

Integración de componentes de medición y control a un banco
didáctico de un sistema de refrigeración

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



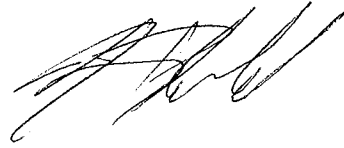
Integración de componentes de medición y control a un banco
didáctico de un sistema de refrigeración

Trabajo de graduación en modalidad de trabajo profesional presentado por
Renato Alessandro Calvinisti González
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala,

2017

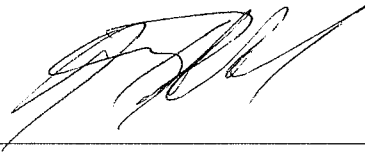
Vo. Bo. :



(f)

Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales

Tribunal Examinador:



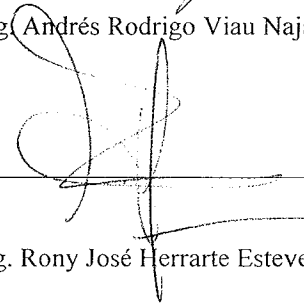
(f)

Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales



(f)

Ing. Andrés Rodrigo Viau Najarro



(f)

Ing. Rony José Herrarte Estevez

Fecha de aprobación: Guatemala, 6 de diciembre de 2017

PREFACIO

El trabajo de graduación, “Integración de componentes de medición y control a un banco didáctico de un sistema de refrigeración”, busca dar continuidad a los laboratorios de ingeniería que se han estado impartiendo en la Universidad del Valle de Guatemala, los cuales consisten en dar al estudiante no solo conocimiento teórico, pero también conocimiento práctico sobre varias áreas. Este es un campo de sumo interés tanto para el estudiante como para la universidad pues el mismo debe conocer lo que encontrará en la industria. Es de suma importancia continuar el desarrollo de sistemas didácticos dentro de la Universidad del Valle de Guatemala y que dichos sistemas estén actualizados a la tecnología disponible más reciente, de esta forma, el estudiante estará más preparado en el ejercicio de su profesión.

Este proyecto se realizó en paralelo con el trabajo de graduación titulado “Implementación de un banco didáctico para conocimiento de los componentes básicos de sistemas de refrigeración por compresión de vapor”, el cual se encargó de diseñar y dimensionar los componentes básicos del sistema de refrigeración. Los mismos incluyen: la válvula de expansión, el evaporador, el compresor y el condensador. El presente trabajo se encargó de diseñar y dimensionar componentes de medición y control a lo largo del sistema, tal como los controladores de la válvula de expansión electrónica, manómetros y termómetros. Se investigan entonces los instrumentos más utilizados en la industria y los puntos importantes de medición en el sistema.

En la integración de componentes de medición y control se logró aplicar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica, así como aprender nuevos conocimientos para aplicarlos en la realización del proyecto. No solo se aplicaron conocimientos teóricos, pero también prácticos pues el diseño consistió en dimensionar bajo valores ideales y después adaptarlos a lo disponible en el mercado local. Los resultados fueron satisfactorios y esperamos que sean de utilidad para la futura manufactura de este banco que será de provecho para varios cursos en el futuro.

Deseo agradecer a todas las personas, profesionales y empresas involucradas en mi formación profesional que han aportado de forma directa o indirecta. Deseo agradecer también al ingeniero Víctor Hugo Ayerdi por su asesoría y guía a lo largo de la carrera.

ÍNDICE

	Página
Lista de cuadros	x
Lista de figuras	xi
Resumen	xiii
I. Introducción	1
II. Objetivos	2
A. OBJETIVO GENERAL.....	2
B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
III. Justificación.....	3
IV. Marco teórico	4
A. SISTEMAS DIDÁCTICOS DE REFRIGERACIÓN	4
1. Usos de un sistema didáctico de refrigeración.....	4
2. Componentes básicos de un sistema didáctico de refrigeración	6
B. CONTROLES DE PRESIÓN	6
1. Tubo capilar.....	7
2. Válvulas de expansión termostática.....	8
3. Válvulas de estrangulación automática	9
C. LECTURA DE PROPIEDADES DEL SISTEMA	10
1. Ciclo invertido de Carnot	11
2. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	11
3. Ciclo real de compresión de vapor.	13
4. Analizadores.	15
5. Manómetros y su uso en refrigeración.....	18
6. Termómetros y su uso en refrigeración.	18

7.	Caudalímetros y su uso en refrigeración.	20
8.	Válvulas de paso.....	21
D.	DISPOSITIVOS PARA LA MODIFICACIÓN DE CARGA EN EL SISTEMA DIDÁCTICO.....	21
1.	Ventiladores.....	22
2.	Resistencias.	22
3.	Aislantes térmicos	22
V.	METODOLOGÍA	24
A.	DIAGRAMA DE FLUJO DEL TRABAJO.....	24
B.	DISEÑO.....	25
1.	Diseño del banco	25
2.	Diseño de los componentes de medición de la válvula de expansión electrónica	43
3.	Elección de puntos y accesorios para medición de presión y temperatura.	50
4.	Diseño y elección del aislante térmico	56
5.	Elección de cables de alimentación	57
C.	PRÁCTICAS DE LABORATORIO.....	59
1.	Lectura de propiedades con el puente de manómetros QE.	59
2.	Lectura de temperatura con termocuplas	60
3.	Los diferentes COP de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.	61
4.	El ciclo ideal y el diagrama de Mollier.....	65
5.	Cambio en la expansión e interacción con la interfaz MMIMYK.....	67
6.	El sobrecalentamiento y su importancia en refrigeración.....	69
D.	COSTO DEL PROYECTO.....	72
1.	Cotización general.	72
VI.	Conclusiones	74
VII.	Recomendaciones	76

VIII.	Bibliografía.....	77
IX.	Anexos.....	79
A.	COTIZACIONES	79
B.	PLANOS DEL BANCO ESTRUCTURAL.....	81

LISTA DE CUADROS

	Página
Cuadro 1. Componentes básicos de un sistema de refrigeración didáctico Festo [14]	5
Cuadro 2. Fases en diferentes puntos del ciclo real [6].....	14
Cuadro 3. Largos de perfiles y cantidades necesarias de cada uno para la construcción del banco.....	27
Cuadro 4. Perno, arandelas y tuerca elegidos	30
Cuadro 5. Grados de pernos bajo el estándar SAE [20].....	31
Cuadro 6. Supuestos para los cálculos analíticos de esfuerzos y deformación de la viga	36
Cuadro 7. Tabulación de datos obtenidos en el análisis de esfuerzos	43
Cuadro 8. Componentes básicos elegidos [4]	44
Cuadro 9. Controladores disponibles para la válvula ETS 6	44
Cuadro 10. Rango de temperatura con respecto a rango de operación del sensor de presión [9]	47
Cuadro 11. Sensor de presión y sus componentes [9].....	48
Cuadro 12. Especificaciones del sensor AKS 32R [9].....	48
Cuadro 13. Especificaciones de la interfaz MMIMYK [7].....	49
Cuadro 14. Prueba realizada por K-Flex para el estándar DIN EN ISO 8497 [17]	56
Cuadro 15. Cálculos de corrientes	57
Cuadro 16. Información del sistema	59
Cuadro 17. Diferentes COP's del banco didáctico de refrigeración	64
Cuadro 18. Presiones, temperaturas y entalpías en los puntos principales del sistema.....	66
Cuadro 19. Componentes, proveedores y costos	72

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1. Sistema didáctico de refrigeración marca Festo [14].....	4
Figura 2. Un tubo capilar [14]	7
Figura 3. Partes de una válvula de estrangulación termostática [13]	8
Figura 4. Presiones de una válvula termostática [18]	8
Figura 5. Diagrama del ciclo invertido de Carnot [15]	11
Figura 6. Componentes básicos de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [13]	12
Figura 7. Representación del ciclo real de compresión de vapor en un diagrama presión entalpia del R134a [15].....	13
Figura 8. Ciclo real y diagrama de Mollier de presión y entalpia [6]	14
Figura 9. Distribución de un analizador [18].	15
Figura 10. Conexión correcta del analizador para carga de refrigerante [18].	16
Figura 11. Conexión para realizar vacío en el sistema [18].	17
Figura 12. Lectura de un manómetro [18]	18
Figura 13. Un caudalímetro electrónico [18].....	20
Figura 14. Funcionamiento de un caudalímetro electrónico [18]	21
Figura 15. Estándares ASHRAE para aislación [1]	23
Figura 16. Diseño del banco una vez incorporados los perfiles.....	25
Figura 17. Medidas de la estructura del banco en milímetros.....	26
Figura 18. Medidas de la plancha para el nivel superior en milímetros.....	26
Figura 19. Medidas de la plancha para el nivel inferior en milímetros	27
Figura 20. Rueda elegida para el banco	28
Figura 21. Placa de hierro para montaje de ruedas en milímetros	29
Figura 22. Banco con ruedas y placa de anclaje	29
Figura 23. Diagrama de cuerpo libre del banco estructural	32
Figura 24. Ubicación de las vigas críticas en el banco	33
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre (vista frontal).....	33
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre (vista lateral)	34
Figura 27. Diagrama de flujo para elección de una teoría de falla [3]	35
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre y momento de la viga crítica superior [3]	36
Figura 29. Diagrama de cuerpo libre y momento de la viga crítica inferior [3].....	39

