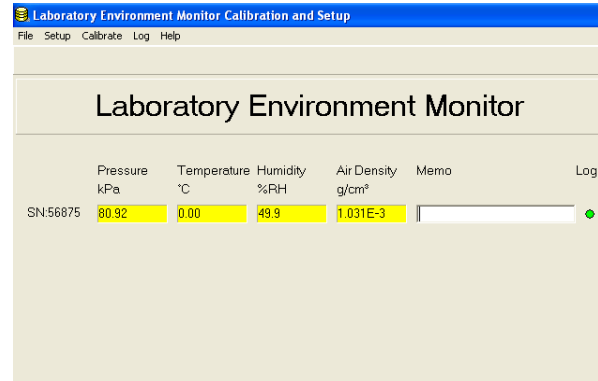


Fig. 4.2 Imagen del sensor de temperatura RUSKA mod. 2456-LEM.

Distribución del sensor laboratory environment monitor marca ruska mod. 2456-LEM, en el refrigerador:

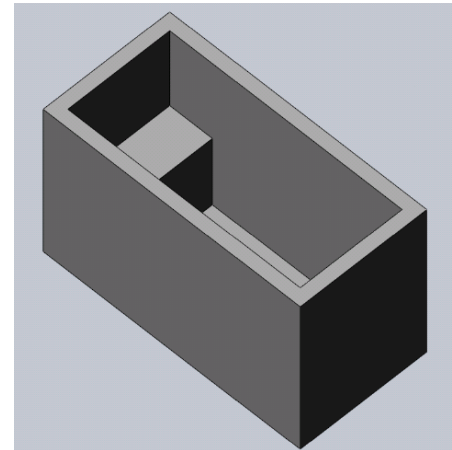


Fig. 4.3 Vista superior de los puntos de medición y Fig. 4.4 Imagen del congelador mod. GFC18M4AW0.

Como referencia los puntos dos y cuatro están ubicados cerca de la pared en la que se encuentra el evaporador, las posiciones uno y dos están ubicadas sobre el escalón del congelador.

Los resultados obtenidos del análisis de condiciones ambientales (en temperatura) son presentados en las tablas 4.1, 4.2, 4.3 y 4.4, y los datos son mostrados de forma visual en las gráficas 4.1, 4.2, 4.3 y 4.4.

Tabla 4.1 Representación de la variación de la temperatura respecto del tiempo en el punto 1.

PUNTO 1	
TIEMPO (min)	TEMPERATURA (°C)
0	21.48
1	21.44
2	21.41
3	21.35
4	21.22
5	21.02
6	20.77
7	20.43
8	20.02
9	19.54
10	18.95
11	18.14
12	17.18
13	16.19
14	15.25
15	14.48
16	13.55
17	12.71
18	11.81
19	10.95
20	10.05
21	9.14
22	8.26
23	7.44
24	6.68
25	6.01
26	5.4
27	4.86
28	4.43
29	4.08
30	3.76
31	3.47
32	3.2
33	2.89
34	2.59
35	2.04
36	1.52
37	1.14
38	0.82
39	0.54
40	0.28
41	0.05

Gráfica 4.1 Representación gráfica de la variación de la temperatura respecto del tiempo en el punto 1.

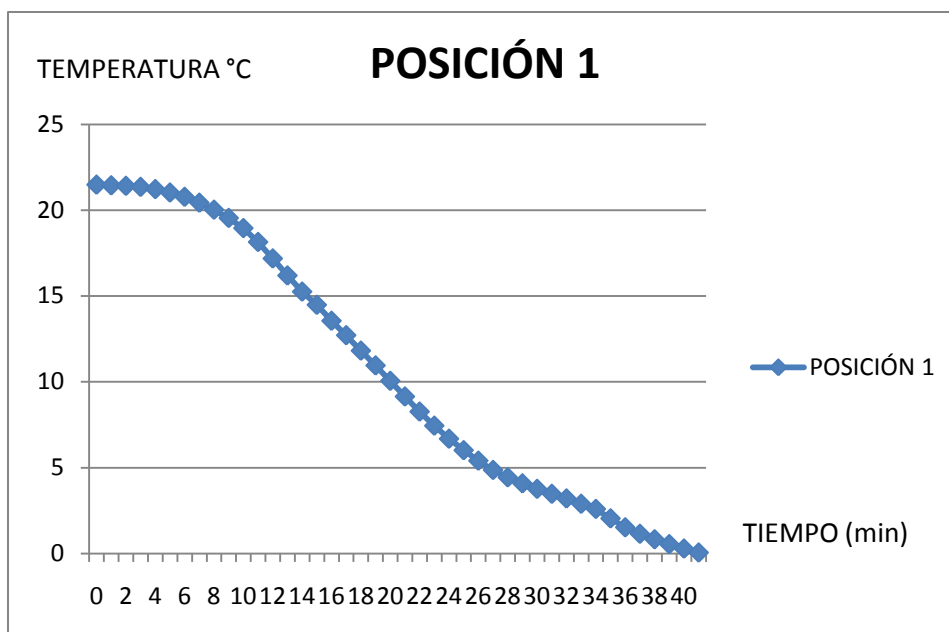


Tabla 4.2 Representación de la variación de la temperatura respecto del tiempo en el punto 2.