Figura 30. Diagrama de cuerpo libre y momento de la viga crítica inferior lateral [3].....	41
Figura 31. El controlador EIM 336 [11].	46
Figura 32. Diagrama de conexión del controlador [11]	46
Figura 33. Instalación del sensor AKS 11 [10].....	47
Figura 34. Interfaz MMIMYK [7]	49
Figura 35. Diagrama de conexión de la Interfaz MMIMYK [7].....	50
Figura 36. Posición de manómetros de alta y baja presión	51
Figura 37. Ubicación del punto de alta presión y baja presión en la unidad condensadora marca HEATCRAFT	52
Figura 38. Rango de temperatura para termocuplas estándar [21].....	53
Figura 39. Interfaz Reed SD-947 [21].	54
Figura 40. Posición de las termocuplas tipo J.....	55
Figura 41. Posición de la lectura de temperaturas.	55
Figura 42. Estándares AWG [2]	58
Figura 43. Diagrama de Mollier aproximado del ciclo diseñado cortesía de Dupont.	66
Figura 44. Pantalla principal de la interfaz Danfoss MMIMYK [7].....	68
Figura 45. Pantalla del control en modo manual de la interfaz Danfoss MMIMYK [7].....	68
Figura 46. Pantalla de control de sobrecalentamiento de la interfaz Danfoss MMIMYK [7]	70
Figura 47. Pantalla del control de sobrecalentamiento en modo apagado de la interfaz Danfoss MMIMYK [7]	70
Figura 48. Sobrecalentamiento del refrigerante en el diagrama del R407C	71
Figura 49. Cotización de tornillos, roldanas y tuercas	79
Figura 50. Cotización de componentes Danfoss	79
Figura 51. Cotización de la interfaz Reed SD-947	80
Figura 52. Cotización del aislante Arma-flex	80
Figura 53. Plano del banco estructural.....	81
Figura 54. Plano del nivel superior	81
Figura 55. Plano del nivel inferior	82
Figura 56. Plano de las placas para montaje de las ruedas.....	82

RESUMEN

El trabajo “Integración de componentes de medición y control a un banco didáctico de un sistema de refrigeración” tuvo como objetivo elaborar el diseño de la integración de componentes de medición y control a un sistema de refrigeración que sea benéfico para el aprendizaje de los estudiantes de la Universidad del Valle de Guatemala. Este sistema didáctico de refrigeración cuenta con los componentes básicos de refrigeración, así como componentes de control e instrumentos de variación y lectura. El sistema funcional ayuda al estudiante a entender de manera práctica un sistema de refrigeración.

Este trabajo se desarrolló en paralelo al titulado “Implementación de un banco didáctico para conocimiento de los componentes básicos de sistemas de refrigeración por compresión de vapor”, en el cual se abordan temas como el compresor, la válvula de expansión, el evaporador, el condensador y los sistemas de seguridad del sistema, así como el funcionamiento básico del mismo. Al añadir los componentes de medición y control de variables al sistema, el estudiante consigue contar con al menos dos propiedades para poder definir cada estado existente en el sistema y por ende delimitar completamente el mismo [6].

Para lograr esto primero se elaboró un sistema de refrigeración básico luego se definen las variables que se desean medir y las variables que se desean cambiar a lo largo del proceso, estas variaciones dan la posibilidad de realizar varios laboratorios con el mismo banco de pruebas. Con el sistema teórico y sus componentes de medición diseñados, se procedió a manufacturar un banco estructural para el acoplamiento de los componentes del sistema. Así mismo, se propusieron posibles prácticas realizables con el banco didáctico y se realiza un presupuesto de los materiales necesarios para llevarlo a cabo.

Este trabajo desarrolló el diseño, las instrucciones y el presupuesto de todos los elementos necesarios para el control y medición de variables en un banco didáctico, así como un banco físico para el futuro acoplamiento de los componentes. Este banco puede simular las condiciones reales de un sistema de refrigeración en el cual los estudiantes logran aprender el funcionamiento de un ciclo de compresión de vapor, sus componentes básicos y la correcta utilización de los mismos.

I. INTRODUCCIÓN

La refrigeración es un área de la ingeniería que ha desarrollado tecnología por siglos. Esta abarca aplicaciones desde la conserva de alimentos hasta el enfriamiento de núcleos de hardware electrónico. Así mismo, ha formado gran parte de la vida cotidiana del ser humano. Hoy en día se hacen avances para que los ciclos de refrigeración comerciales e industriales sean progresivamente más efectivos. Dentro de los sistemas de refrigeración se distingue el ciclo por compresión de vapor, el cual es sumamente utilizado en aplicaciones de bajo y mediano tamaño, tal como refrigeradores y cuartos fríos pequeños. El ciclo consta de cuatro componentes principales, el evaporador, el condensador, la válvula de expansión y el compresor.

Este interés en la refrigeración hace que los bancos didácticos de refrigeración sean cada vez más populares pues son un método muy efectivo de aprendizaje. Sin embargo, estos tienden a ser costosos debido a que poseen elementos de seguridad muy complejos. Dado que estos son utilizados por estudiantes y practicantes, aún en proceso de aprendizaje del sistema, los errores de uso suelen cometerse con significativa frecuencia. A pesar de esto, el banco debe ser capaz de sobrellevar estos errores y no arruinar los componentes del sistema, así como evitar comprometer la seguridad del usuario. La capacidad de sobrellevar estos errores es lo que eleva el costo de un banco por lo que se propone el diseño y construcción de uno. Este trabajo tiene como objetivo la incorporación de instrumentos de medición y control a un banco didáctico de refrigeración con los anteriores componentes.

El diseño de un banco didáctico de refrigeración pequeño empieza con el cálculo del rango de temperaturas del ambiente en el que se utilizará el sistema, en este caso el ambiente será el Maker 502 de la Universidad del Valle de Guatemala. Luego de esto se debe elegir el rango de calor que se quiere recibir en el evaporador y el que se quiere disipar al ambiente en el condensador. Posteriormente, se elige un compresor y una válvula de expansión de acuerdo con el anterior análisis. Sabiendo la capacidad de cada uno de estos componentes, se puede determinar el diámetro de tubería. Teniendo los sistemas básicos, se puede modelar el ciclo teórico bajo el ciclo ideal por compresión de vapor y con esto elegir puntos importantes de medición dentro del mismo. Una vez elegidos los puntos, se puede hacer la elección de componentes de medición y control de variables adecuados para el rango de operación del sistema diseñado.

Con el diseño del sistema de refrigeración se puede manufacturar el banco estructural en donde se instalará el evaporador, el condensador, el compresor, la válvula de expansión y todos los elementos de lectura y control del sistema. El banco debe ser móvil y estructuralmente estable para soportar todos los componentes. Después de esto se procede a cotizar todos los elementos necesarios para la construcción del sistema y finalmente se dan posibles lineamientos para los laboratorios realizables con el banco de refrigeración propuesto en este trabajo.

II. OBJETIVOS

A.OBJETIVO GENERAL

- Elaborar un sistema didáctico de refrigeración integrando componentes de variación y control que sea benéfico para el aprendizaje de los estudiantes de la Universidad del Valle de Guatemala.

B.OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer los requerimientos para desarrollar un sistema de refrigeración didáctico acorde a las necesidades de la UVG.
- Integrar lecturas de presión y temperaturas a lo largo del proceso para definir estados importantes del ciclo.
- Integrar los componentes de medición y control al sistema didáctico de refrigeración para la lectura y variación de variables.
- Integrar tres métodos principales de estrangulación al sistema para la efectiva variación de presión en el sistema.
- Determinar los laboratorios disponibles para el estudiante y el profesor para su uso futuro.
- Realizar pruebas y verificar el desempeño del sistema para identificar errores en el mismo.

III. JUSTIFICACIÓN

En la Universidad del Valle de Guatemala no existe ningún sistema didáctico de refrigeración al cual un estudiante pueda acceder, controlar y aprender del mismo, mientras observa el funcionamiento de este. Contar con dicho sistema es de mucha importancia, ya que sería utilizado para que el estudiante pueda asimilar la teoría con la práctica. El costo de dichos sistemas didácticos de refrigeración es sumamente alto y por esto se propone realizar un sistema propio de refrigeración didáctico, con el cual los estudiantes podrían realizar diferentes prácticas de laboratorio.

Los componentes de variación y control se encargan de proporcionar al estudiante instrumentación de medición de variables como presión y temperatura a lo largo del sistema y la variación de las mismas para diferentes tipos de laboratorios. La lectura de propiedades es sumamente importante pues con estas se define un estado del fluido de trabajo. La variación y lectura de variables en el sistema es lo que hará posible la implementación de varias prácticas de laboratorio y le dará al estudiante una mejor visualización de cómo cada variable mejora o empeora el desempeño completo del sistema y cómo se pueden variar las mismas para superar cargas externas.

IV. MARCO TEÓRICO

A. SISTEMAS DIDÁCTICOS DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración ha tomado auge en estos últimos años pues se utiliza tanto doméstica como industrialmente. Una forma rápida y concreta de aprender sobre sistemas de refrigeración es mediante el uso de sistemas didácticos de refrigeración los cuales simulan un sistema de refrigeración industrial, pero con tuberías y componentes mucho más pequeños que los utilizados de manera industrial.

1. Usos de un sistema didáctico de refrigeración. Los usos de un sistema de refrigeración didácticos son sumamente extensos: capacitación técnica, capacitación profesional, capacitación estudiantil son algunos usos comunes. Cabe notar que los bancos de aire acondicionado son diferentes a los sistemas de refrigeración, los de refrigeración cuentan con muchos más componentes de seguridad.

Debido a que es un sistema didáctico, se pueden cambiar las condiciones de trabajo variando propiedades importantes tales como el calor entrante en el espacio refrigerado y ventilación en el espacio refrigerado entre otras. Esto se incorpora debido a que se necesita que los participantes en el banco didáctico varíen de manera controlada los parámetros del sistema. La siguiente Figura muestra un sistema didáctico pequeño de refrigeración marca Festo [14].

Figura 1. Sistema didáctico de refrigeración marca Festo [14].



El sistema mencionado anteriormente cuenta con varios accesorios. Para enlistar los mismos se hace uso del cuadro presentado a continuación.

Cuadro 1. Componentes básicos de un sistema de refrigeración didáctico Festo [14]

Componente	Descripción	Control
Compresor	El compresor es de tipo hermético y protegido térmicamente, el mismo es de ¼ hp y funciona bajo 120V a 60Hz	El sistema
Evaporador	El evaporador cuenta con su propia cámara refrigerada, dentro de la misma hay una resistencia que puede simular condiciones calientes del ambiente exterior.	El sistema
Expansión	Se puede elegir entre tres tipos de válvulas de expansión, el flujo a las mismas se controla de forma manual con válvulas de paso. La primera forma de expansión es mediante tubo capilar, la segunda también es un tubo capilar sin embargo tiene diferente largo para simular un sistema parcialmente tapado y la tercera forma es mediante una válvula de expansión termostática.	El estudiante
Ventiladores	Se cuenta con ventiladores de velocidades variables en la cámara refrigerada y en el compresor.	El estudiante
Lecturas	Se cuenta con 7 termocuplas tipo J, dos medidores de presión electrónicos, medidor de baja y alta presión y un controlador electrónico de presión	El estudiante y el sistema
Refrigerante	Utiliza R134a a una carga nominal de 2.04 libras	Su circulación es controlada por el sistema, pero su carga es controlada por el estudiante.