PUNTO 2	
TIEMPO (min)	TEMPERATURA (°C)
0	1.69
1	1.54
2	1.52
3	1.34
4	1.17
5	1.03
6	0.91
7	0.78
8	0.6
9	0.39
10	0.05

Gráfica 4.2 Representación gráfica de la variación de la temperatura respecto del tiempo en el punto 2.

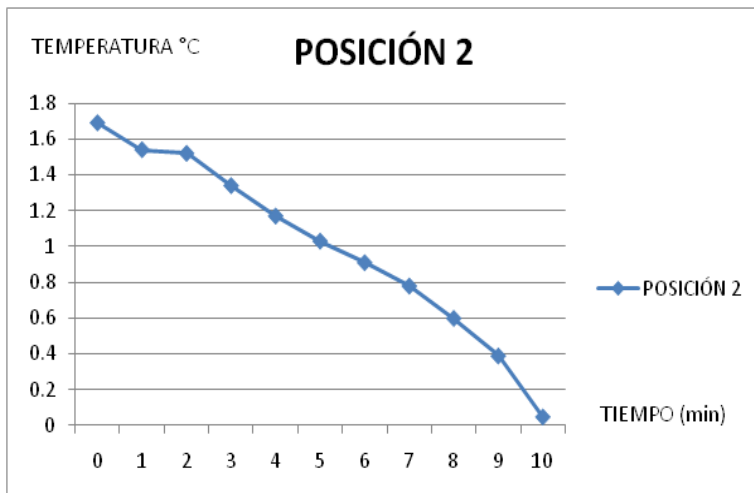


Tabla 4.3. Representación de la variación de la temperatura respecto del tiempo en el punto 3.

PUNTO 3	
TIEMPO (min)	TEMPERATURA (°C)
0	23.14
1	23.01
2	21.76
3	20.53
4	19.23
5	17.88
6	16.55
7	15.26
8	14.04
9	12.85
10	11.67
11	10.55
12	9.53
13	8.58
14	7.69
15	6.87
16	6.12
17	5.47
18	4.89
19	4.37

20	3.91
21	3.5
22	3.14
23	2.83
24	2.55
25	2.25
26	1.9
27	1.51
28	1.1
29	0.71
30	0.35
31	0.02

Gráfica 4.3 Representación gráfica de la variación de la temperatura respecto del tiempo en el punto 3.

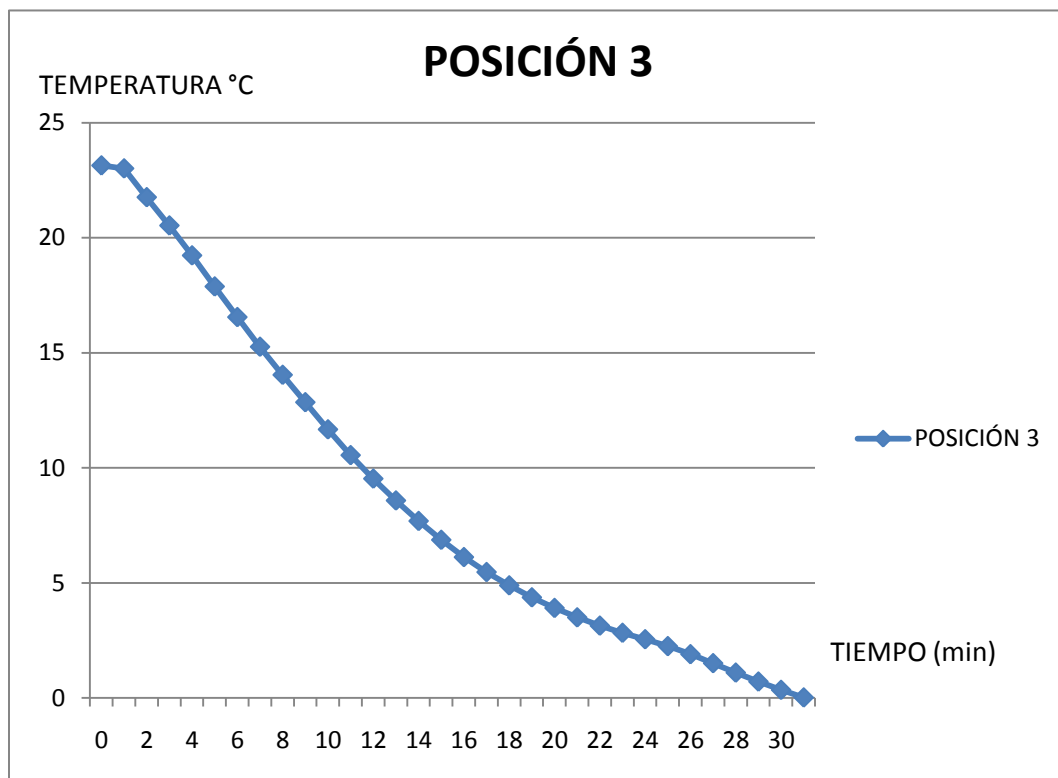
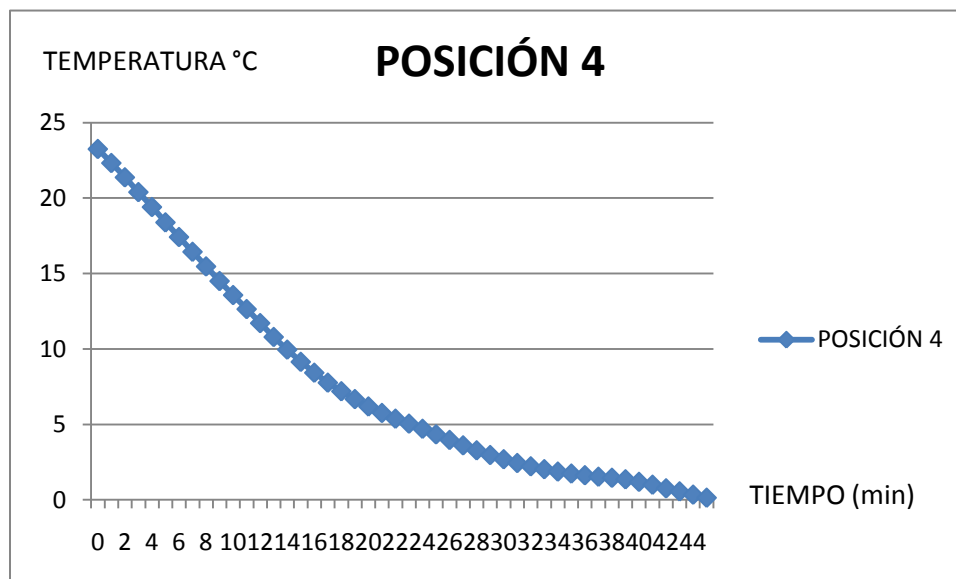


Tabla 4.4. Representación de la variación de la temperatura respecto del tiempo en el punto 4.

PUNTO 4	
TIEMPO (min)	TEMPERATURA (°C)
0	23.26
1	22.33
2	21.38
3	20.4
4	19.41
5	18.39
6	17.42
7	16.44
8	15.47
9	14.5
10	13.57
11	12.64
12	11.71
13	10.79
14	9.95
15	9.14
16	8.42
17	7.76
18	7.19
19	6.67
20	6.18
21	5.75
22	5.37
23	5.04
24	4.7
25	4.33
26	3.96
27	3.6
28	3.27
29	2.96
30	2.68
31	2.43
32	2.21
33	2.02
34	1.86
35	1.73
36	1.62
37	1.52
38	1.45
39	1.35
40	1.18
41	0.99
42	0.75
43	0.55
44	0.33
45	0.13

Gráfica 4.4 Representación gráfica de la variación de la temperatura respecto del tiempo en el punto 4.



4.2 Puesta a prueba del refrigerador con el controlador de temperatura CNi32, y los componentes desarrollados.

Para la realización de esta prueba se desconectó el termostato que estaba encargado de encender o apagar el compresor, esto con la finalidad de que se pudiera obtener la temperatura más baja desde la que se puede controlar por medio del sistema de control, además de mantener una constante eliminación de calor en el evaporador para que solo dependa la regulación por parte del calor proporcionado por el calefactor.

En las figuras 4.5 y 4.6, se muestra el controlador utilizado, así como el diagrama de conexión respectivamente. En la parte de anexos se presenta el manual de operación de dicho controlador. (Anexo 5).