2. Componentes básicos de un sistema didáctico de refrigeración. En cualquier sistema de refrigeración existen componentes principales que se encargan de la función primordial del sistema, crear un diferencial de temperatura. El compresor es la primera parte importante del sistema pues este es el que proporcionara el flujo efectivo del refrigerante dentro de la tubería del sistema. En el interior del compresor se encuentra un motor eléctrico que se encarga de mover el cigüeñal que resulta en el movimiento lineal del pistón. La compresión consta de aspiración, compresión y expulsión del refrigerante. Este también se encarga de llevar la presión baja a una presión alta para después llegar con estos valores de temperatura y presión al condensador [18].

En el condensador, el estado del refrigerante cambia de un estado de vapor a un estado líquido. Este usualmente recibe vapor sobrecalentado y sale en estado de líquido saturado. El fluido de trabajo utilizado da su calor al agente condensante, el cual puede ser el aire o el agua en algunos casos [18].

El dispositivo de expansión se encarga de pasar el refrigerante en estado líquido a vapor mediante una caída de presión y temperatura. El dispositivo de expansión también controla la cantidad de refrigerante que entra al evaporador mediante una regulación de diámetro. Estos dispositivos se pueden encontrar como tubo capilar, válvula de expansión termostática y válvula de expansión electrónica [18].

Finalmente, el evaporador recibe el refrigerante frío y es este el que se encarga de enfriar la cámara. Es aquí donde el refrigerante se evapora y obtiene calor del exterior del evaporador debido a la diferencia de temperaturas con el ambiente. Después de esto, el refrigerante regresa al compresor para iniciar nuevamente el ciclo. Los ventiladores usualmente se colocan en este punto para poder circular el aire frío del sistema al ambiente [18].

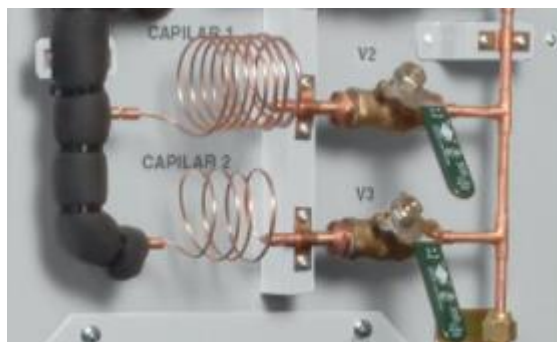
B. CONTROLES DE PRESIÓN

El efectivo control de presión en un sistema de refrigeración permite cambiar efectivamente la temperatura del evaporador y el condensador, estas son áreas de mucho interés en este tipo de sistemas. Existen muchas formas de variar la presión en un sistema de refrigeración, las más comunes incluyen el tubo capilar, la válvula de expansión termostática y la válvula de estrangulación automática.

1. **Tubo capilar.** El tubo capilar es el sistema de control de presión en refrigeración más común, se basa en una significativa reducción de diámetro y de una longitud determinada por los parámetros y requerimientos del sistema. El tubo capilar tiene muchas ventajas, la principal siendo que es sumamente económico. Esta restricción disminuye la presión por lo que fácilmente se hace notar que antes del tubo capilar se encuentra el área de alta presión y después el área de baja presión [18].

Su segunda ventaja importante es que, debido a la naturaleza del tubo capilar, al detener el compresor, el área de alta presión y el área de baja presión se quedan con presiones muy similares a las de operación por lo que cuando se quiere encender nuevamente el sistema, el compresor no necesita realizar tanto esfuerzo de arranque para llegar al equilibrio (el cual será el punto de trabajo del sistema). Esto permite la utilización de compresores económicos de bajo torque y caballaje. [18] La Figura 2 muestra dos tubos capilares comunes.

Figura 2. Un tubo capilar [14]

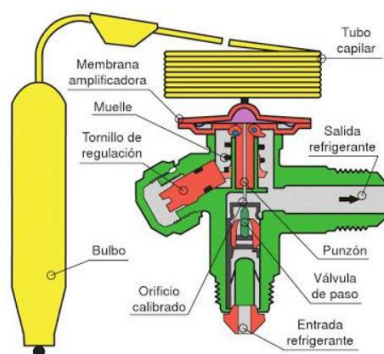


El tubo capilar necesita de un filtro deshumidificador pues debido al diámetro sumamente pequeño del mismo, este tiende a obstruirse fácilmente con residuos de soldadura provocados al momento de la instalación del sistema o por contaminantes en el refrigerante. Los tubos capilares son sumamente útiles en sistemas frigoríficos pequeños, sin embargo, ciertas consideraciones especiales se deben tomar en cuenta para su correcta instalación tal como el intenso cuidado de la soldadura entre el filtro, la tubería de diámetro menor y la tubería de diámetro mayor [18].

El refrigerante que ingresa al sistema debe ser medido cuidadosamente pues si se implementa más del necesario, la carga al compresor aumenta y este podría llevar a que trabaje fuera de sus límites. Para usar este sistema de control de presión, es necesario un acumulador entre el evaporador y antes del compresor (donde se da la succión) esto garantiza que únicamente refrigerante en forma de gas pase al compresor [18].

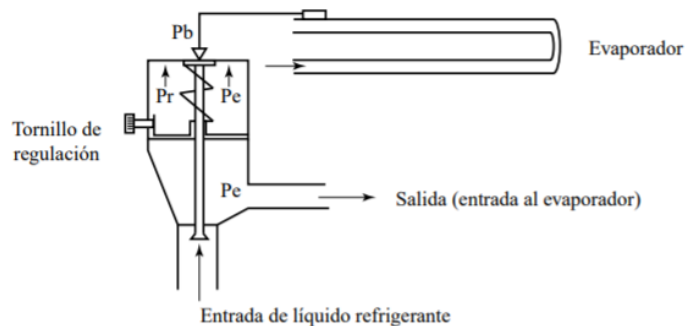
2. Válvulas de expansión termostática. Es una válvula que consiste en la entrada del refrigerante como líquido saturado a la temperatura de condensación pues así al momento que se haga la expansión, la salida será una mezcla de líquido y vapor, siendo en su mayoría líquido. Este tipo de válvula suele ser montada cercana al evaporador [13]. La siguiente figura muestra los componentes principales de este tipo de válvula.

Figura 3. Partes de una válvula de estrangulación termostática [13]



Este tipo de válvula usa como parámetros tres presiones importantes; la presión del bulbo (P_b) la cual actúa en la parte superior de la válvula y rige su apertura. El bulbo se une a la válvula por medio de algo parecido a un capilar soldado de ambos lados. La presión de evaporación (P_e) la cual tiene la tarea de cerrar la válvula, su lectura se da en la parte inferior donde se da la conexión al evaporador. Finalmente se utiliza la presión del resorte (P_r) y al igual que la presión de evaporación, esta presión tiene la tarea de cerrar la válvula. A continuación, se muestra un diagrama mostrando la localización de las presiones mencionadas anteriormente [18].

Figura 4. Presiones de una válvula termostática [18]



Su funcionamiento se rige bajo la presión del bulbo la cual es equilibrada por la suma de presión del resorte más la presión de evaporización como se muestra en la ecuación a continuación.

$$P_b = P_r + P_e \quad (1)$$

Donde; P_b corresponde a la presión del bulbo; P_r a la presión del resorte y P_e a la presión de evaporización. Cuando $P_b > P_r + P_e$, la válvula se abre y cuando $P_b < P_r + P_e$, la válvula se cierra. Esta válvula trabaja bajo el recalentamiento (diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del evaporador) del fluido a la salida del evaporador lo cual se mide con la presión del bulbo. El bulbo entonces puede estar montado en la salida de un evaporador montado a mayor altura que el compresor o en la salida del evaporador cuando está montado por debajo del compresor [18].

La carga del bulbo se puede realizar con muchos fluidos de trabajo; si es con líquido entonces la válvula queda limitada a cambios de temperatura en el bulbo sin importar el ambiente alrededor. Si es con gas, su aplicación queda limitada a un pequeño margen de temperaturas. Finalmente se puede dar la carga cruzada donde el fluido dentro del bulbo es distinto al del sistema, con esto las variaciones de las presiones de aspiración suelen afectar más al bulbo. Cuando se manejan temperaturas de aspiración altas, se puede manejar mejor el recalentamiento y reducir el trabajo del compresor [15].

3. Válvulas de estrangulación automática. Las válvulas de estrangulación automática, también llamadas válvulas de estrangulación electrónica (VEE) se rigen bajo un motor stepper que puede regular la estrangulación. Se usan cuando se quiere ahorrar energía, tener alto control de la expansión realizada y cuando las cargas en el espacio refrigerado suelen tener variaciones grandes [13].

Existen dos tipos importantes de VEE's, la primera es accionada mediante regulación de pulsos modulando la anchura de los mismos (PWM). Estas se basan en entregar todo o nada dependiendo si existe pulso o no. Se le denomina periodo de funcionamiento de la válvula al tiempo en el cual la válvula se abre y cierra por completo una sola vez. Cuanto más calor sea necesario absorber en el evaporador, la válvula deberá aumentar el tiempo de funcionamiento y este tiempo disminuirá al llegar a la temperatura deseada [13].

El segundo tipo de VEE es la de motor paso a paso (stepper), su funcionamiento consta en que cada vez que un pulso es enviado a la válvula, esta mueve un motor eléctrico un determinado número de grados. El motor se conecta mecánicamente a un vástago roscado que regula el paso de refrigerante por cada grado. Emitiendo un tren de pulsos desde un controlador, puede graduarse el paso de refrigerante. [13]

Un controlador electrónico necesita saber cuatro parámetros; refrigerante usado, rango en el cual la válvula de estrangulación que se está usando puede actuar y finalmente la presión y temperatura a la cual se está trabajando después del evaporador [15] El control se encarga de regular la estrangulación ya sea automáticamente con los parámetros anteriormente mencionados o manualmente mediante un operador del sistema.