Figura 4.5.-Controlador de temperatura CNI32

Este controlador está conectado de la siguiente manera. Ver figura 4.6

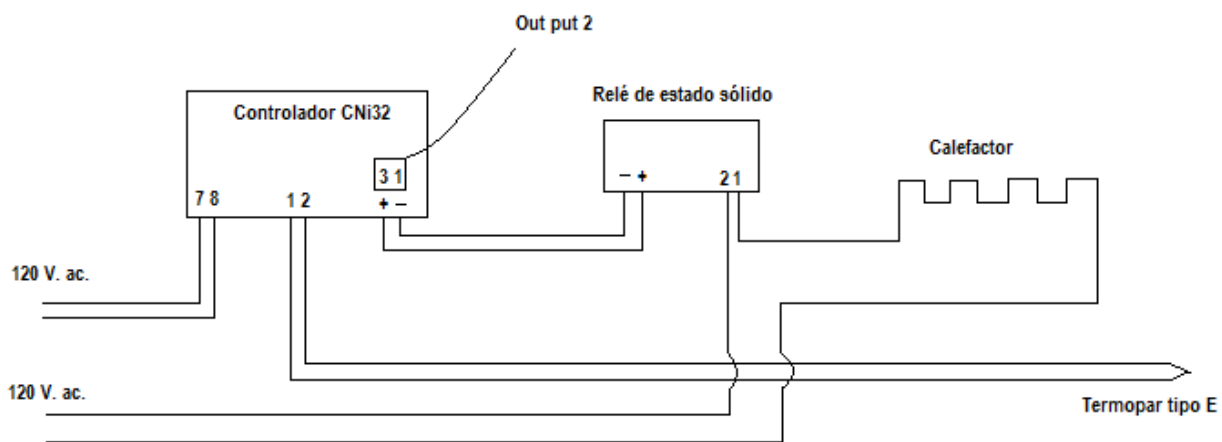


Figura 4.6.- Conexión del controlador con los dispositivos necesarios para el control del calefactor.

En la figura 4.7 se aprecia físicamente el relevador de estado sólido que se ilustra en la figura 4.6.

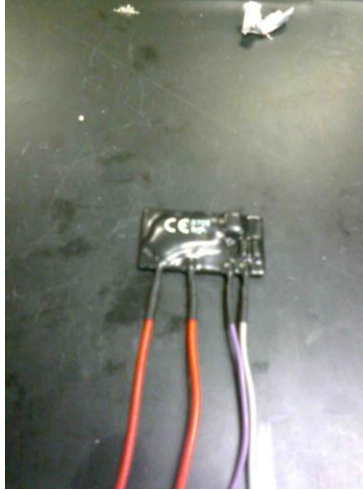


Figura 4.7.- Relé de estado sólido.

Para efectos de la prueba se establece la temperatura a controlar en -10°C (de acuerdo a los objetivos del proyecto). Ver figura 4.8.



Figura 4.8.-Configuración de la temperatura de set point.

Al realizar las pruebas con el calefactor y estableciendo la temperatura del controlador en -10°C , fue posible mantener la temperatura en -10°C una vez que se había estabilizado el sistema de refrigeración.

CONCLUSIONES

- Con el desarrollo de actividades se ha comprobado experimentalmente que es posible controlar la temperatura de la cámara de refrigeración en -10°C incluso a temperaturas inferiores como a -15°C , esto es posible gracias a que el compresor se encuentra funcionando continuamente sin descanso siendo regulada la temperatura por el calefactor como se tenía esperado.
- No es necesario adquirir un nuevo equipo a menos que se deseen rangos de temperatura inferiores a los que se habían propuesto inicialmente.
- Los cálculos hechos para encontrar la carga térmica que necesita vencer el compresor, son solo una representación de cómo podríamos estimar la capacidad necesaria del compresor; puesto que estos resultados no son confiables por las limitaciones que se tuvieron en la obtención de los datos quedando sujetos a suposiciones.
- Las curvas en las posiciones analizadas (gráficas 4.1, 4.2, 4.3, 4.4) tienen caídas de temperatura diferentes debido a las temperaturas no uniformes lo que provoca un gradiente de temperatura. Por ello implementar un sistema de recirculación del aire al interior de la cámara de refrigeración ayuda a homogenizar la temperatura, esto se puede comprobar al introducir otro sensor de temperatura en una posición diferente notando así una temperatura uniforme.
- La relación de compresión se elevaría para condiciones de temperatura inferiores a las propuestas (bajas temperaturas), por lo tanto la vida útil del compresor para trabajar con R12 sería muy limitada por lo que en ese caso es necesario trabajar con otro tipo de refrigerante como lo es el R502 que tiene una relación de compresión más baja haciendo que su vida útil se prolongue.
- Se utiliza un factor de seguridad de 1.5, por errores en el cálculo de carga térmica debidos a las consideraciones basadas en estimaciones sobre el espesor del aislante. Dicho factor solo asegura que el equipo propuesto quede sobrado para las condiciones propuestas de -10°C o incluso inferiores pero repercute en el tamaño del equipo y el costo que esto genera.
- Los valores de los parámetros del controlador son mejores si se ajustan en la práctica ya que mediante modelación del sistema real se pierden algunas características propias del sistema que influyen en su comportamiento, debido a la existencia de perturbaciones que afectan la fiabilidad para obtener las ganancias cuando se realiza mediante simulación.
- No fue posible llevar a cabo pruebas de vibración en la cámara debido a que el tiempo de estancia no permitió desarrollar un sistema de monitoreo adecuado para que ésta fuera caracterizada.

RECOMENDACIONES

- Para ser más certeros en los cálculos de la capacidad del compresor se podrían medir las presiones manejadas en la tubería de la cámara de refrigeración mediante un sensor adecuado o usar tablas de presión-temperatura siempre y cuando se conozcan las temperaturas de trabajo en los diferentes componentes que integran el sistema por compresión de vapor como por ejemplo en la succión y descarga del compresor. Además conociendo el espesor del aislante con que cuenta el refrigerador se dejaría de suponer. Haciendo todas estas adecuaciones se lograría aproximarse a los valores reales esperados. Por lo tanto las relaciones de compresión resultan afectadas quedando solo como un ejemplo ilustrativo con el cual podríamos darnos cuenta si es factible (que no afecte la vida útil) la utilización de ciertos refrigerantes.
- Se recomienda utilizar un ducto de aluminio para elevar la vida útil del mismo evitando así la corrosión, el deterioro a causa de las condiciones de humedad y temperatura a las que estará expuesto el interior de la cámara de refrigeración.
- Para obtener un sistema de control más eficiente es recomendable ajustar las ganancias de forma experimental al adquirir un nuevo equipo de control pues es la forma representativa de manipular el sistema, ya que se trabaja directamente con el sistema real.

REFERENCIAS

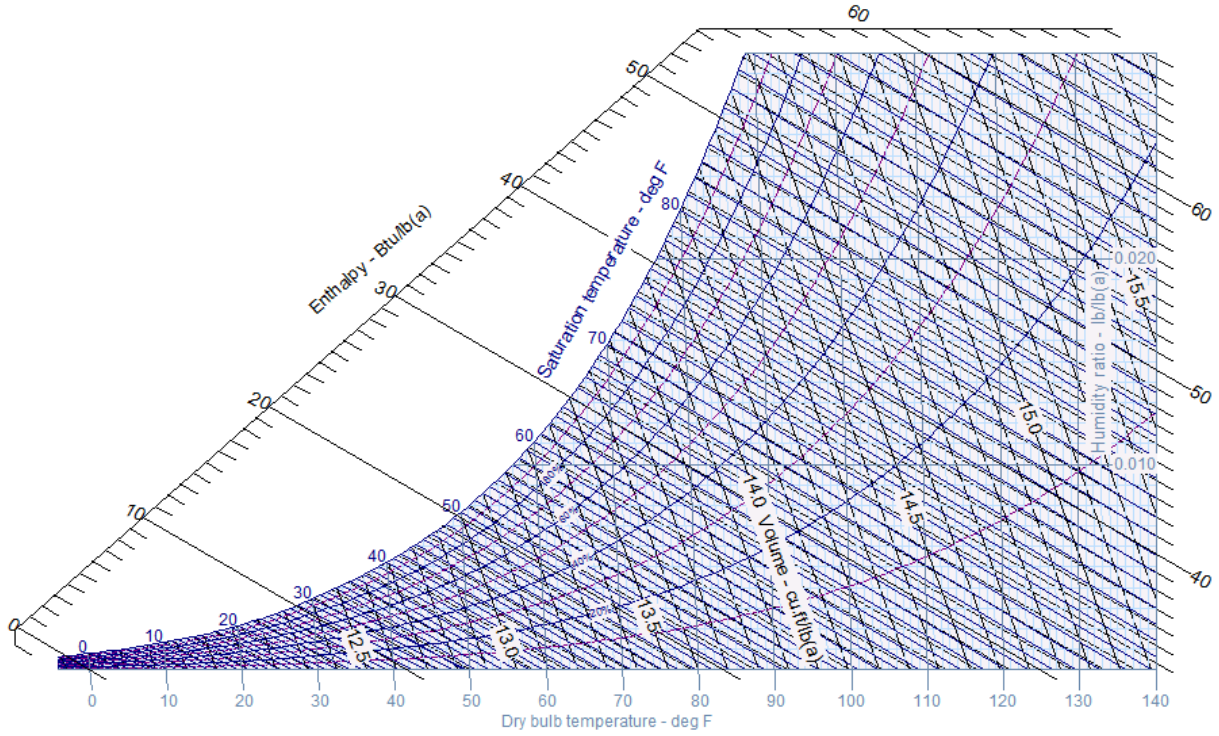
Referencias bibliográficas y electrónicas.