Esta válvula tiene la ventaja de poder trabajar tanto como componente de refrigeración y como componente de calefacción pues el flujo es reversible. Al invertir este en un sistema de refrigeración, él mismo se volverá una bomba calorífica. [6] Este tipo de válvulas cuentan con una precisión elevada pues se está ajustando la estrangulación en tiempo real gracias a los parámetros de temperatura y presión después del evaporador. La válvula se puede regular de forma manual, se necesita de una interfaz para el controlador principal a esta se le puede ingresar la temperatura a la cual se desea el evaporador y automáticamente se ajusta la estrangulación de la válvula para llegar a la temperatura deseada [13].

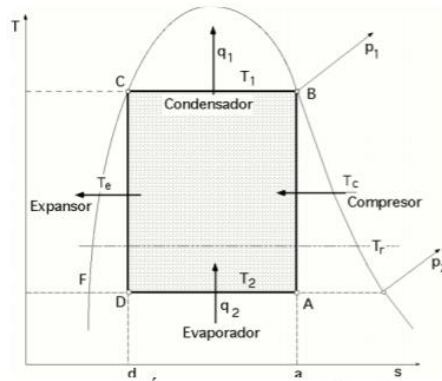
Para elegir una válvula de estrangulación electrónica se debe saber la carga calorífica con la cual el sistema estará trabajando en el evaporador y en el condensador, así mismo se debe saber la potencia del compresor utilizado. Otro parámetro importante que saber es el rango de temperaturas a la cual se quiere que el evaporador trabaje [13]. Muchos proveedores facilitan la selección de estas válvulas por medio de software donde se ingresan los datos mencionados anteriormente y el software elige una válvula que se ajuste a las necesidades.

C. LECTURA DE PROPIEDADES DEL SISTEMA

La correcta lectura de propiedades de un sistema es indispensable para definir totalmente al mismo. Elegir puntos adecuados de lectura en el sistema ayuda al mejor entendimiento del mismo. Con la información proporcionada por las propiedades se pueden identificar puntos clave tales como fallas dentro del sistema, pérdidas mayores o bien mejoras mayores. En el caso de un sistema de refrigeración, los ciclos como el de Carnot, el ideal y el real ayudan a dar una panorámica más clara del conjunto de componentes mientras que lecturas directas como la de presión y temperatura ayudan a formar un mapa detallado del sistema.

1. **Ciclo invertido de Carnot.** El ciclo invertido de Carnot es el modelo perfecto de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor en su punto más eficiente. Opera entre dos temperaturas y dos presiones y constituye la base para los ciclos ideales y reales de refrigeración. Para la mejor comprensión de los supuestos que toma este ciclo, se presenta la siguiente figura.

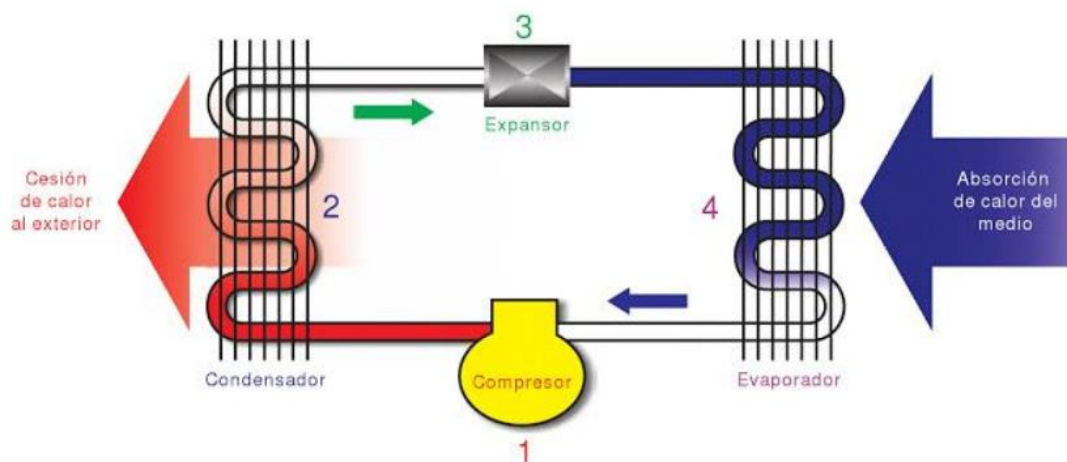
Figura 5. Diagrama del ciclo invertido de Carnot [15]



El ciclo invertido de Carnot asume varias cosas como que el evaporador (DA) y el condensador (CB) trabajan isotérmicamente, es decir, la temperatura se mantiene constante dentro de los mismos. También se asume que el expansor (DC), representada usualmente por una turbina en este ciclo, y el compresor (BC) trabajan isoentrópicamente, es decir, su entalpia permanece constante.

2. **Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.** El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor tiene como finalidad extraer calor de un ambiente controlado mediante el evaporador y expulsar el mismo mediante el condensador. Este ciclo difiere al ciclo de Carnot puesto que ahora existe una irreversibilidad y más cambios de temperaturas. El dispositivo de expansión es la irreversibilidad y sustituye a la turbina reversible en el ciclo invertido de Carnot. El diagrama a continuación muestra los componentes básicos del ciclo. [13]

Figura 6. Componentes básicos de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [13]



Para el compresor se considera una compresión ideal e isentrópica. La compresión isentrópica se considera como un proceso adiabático donde el compresor no perderá calor al ambiente, sin embargo, en la realidad esto no se puede aplicar y el trabajo por unidad de tiempo que el compresor debe realizar será un poco mayor a la calculada por un ciclo real. [13]

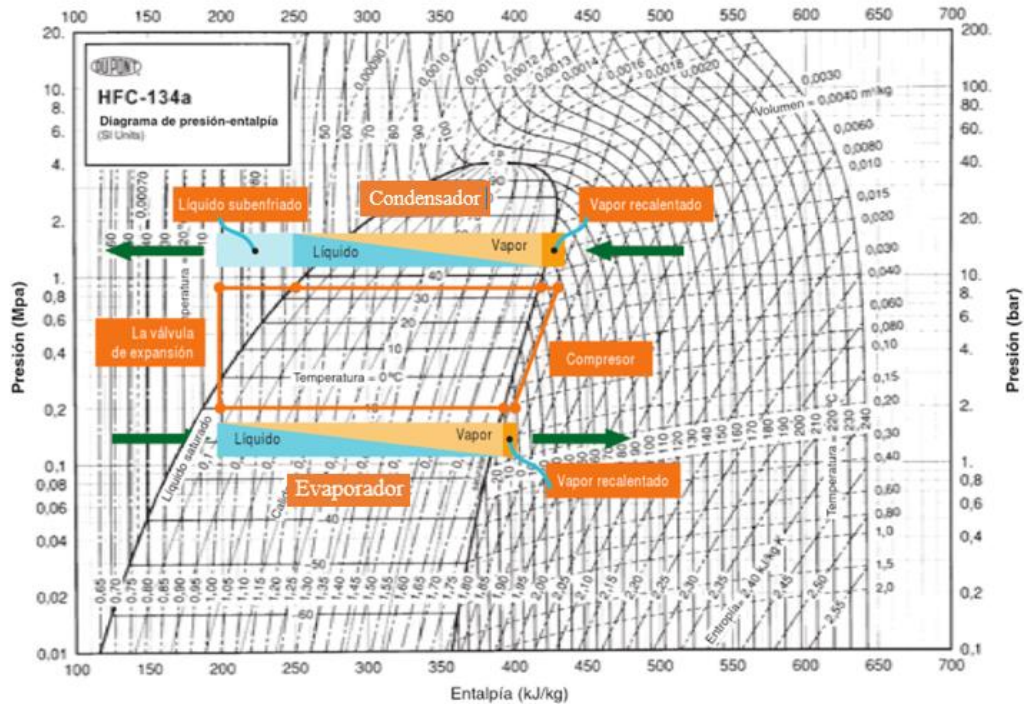
En el condensador ocurre un proceso de condensación donde se asume que la presión no varía pues este ciclo no considera las pérdidas de presión ni las de carga [15]. La presión entonces se considera igual a la entrada y a la salida del condensador. Aquí se realiza un cambio de estado importante, el refrigerante proviene del compresor en estado de vapor sobrecalentado, en la tubería del condensador, se entrega la mayoría de su calor al ambiente por lo que empieza a condensarse a presión constante llegando finalmente al líquido saturado. [13]

En la válvula de expansión se considera un flujo adiabático donde la cantidad de calor que la válvula le cede al exterior es nula. Tanto el tiempo que transcurre mientras el refrigerante atraviesa la válvula como la superficie de intercambio de calor con el ambiente son tan pequeños que se pueden descartar. Se asume también que el trabajo realizado por la válvula es nulo [15]. En este punto se recibe estado líquido proveniente del condensador, baja de temperatura y presión y se pasa a mezcla de líquido y vapor. [13]

En el evaporador (al igual que en el condensador) se asume una presión constante debido a que no se consideran pérdidas de presión ni de carga. El refrigerante llega al evaporador en estado de mezcla líquido-vapor. En el evaporador, el refrigerante extrae calor del ambiente a la presión a la cual el refrigerante ha entrado, a este calor se le llama calor latente debido a que este se encarga del cambio de estado y finalmente sale del evaporador como vapor saturado. La siguiente imagen proporciona un diagrama de

presión entalpía en unidades SI del refrigerante R134a el cual facilita la comprensión de los estados del refrigerante y los supuestos mencionados anteriormente. [13]

Figura 7. Representación del ciclo real de compresión de vapor en un diagrama presión entalpía del R134a [15]



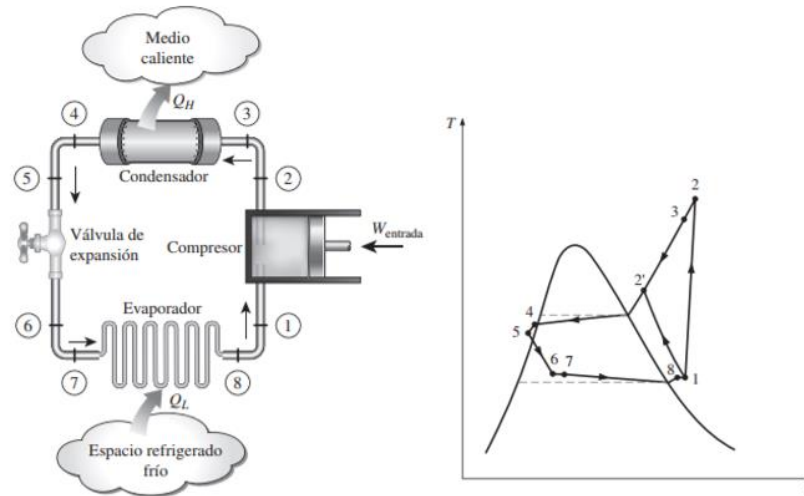
Ahora bien, cabe mencionar que el ciclo ideal es conservador debido a los supuestos que se hacen, en la práctica es difícil que estos se cumplan. Inevitablemente, a lo largo de todo el circuito se tendrán caídas de presión. En los circuitos frigoríficos las pérdidas suelen ser pequeñas por lo que en la práctica es sumamente utilizado el ciclo ideal. [6]

3. Ciclo real de compresión de vapor. El ciclo de Carnot y el ciclo ideal de compresión de vapor son las bases para el ciclo real. Este toma en cuenta irreversibilidades del sistema, así como pérdidas de carga y presión a lo largo del sistema. Estas pérdidas son proporcionadas por elementos de diseño del sistema tales como; la longitud de los conductos, el diámetro de los conductos, la fricción entre el material en interior de los conductos y el refrigerante, la velocidad del fluido, la viscosidad del fluido, la posición de los conductos, los cambios en sección de los conductos y los cambios de dirección de los conductos y los accesorios. [6]

El ciclo real se acerca más a la realidad de un ciclo refrigerado por compresión de vapor sin embargo para hacer un diagrama real del sistema se necesita saber las propiedades del refrigerante a lo largo de todo

el sistema lo que resulta sumamente tedioso y casi imposible realizar. Por lo que en la práctica rara vez se da la utilización del ciclo real, en la siguiente figura se pueden ver los puntos considerados importantes por este ciclo [6].

Figura 8. Ciclo real y diagrama de Mollier de presión y entalpía [6]



Cuadro 2. Fases en diferentes puntos del ciclo real [6]

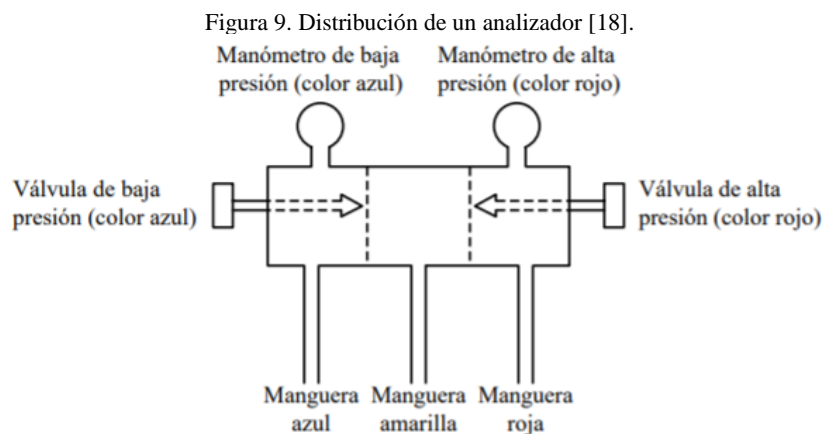
Punto	Ubicación en el sistema	Fase del refrigerante
1	Entrada al compresor	Vapor sobrecalentado a baja presión
2	Salida del compresor	Vapor sobrecalentado a alta presión
3	Entrada al condensador	Vapor sobrecalentado a alta presión
4	Salida del condensador	Líquido saturado
5	Entrada a la válvula de expansión	Líquido saturado
6	Salida de la válvula de expansión	Mezcla
7	Entrada del evaporador	Mezcla
8	Salida del evaporador	Vapor sobrecalentado a baja presión

Sin embargo, en el diseño de un sistema de refrigeración se debe tomar en cuenta el ciclo real de refrigeración pues sin este se puede llegar al cálculo de un compresor de menor capacidad de lo que en realidad se necesita. Mientras mayor sea la pérdida de presión, mayor será el volumen específico del refrigerante que pase por el compresor y menor será el desplazamiento volumétrico. En otras palabras, mientras más pérdidas se tengan, se necesita un compresor de mayor potencia. La segunda consecuencia de diseñar un sistema sin tomar en cuenta el ciclo real es que se puede llegar a no tener subenfriamiento, sin el mismo, la entrada del refrigerante en la válvula de expansión se podría dar en estado de vapor y esto provocaría un incorrecto funcionamiento del circuito. [6]

En la práctica, se debe hacer lo posible por acercarse al ciclo ideal de refrigeración pues esto hace que el sistema trabaje más cerca de su punto más efectivo. Se pueden realizar varias cosas para ayudar al sistema a acercarse al ciclo ideal entre ellas están; reducir pérdidas o ganancias de calor donde no se las necesita, reducir las pérdidas de presión y carga de la tubería, disminuir la cantidad de accesorios, sobrecalentar el refrigerante antes del condensador para garantizar la condensación de todo el refrigerante y subenfriar el refrigerante antes de la válvula de expansión para que no llegue nada de vapor a la misma [6].

4. **Analizadores.** El analizador es una de las partes más importantes en la carga y descarga de un sistema de refrigeración. Llamado también puente de manómetros, este aparato cumple con variadas funciones, algunas son; comprobar presiones de trabajo del sistema, insertar o retirar fluido del sistema y hacer vacío en un tramo de la instalación o en el sistema completo entre otras [15].

El aparato cuenta de un cuerpo basado en dos válvulas una para el barómetro de alta presión y una para el barómetro de baja presión, el de presión baja se identifica con color azul mientras que el de presión alta se identifica con el color rojo. En la siguiente figura se muestran las partes del analizador. [18]

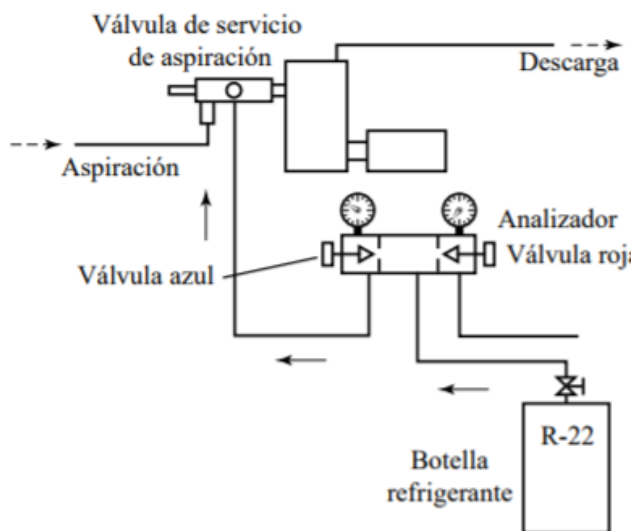


Un uso muy común para la manguera y manómetro de baja presión es el de medir la presión de succión del compresor. Esta se conecta a la válvula de servicio del compresor y se cierra la válvula restante del analizador para así impedir el flujo a las demás mangueras. Se enciende el compresor y el manómetro azul se estabilizará en una presión de succión leble medida en mm de Hg. [18]

El uso de la manguera roja es un tanto similar, esta necesita la instalación de una válvula de servicio en el área de presión alta usualmente localizada después del compresor. Se conecta la manguera roja a esta y se cierra la válvula restante en el analizador para impedir el flujo en las demás mangueras. El manómetro rojo entonces indicará la presión de descarga y la temperatura de condensación. [18]

El uso de manguera amarilla es muy variado, algunas operaciones que se pueden realizar es la carga o descarga del refrigerante con una botella del fluido. La manguera azul tiene dos terminaciones, para cargar refrigerante, se debe conectar una terminación al manómetro azul de baja presión y otra a la válvula de servicio de aspiración del compresor localizada antes de este. Se cierra la válvula roja del analizador y la manguera amarilla se conecta al depósito de refrigerante que se tenga. En el siguiente diagrama se muestra la conexión correcta del analizador al sistema. [18]

Figura 10. Conexión correcta del analizador para carga de refrigerante [18].

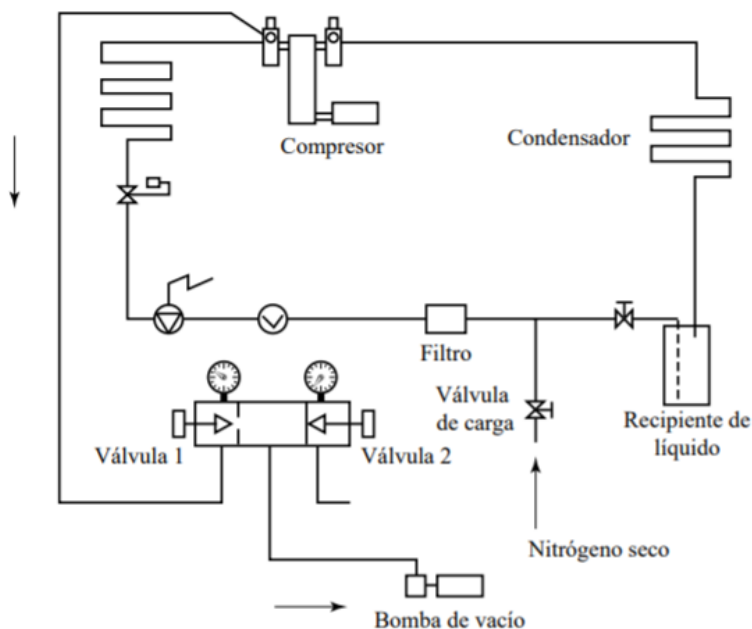


Una vez hecha la conexión correcta para la carga de refrigerante se puede abrir la válvula en la botella del refrigerante y la válvula de servicio de aspiración del compresor localizada antes de este. Para saber cuánto refrigerante ha entrado al sistema; se cierra la válvula azul de baja presión y el manómetro azul

marcara una presión que está directamente relacionada a la cantidad de refrigerante que ha entrado al sistema, esta tiene que coincidir con los cálculos que se han hecho del sistema [18].