- [1] www.wikipedia.org/cámaraderefrigeración
- [2] Termodinámica, Quinta Edición, Yunus A.Cengel, Ed. Mc Graw Hill (2006)
- [3] Dossat, Roy J. (2001). *Principios de Refrigeración*, Ed. CECSA.
- [4] Tratado práctico de refrigeración automática. José Alarcón Creus.12ª Edición, Editorial Marcombo.
- [5] www.mailxmail.com/curso-refrigeración-domestica-manual-tecnico/refrigeracion-componentes-mecanicos
- [6] Hernández Goribar. Fundamentos de Aire Acondicionado y refrigeración. México: Editorial Limusa. 2005.
- [7] Ingeniería de control moderna. Tercera edición. Katsuhiko Ogata. Ed. Prentice Hall, 1998.
- [8] www.galeon.com/icubo/plc.htm
- [9] www.wikipedia.org/Controlador_Lógico_programable
- [10] www.wikipedia.org/Termopar
- [11] Instrumentación industrial. Antonio Creus Solé. 6ta Ed.
- [12] www.wikipedia.org/Simulink
- [13] www.antartic.cl/Pdf/E-1.pdf
- [14] www.safemanuals.com/user-guide-instructions-owner-manual/VAISALA/HMP35%20PROBES-_E
- [15] Carta psicrométrica para bajas temperaturas. Derechos de Carrier Corporation 1946.
- [16] Carta psicrométrica para temperaturas normales. Derechos de Carrier Corporation 1946.
- [17] Manual de aire acondicionado, Carrier, Ed. Mc Graw Hill
- [18] www.google.com.mx/elementosdelmodeladodesistemas
- [19] www.tiptemp.com/Product.aspx?ProductID=1341
- [20] The electrical engineering handbook. Second edition. Richard C. Dorf. CRC PRESS
- [21] www.inti.gov.ar/cirsoc/pdf/102/comentarios/tablasC102.pdf
- [22] www.omega.com/iseres/i32/i32.htm

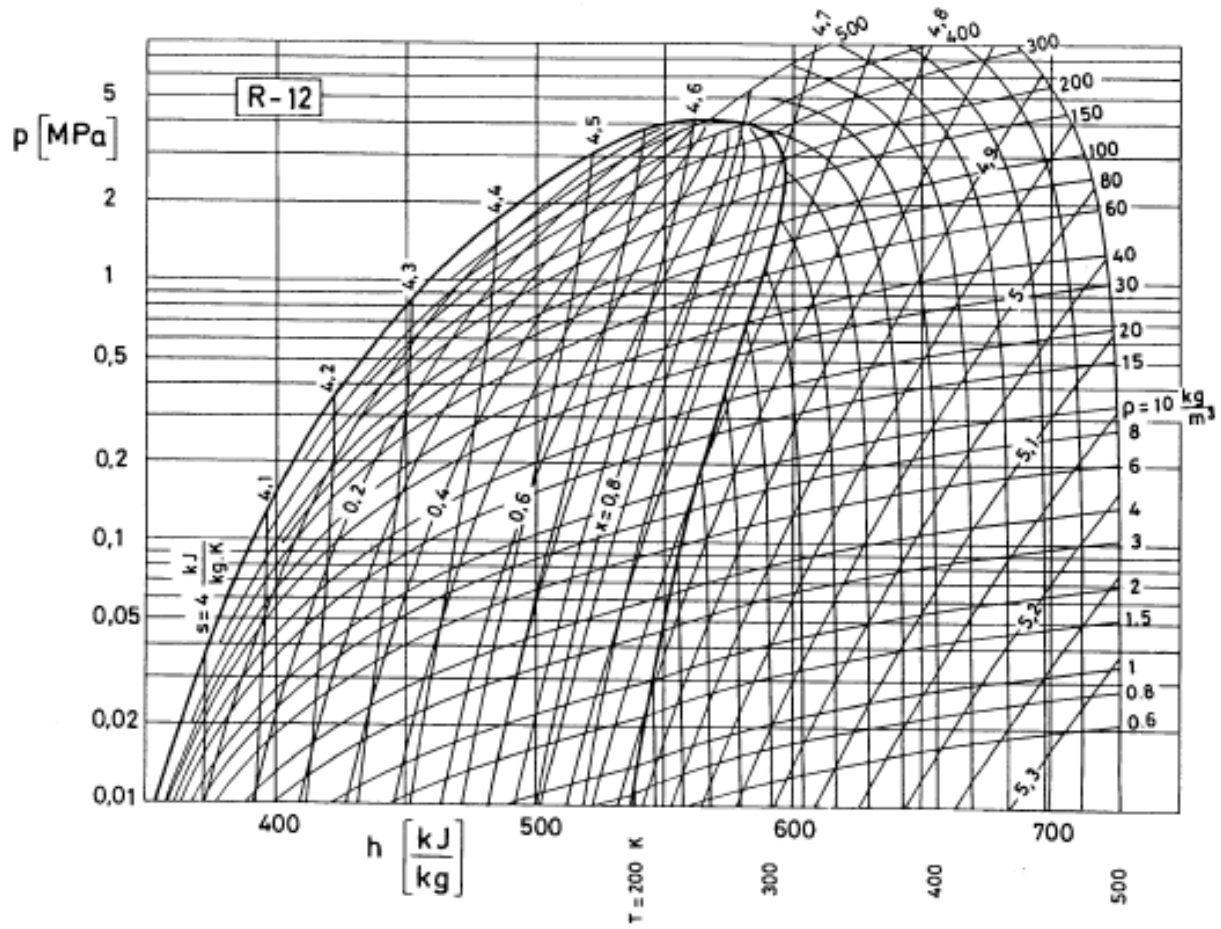
ANEXOS

Anexo 1. Carta psicrométrica a 1atm. de presión total.

Pressure: 14.69595 psi



Anexo 2. Diagrama de mollier para el R12.



Anexo 3. Tabla de valores de la densidad del aire ambiente a diferentes altitudes. [21]

Altitud	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (Kg/m ³)	Promedio (Kg/m ³)	Máximo (Kg/m ³)
0	1.1405	1.2254	1.3167
305	1.1101	1.1886	1.2735
610	1.0812	1.5333	1.2302
914	1.0524	1.1197	1.2222
1 000	1.0444	1.1101	1.1902
1 219	1.0252	1.0861	1.1501
1 524	0.9996	1.0556	1.1133
1 829	0.9739	1.0236	1.0764
2 000	0.9595	1.0076	1.0572
2 134	0.9483	0.9931	1.0412
2 438	0.9243	0.9643	1.006
2 743	0.8986	0.9355	0.9723
3 000	0.8794	0.9115	0.9467
3 048	0.8762	0.9082	0.9419

Anexo 4. Características técnicas del PLC MicroLogix 1100.

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

MicroLogix™ 1100/1763

Con edición en línea y un puerto 10/100 Mbps EtherNet/IP incorporado para mensajes entre dispositivos similares, el controlador MicroLogix 1100 añade mayor conectividad y cobertura de aplicación a la familia de controladores MicroLogix™ de Allen-Bradley. Esta pantalla LCD incorporada en los controladores de siguiente generación muestra el estado del controlador, el estado de las E/S y mensajes de operador simples; permiten la manipulación de bits y enteros; ofrece función de potenciómetro de ajuste digital y un medio para cambiar el modo de operación (modo de programación/modo remoto/modo de ejecución).

Con 10 entradas digitales, 2 entradas analógicas y 6 salidas digitales, el MicroLogix 1100 puede manejar una amplia variedad de tareas. Los controladores MicroLogix 1100 también aceptan E/S de expansión. Hasta cuatro de los módulos de E/S 1762 (usados también por el controlador MicroLogix 1200) pueden añadirse a las E/S incorporadas, proporcionando flexibilidad de aplicación y compatibilidad con hasta 80 E/S digitales.

Al combinar todas las funciones que han permitido el éxito de los controladores MicroLogix con la red industrial EtherNet/IP, y ofrecer conexión en red DH-485/Modbus™ RTU incorporada y capacidad de que el operador haga interface con el programa de control a través de la pantalla LCD, el controlador MicroLogix 1100 puede ser todo lo que usted necesita y más.

APLICACIONES

El MicroLogix 1100 es ideal para una amplia variedad de aplicaciones. Es particularmente apropiado para satisfacer las necesidades de aplicaciones SCADA RTU, envasado y manejo de materiales. Con más memoria aún para registro de datos y recetas que el MicroLogix 1500, el MicroLogix 1100 es excelente para

Todo lo que usted espera de un MicroLogix – y más



monitoreo remoto y para aplicaciones que requieren uso intenso de memoria, pero que requieren E/S limitadas.

CARACTERÍSTICAS CLAVE

- Edición en línea
- Puerto EtherNet/IP de 10/100 Mbps para transmisión de mensajes entre dispositivos similares
- Puerto combinado RS-232/RS-485 aislado
- Diez entradas digitales, dos entradas analógicas, seis salidas digitales en cada controlador
- Un contador de alta velocidad de 20 kHz incorporado (en los controladores con entradas de cc)
- Dos salidas PTO/PWM de alta velocidad de 20 kHz (en los controladores con salida de cc)
- Pantalla LCD incorporada para indicar el estado del controlador y de las E/S y simple interface de operador para mensajes y monitoreo de bits/enteros y manipulación
- Memoria de programa de usuario de 4 K palabras y memoria de datos de usuario de 4 K palabras
- Hasta 128 K bytes para registro de datos y 64 K bytes para recetas
- Servidor de web incorporado

ALLEN-BRADLEY • ROCKWELL SOFTWARE • DODGE • RELIANCE ELECTRIC

Rockwell
Automation

CONTROLADOR MICROLOGIX 1100



El MicroLogix 1100 combina todas las características requeridas en un controlador compacto, con transmisión de mensajes por EtherNet/IP, edición en línea, una pantalla LCD incorporada en cada controlador y una combinación de E/S versátiles.

El puerto EtherNet/IP de 10/100 Mbps para transmisión de mensajes entre dispositivos similares ofrece a los usuarios conectividad de alta velocidad entre controladores y la capacidad de acceder, monitorear y programar desde la planta a cualquier lugar donde esté disponible una conexión Ethernet. Un servidor de web incorporado permite al usuario configurar datos de manera personalizada desde el controlador y verlos como página web. Más aún, un segundo puerto combinado RS-232/RS-485 proporciona una variedad de protocolos diferentes de red y punto a punto.