Una vez alcanzada la presión requerida se procede a cerrar la válvula de la botella de refrigerante y se abre por completo la válvula correspondiente al manómetro azul. Esto se hace para que succione todo lo que queda de refrigerante en el analizador. Otra función importante de la manguera amarilla es la realización de la prueba de vacío. Para esta se necesita una bomba de vacío. En este caso se conecta un extremo de la manguera azul a la válvula de aspiración del compresor mientras que la otra válvula estará completamente abierta mientras que la manguera amarilla está conectada a la bomba de vacío. La válvula de carga estará conectada a nitrógeno seco para poder alcanzar una presión mayor a la atmosférica. El siguiente diagrama muestra la conexión correcta para la prueba de vacío [16].

Figura 11. Conexión para realizar vacío en el sistema [18].

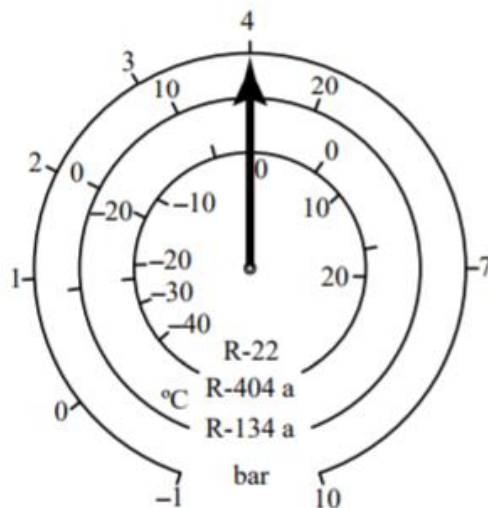


Una vez hecha la conexión mencionada anteriormente se prosigue a arrancar la bomba de vacío hasta llegar a aproximadamente 1.5 mm de Hg, alcanzado este punto se cierra la válvula de la manguera azul (válvula 1) y lentamente se carga el nitrógeno seco para llegar a una presión mayor de la atmosférica, se cierra la válvula del nitrógeno y se realiza vacío nuevamente. Después se deja descansar el sistema al menos por una hora. Si el sistema se muestra una presión constante entonces se puede proseguir a cargar el refrigerante, si no hay presión constante, existen fugas en el sistema [18].

5. **Manómetros y su uso en refrigeración.** Se sabe que un sistema de refrigeración tiene dos lugares claves para medir presión, uno de alta presión y uno de baja presión. Se necesita entonces un manómetro para cada uno de estos puntos importantes. El manómetro de alta presión y el de baja presión suelen distinguirse por la escala en los que estos están manufacturados. El manómetro de baja presión puede mostrar lecturas desde -1 hasta 10 bar (de -14 a 145 psi) mientras que el de alta presión puede mostrar lecturas desde 0 hasta 35 bar (de 0 a 500 psi). Así mismo sus colores también los identifican, el de baja presión es de color azul mientras que el de alta presión es de color rojo. Cabe notar que el manómetro de alta presión nos indica la presión de condensación del refrigerante mientras que el de baja presión nos indica la presión de evaporación [15].

6. **Termómetros y su uso en refrigeración.** Como se mencionó anteriormente, se utilizan manómetros para medir la presión alta y baja en puntos clave del sistema, pero estos mismos por lo general vienen acompañados de un medidor de temperatura en la misma escala del manómetro tal como se muestra a continuación. [15]

Figura 12. Lectura de un manómetro [18]



Cabe notar que la escala exterior corresponde a la presión a la cual se encuentra el refrigerante y la interior es la temperatura a la cual se encuentra el mismo. El primer punto importante donde se debe colocar un manómetro es en la parte de alta presión, con esto no solo se sabe la presión de condensación, pero también la temperatura de condensación. El segundo punto importante donde se debe colocar un manómetro es en la parte de baja presión, con esto se sabrá la presión y temperatura de evaporación [13].

Esto es sumamente útil pues con estas dos propiedades se puede definir por completo el estado del refrigerante en ese punto [6].

La tercera temperatura que se debe medir es la del ambiente, pues de esta dependerán muchos factores tal como la carga que el sistema tendrá en ese determinado momento y sabiendo esta temperatura se pueden ajustar varios parámetros tal como la estrangulación que se debe hacer con la válvula, la velocidad que debe proporcionar el ventilador del evaporador, entre otras cosas. Esta temperatura se puede medir con un termómetro convencional [13].

Anteriormente se mencionó la lectura de temperatura mediante manómetros, pero otra lectura sumamente importante en refrigeración son las termocuplas pues pueden medir temperaturas a lo largo de varios puntos en el sistema. Las termocuplas son sensores electrónicos de temperatura, esta información se manda a una interfaz que puede mostrar los datos al operador y algunas tienen la capacidad de graficar el cambio de las temperaturas mediante el tiempo. Las termocuplas funcionan bajo la soldadura de dos alambres de diferente material, el cambio de milivoltios en esta soldadura está directamente relacionado al cambio de temperatura [18].

Existen siete tipos de termocuplas y se identifican bajo la designación de letras. Existen las de tipo B, R, S, J, K, T y E cada una tiene sus ventajas y desventajas, pero se seleccionan mediante el rango de temperaturas en el cual la termocupla operara. En refrigeración se utiliza mucho la termocupla tipo J la misma tiene la ventaja de funcionar de -180 a 750 °C y es sumamente barata [15].

Finalmente, hoy en día se ha implementado las pistolas laser de temperatura las cuales constan de que el operador señale un área y la pistola mediante una pequeña pantalla LCD deja saber al mismo cual es la temperatura del área al que está señalando. Es una forma muy segura de tomar la temperatura pues no hay interacción física del operador con el sistema. Sin embargo, solo se puede saber la temperatura en un punto en ese determinado momento pues las pistolas no registran temperaturas con respecto al tiempo. [15]

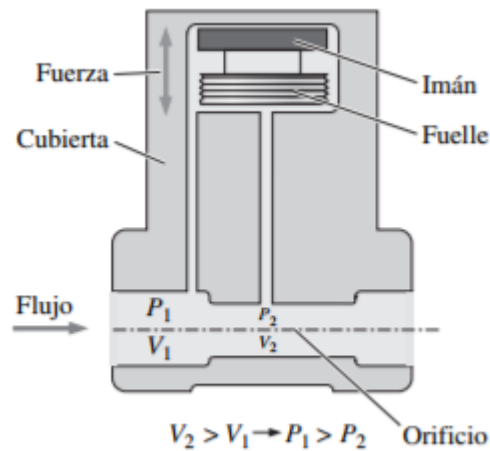
7. Caudalímetros y su uso en refrigeración. Los caudalímetros se utilizan para medir el caudal que está pasando por una tubería, los mismos son de mucha ayuda para visualizar si la cantidad de refrigerante calculada es la misma que está pasando en la práctica. Los caudalímetros se miden con medidas de volumen respecto al tiempo tal como m^3/h . Muchos caudalímetros actuales son electrónicos y se conectan a la misma fuente de poder del compresor. El rango de un caudalímetro pequeño esta entre 1.5 y 100 m^3/h de refrigerante. Un caudalímetro podría proporcionar el flujo másico sabiendo la densidad del refrigerante y el caudal, se puede calcular el flujo másico. [13]. Un caudalímetro moderno se ve como el mostrado a continuación.

Figura 13. Un caudalímetro electrónico [18]



El funcionamiento interno de este tipo de medidores es sumamente sencillo. Mediante un imán calibrado se puede saber el flujo en esa parte de la tubería tal como muestra la Figura 14. El imán se mueve cuando la fuerza (proporcionada por la presión) del refrigerante lo mueve hacia arriba, el cambio de esta distancia está directamente relacionado con la cantidad de refrigerante que está pasando en la tubería por lo que el caudalímetro indica un valor determinado [16].

Figura 14. Funcionamiento de un caudalímetro electrónico [18]



8. Válvulas de paso. Las válvulas de paso son sumamente simples, se basan en operación todo o nada. Si se abren por completo se deja pasar la totalidad del flujo mientras si se cierran por completo no dejan pasar nada de flujo. En sistemas didácticos de refrigeración son bastante útiles pues se quiere ver los cambios en el sistema mediante diferentes tuberías. Las válvulas de paso pueden ser mecánicas (accionadas manualmente por el operario del sistema) o electrónicas (operadas por un controlador principal) [13].

Su selección es bastante simple, se debe saber el diámetro de tubería a utilizar, si serán mecánicas o electrónicas y si estarán en la parte caliente o fría del sistema. Muchas válvulas mecánicas suelen estar desprotegidas del mango y pueden causar quemaduras al operario por lo que es necesario saber en qué parte del sistema estará. Muchas válvulas mecánicas de hoy en día se identifican con colores; azul para el área de baja presión y rojo para el área de alta presión [13].

D. DISPOSITIVOS PARA LA MODIFICACIÓN DE CARGA EN EL SISTEMA DIDÁCTICO

Un sistema didáctico de refrigeración funciona bajo la simulación de cargas en el sistema, esto se refiere a cargas termodinámicas en el sistema. El mismo puede estar expuesto a una carga elevada o una carga muy baja, la carga elevada hará que los componentes trabajen bajo mayor esfuerzo mientras que una carga menor hará que el sistema sea más eficiente. Los dispositivos que ayudan a cambiar la carga del sistema son los ventiladores, las resistencias y los aislantes térmicos.

1. **Ventiladores.** Los ventiladores en aire acondicionado y en refrigeración se usan para la correcta circulación de aire en el espacio refrigerado. En caso del ventilador estar directamente al evaporador, se aumenta el aire en contacto con el evaporador y aumenta el calor que este está recibiendo. Mientras más rápido este girando el ventilador del evaporador, más frío debería de estar el mismo para poder suplir la temperatura que se desea [15].

Existen dos ventiladores importantes en un sistema de refrigeración pequeño, el colocado en el compresor, por lo general este es de velocidad constante y se utiliza para enfriar el compresor pues el mismo tiende a calentarse después de un tiempo de operación. El segundo ventilador importante es el del evaporador el cual se utiliza en aire acondicionado y refrigeración para la circulación correcta del aire dentro del espacio refrigerado [15].

En sistemas didácticos es conveniente usar un ventilador con motor regulable EC pues se necesita para el aumento de flujo de aire en el evaporador o la disminución del mismo. Las revoluciones por minuto a la cual el ventilador está girando se pueden controlar con un potenciómetro. El conjunto de ventilador y evaporador en refrigeración se le llama manejadora, la mayoría de estas cuentan ya sea con un ventilador de tres velocidades, de velocidad única o de velocidad variable [13].

2. **Resistencias.** Las resistencias se pueden usar como cargas al ambiente refrigerado donde se encuentra el evaporador, estas usualmente se usan en sistemas didácticos. Se utilizan para recrear ambientes cálidos y proporcionar una carga alta al ambiente refrigerado [6].

Para que una resistencia sea efectiva en un sistema de refrigeración didáctico, el área que se quiere calentar debe estar aislada pues esto permite simular efectivamente un ambiente cálido. Cabe mencionar que la resistencia debe ser de baja temperatura, oscilando en un máximo 30 a 50 grados centígrados. Las resistencias son controladas con potenciómetros [14].

3. **Aislantes térmicos.** Un aislante térmico es una parte crucial en refrigeración pues este ayuda a mantener la temperatura deseada en una cámara refrigerada. El aislante térmico también ayuda a disminuir gastos de energía innecesarios pues al mantener la temperatura deseada contenida en un ambiente refrigerado y se reduce el esfuerzo del compresor para mantener la temperatura deseada en el espacio refrigerado. Cuando el compresor trabaja menos, se produce un ahorro de dinero energético a medio plazo [15].

Otra función del aislante en un sistema de refrigeración es mantener aislada las tuberías de cobre donde se necesita mantener controlada la ganancia o pérdida de calor de o hacia los alrededores. Estos aislantes son diferentes a los de las cámaras refrigeradas pues estas deben ser flexibles y no son tan gruesos pues la ganancia o pérdida de calor es mucho menor en estos tramos de tubería en comparación con lo ganado en la cámara refrigerada. Se utiliza mucho el aislamiento mediante fibras, poliésteres y espumas elastómeras [15].

La ASHRAE sugiere la resistencia térmica de materiales a usar en cámaras de refrigeración dependiendo el rango de temperaturas a la cual la cámara funcionará, la Figura 15 muestra este estándar. Una vez se sabe esta resistencia térmica se puede elegir un proveedor de aislante y revisar que el material cumpla con este valor. [1]

Figura 15. Estándares ASHRAE para aislación [1]

ASHRAE		Thermal Resistance R , $m^2 \cdot K/W$		
		Floors	Walls/ Suspended Ceilings	Roofs
Type of Facility	Temperature Range, °C			
Cooler ^a	4 to 10	Perimeter insulation only	4.4	5.3 to 6.2
Chill cooler ^a	-4 to 2	3.5	4.2 to 5.6	6.2 to 7.0
Holding freezer	-23 to -29	4.8 to 5.6	6.2 to 7.0	7.9 to 8.8
Blast freezer ^b	-40 to -46	5.3 to 7.0	7.9 to 8.8	8.8 to 10.6

Note: Because of the wide range in the cost of energy and the cost of insulation materials based on thermal performance, a recommended R-value is given as a guide in each of the respective areas of construction. For more exact values, consult a designer and/or insulation supplier.

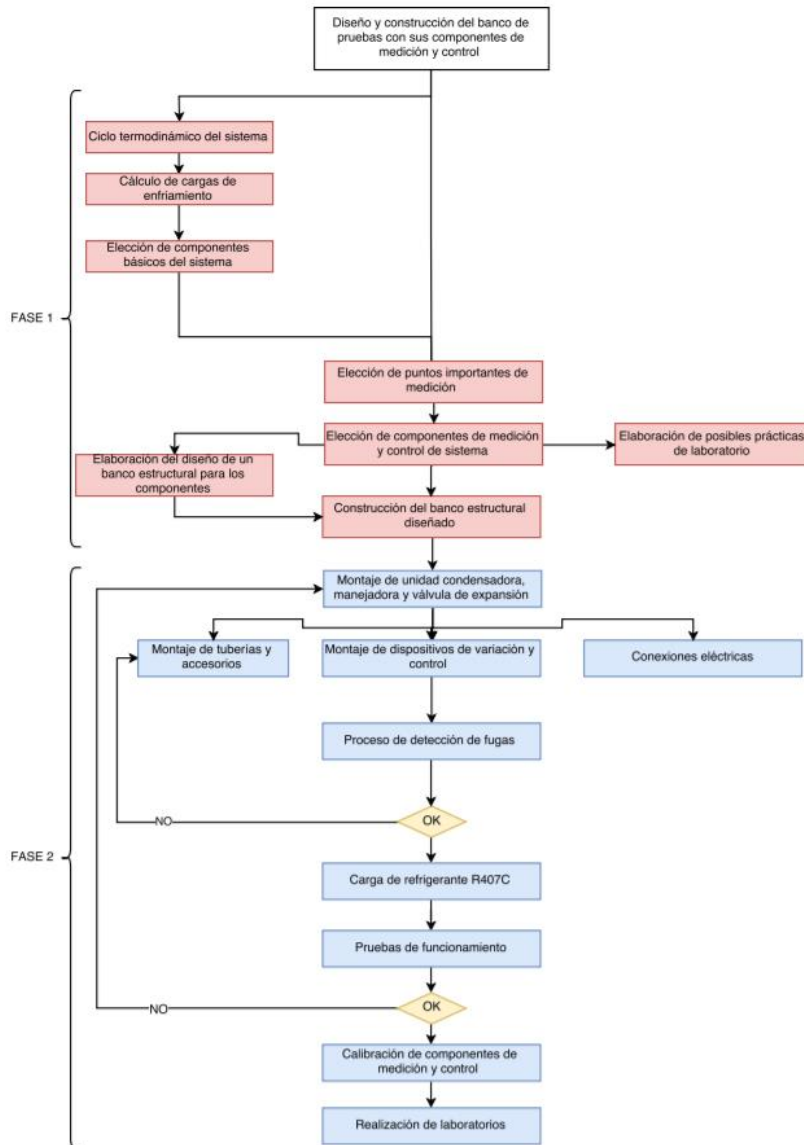
^aIf a cooler has the possibility of being converted to a freezer in the future, the owner should consider insulating the facility with the higher R-values from the freezer section.

^bR-values shown are for a blast freezer built within an unconditioned space. If the blast freezer is built within a cooler or freezer, consult a designer and/or insulation supplier.

V. METODOLOGÍA

A. DIAGRAMA DE FLUJO DEL TRABAJO

En la siguiente página se presenta un diagrama de flujo del trabajo. El trabajo llevado a cabo las actividades comprendidas en la fase 1 del diagrama las cuales incluyeron elaborar un ciclo termodinámico teórico del sistema, calcular las cargas de enfriamiento necesarias del sistema, elegir los componentes básicos del sistema, elegir puntos de medición apropiados, elegir componentes de medición y variación, elaborar posibles laboratorios y diseñar y construir un banco estructural para el sistema. La fase 2 queda pendiente para su elaboración posterior.



B. DISEÑO

Para el efectivo control dimensional de los componentes básicos del banco didáctico de refrigeración se realizó el diseño de un banco estructural que le diera el soporte necesario a los mismos. Este diseño y los parámetros que se tomaron para el mismo se muestran a continuación. Así mismo se eligen componentes de medición y control, así como sus puntos de instalación en el sistema.

1. Diseño del banco. El banco se diseña bajo varios parámetros: soporte estructural, estabilidad durante el trabajo, movilidad y altos factores de seguridad son algunos de los aspectos que se tienen que tomar en cuenta. La manejadora estará en el nivel superior mientras que la condensadora en el nivel inferior.

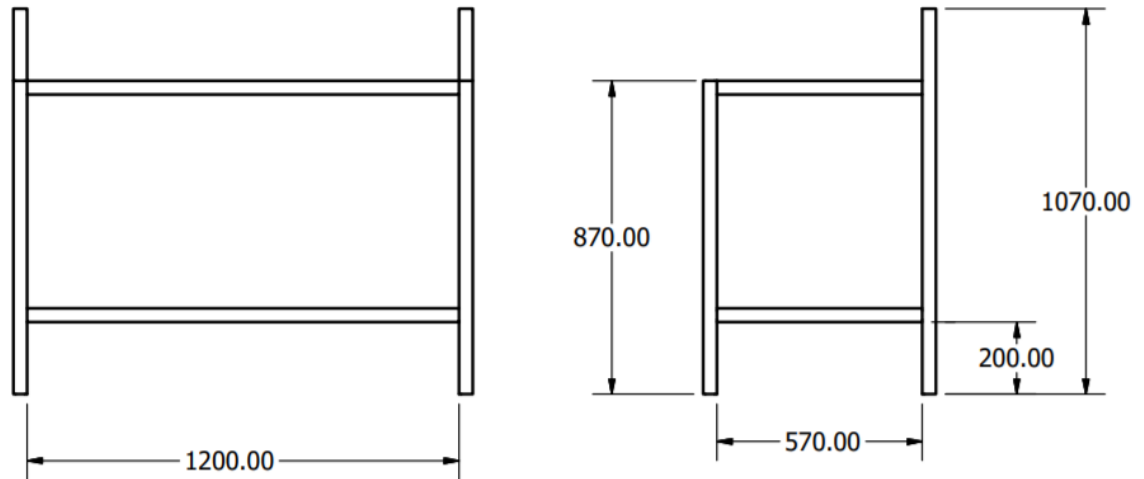
El diseño estructural consiste en elegir geometría de vigas económicas a partir de perfiles estándar que estén comercialmente disponibles. El perfil ANSI 1.5 in x 1.5 in con chapa de 1/8 tiene una alta disponibilidad y precio accesible por lo que se trabaja en base a este. Este perfil de hierro negro estándar también presenta un proceso de soldadura simple para su posterior manufactura. En la figura a continuación se presenta el diseño del banco realizado con Autodesk Inventor.

Figura 16. Diseño del banco una vez incorporados los perfiles



En el anexo B se presentan los planos completos para la manufactura del banco. A continuación, se presentan las medidas en milímetros elegidas para el mismo.