Con la edición en línea, es posible hacer modificaciones a un programa mientras está en ejecución, lo cual permite realizar el ajuste fino de un sistema de control operativo, incluyendo lazos PID. Esta función no sólo reduce el tiempo de desarrollo sino que ayuda en la resolución de problemas.

La pantalla LCD incorporada permite al usuario monitorear los datos dentro del controlador, modificar opcionalmente dichos datos e interactuar con el programa de control. La pantalla LCD muestra el estado de las E/S digitales incorporadas y las funciones del controlador, y actúa como pareja de potenciómetros de ajuste digital para permitir que un usuario examine y ajuste un programa. El programa de usuario ahora puede usar una nueva instrucción LCD para enviar, y opcionalmente recibir, información a través de la pantalla, proporcionando interacción del programa en tiempo real. La pantalla de inicio configurable por el usuario le permite personalizar el controlador para identificar la máquina en la cual se usa, el diseñador del sistema de control o el nombre de la compañía que lo usa. La función de estado del puerto de comunicación y conmutación de comunicación, el estado del modo de operación y el monitoreo del estado de la batería son algunas de las muchas funciones de la pantalla LCD.

En aplicaciones pequeñas, las E/S incorporadas en este controlador pueden representar todo el control requerido. Hay 10 entradas digitales, 6 salidas digitales y 2 entradas analógicas en cada controlador, con la capacidad de añadir módulos digitales, analógicos, de RTD y de termopar para personalizar el controlador para su aplicación. En versiones del controlador con entradas de cc, hay un contador de alta velocidad, y en la versión de salidas de cc, dos salidas PTO/PWM (salidas de tren de pulso y ancho de pulso modulado), lo cual permite al controlador funcionar en aplicaciones simples de control de movimiento.

COMUNICACIONES

El puerto combinado del canal 0 de comunicación proporciona compatibilidad eléctrica con RS-232 y RS-485 aislada (en pines separados). Este puerto es compatible con los mismos protocolos que MicroLogix 1200 y MicroLogix 1500:

- DF1 Full Duplex/DF1 Half Duplex maestro y esclavo/módem de radio DF1
- DH-485 (compatible directamente usando el cable 1763-NC01 RS-485 en este puerto; o usando el puerto RS-232 y cables existentes, un 1761-NET-AIC y una fuente de alimentación externa se requieren para conexión en red)
- Modbus™ RTU maestro y RTU esclavo (compatible directamente usando el cable 1763-NC01 RS-485 en este puerto, o usando el puerto RS-232 y los cables existentes, un 1761-NET-AIC y alimentación externa se requieren para la conexión en red)
- ASCII

Canal de comunicación 1 con puerto RJ45 incorporado compatible con transmisión de mensajes entre dispositivos similares mediante EtherNet/IP:

- Puerto de 10/100 Mbps compatible con la capacidad BOOTP, DHCP y SNMP directamente desde el controlador
- Asigne automáticamente una dirección IP a través de DHCP o BOOTP, o haga la configuración usando el software de programación RSLogix 500
- Monitoree su dirección IP a través de la pantalla LCD (o use la placa del fabricante con área para escritura)
- Compatible con CIP
- Permite a los controladores intercambiar datos con otros controladores mediante transmisión de mensajes (no acepta escaneo de E/S en adaptadores Ethernet)

0000 REMOTE
Enter Valve
Pressure:
=+000000010

Custom
MicroLogix
1100
Boot Screen!

0000 REMOTE
I-00000000
0123456789
O-000000

EXPANSIÓN

Use hasta cuatro módulos de E/S 1762 (usados también para expandir los controladores MicroLogix 1200) para aumentar su conteo de E/S, así como para proporcionar flexibilidad de E/S para su aplicación.

Los módulos incluyen:

Entradas – 120 VCA, 24 VCC drenador/surtidor, analógicas, RTD y de termopar

Salidas – 120 a 240 VCA, 24 VCC surtidor, de relé (incluyendo alta corriente aislada) y analógicas



SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN RSLOGIX™ 500

Compatible con las familias de procesadores SLC 500 y MicroLogix de Allen-Bradley, RSLogix 500 fue el primer software de programación de PLC que ofreció una productividad insuperable con una interface de usuario líder en la industria. El software RSLogix 500 ofrece:

- Editores flexibles, fáciles de usar
- Herramientas de diagnóstico y resolución de problemas
- Potentes características que ahorran tiempo y ofrecen funcionalidad
- Una interface de usuario de clase mundial diseñada para usuarios sin experiencia



ACCESORIOS

Los accesorios MicroLogix 1100 incluyen:

- Módulo de memoria: 1763-MM1 – proporciona memoria para transportar copias de seguridad del programa y puede ser útil para actualizar programas en el campo.
- Cable RS-485: 1763-NC01 – se usa en el canal 0 de comunicación para proporcionar conexión en cadena para las redes DH-485 y Modbus RTU de maestro/esclavo.