Figura 17. Medidas de la estructura del banco en milímetros



Para el nivel superior e inferior del banco se escogieron planchas de hierro negro de 1/8 in equivalente a 3.175 mm, con un ancho de 646.20 mm y un largo de 1276.20 mm. A continuación, se muestran las medidas en milímetros para el corte adecuado de las planchas de hierro mencionadas.

Figura 18. Medidas de la plancha para el nivel superior en milímetros

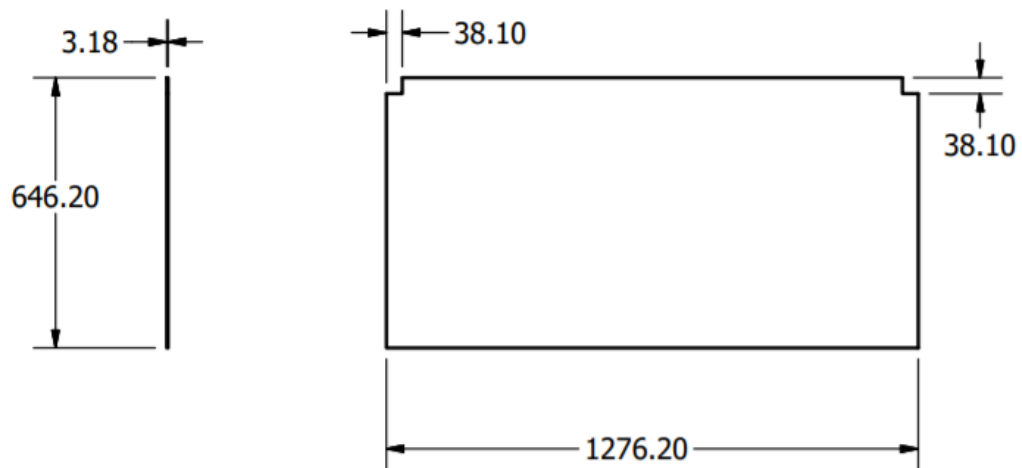
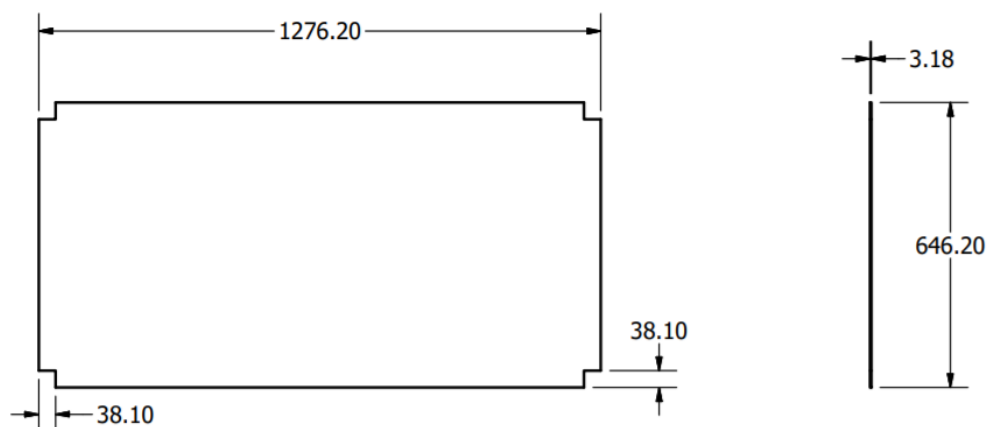


Figura 19. Medidas de la plancha para el nivel inferior en milímetros



El cuadro a continuación determina los largos y cantidad de perfiles cuadrados necesarios para hacer el banco, así como y las planchas necesarias para construirlo.

Cuadro 3. Largos de perfiles y cantidades necesarias de cada uno para la construcción del banco

Componente	Cantidad necesaria
Perfil cuadrado 1200 mm	4
Perfil cuadrado 570 mm	4
Perfil cuadrado 870 mm	2
Perfil cuadrado 1070 mm	2
Plancha de 646.20 mm x 1276.20 mm x 1/8"	2

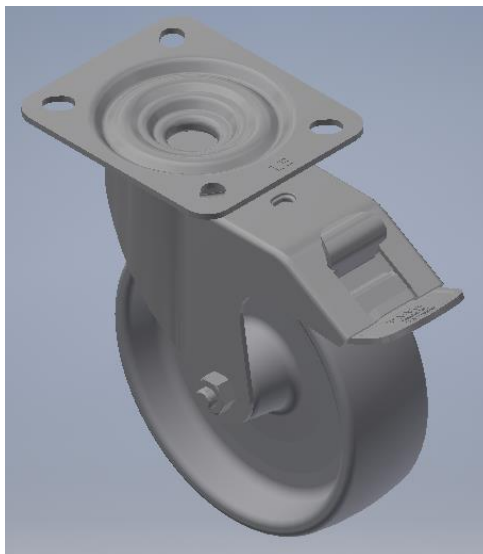
Se concluye entonces que se necesitan 10.97 m de perfil cuadrado para construir el banco. Los perfiles se venden en largos estándares de 5 m. Entonces son necesarios tres perfiles de 5 m de largo para la construcción estructural del banco y dos planchas para la construcción de los niveles.

Se necesita elegir ruedas para el banco pues la movilidad del mismo es indispensable, este estará montado en el Maker 502 y usualmente los bancos de pruebas se almacenan hasta que sea momento de su uso. Las ruedas necesitan un freno mecánico pues al bloquear todas las ruedas, se elimina la posibilidad de que el banco avance o gire accidentalmente. El peso total de la estructura con las planchas y los componentes es de 1833 N. Una sola rueda no cargará con la totalidad de este peso, lo soportan las cuatro ruedas del banco. Se eligen cuatro ruedas Blicke B-PO 100K de 5 in (127 mm) con capacidad para 1961 N cada una [22]. A continuación, se presenta el cálculo del factor de seguridad de las ruedas elegidas.

$$F.S. = \frac{\text{Capacidad maxima de una rueda}}{\text{Peso que soportará la rueda}} = \frac{1961 N}{1833/4 N} = 4.28 \quad (2)$$

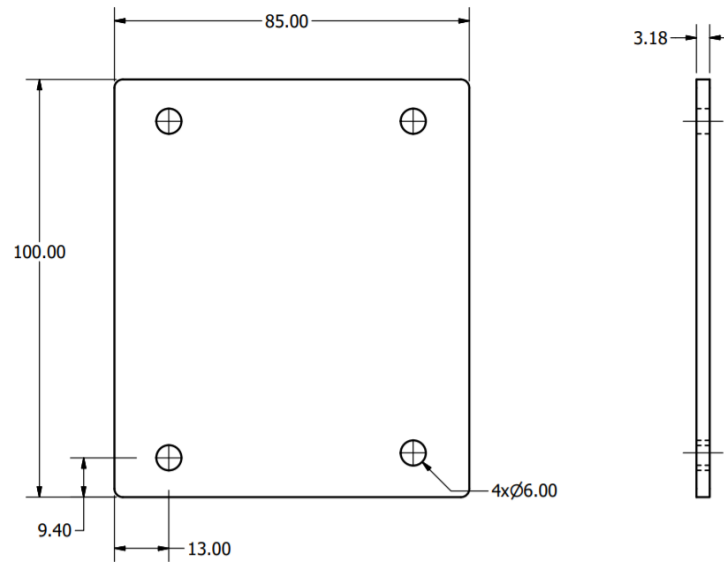
Con este factor de seguridad obtenido se concluye que las ruedas elegidas son aptas para soportar cuatro veces el peso de la estructura y los componentes de refrigeración en la misma. A continuación, se muestra la rueda elegida.

Figura 20. Rueda elegida para el banco



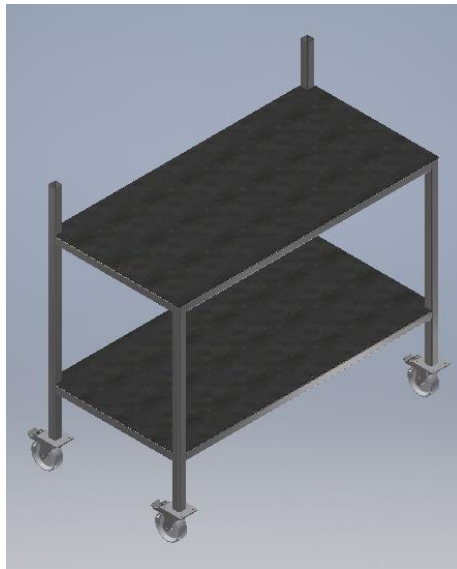
La Figura 20 muestra que la rueda necesita una sujeción de cuatro puntos, estos cuatro puntos deben ir anclados con pernos a una placa, la placa se diseña en base al diámetro de perno y a la distancia entre centros que la rueda permite. Se decide diseñar una placa de hierro negro para soldar con el banco de 100 mm x 85mm con distancias entre centros de 80 mm x 60 mm. Como la mostrada a continuación.

Figura 21. Placa de hierro para montaje de ruedas en milímetros



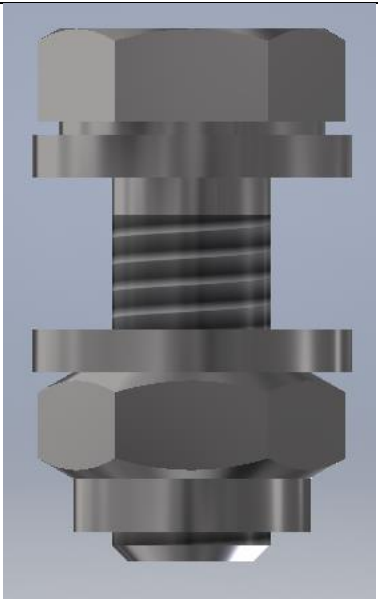
La figura a continuación muestra el banco con las ruedas elegidas y la placa de anclaje de rueda diseñada.

Figura 22. Banco con ruedas y placa de anclaje



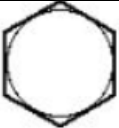
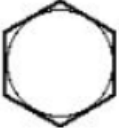
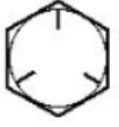
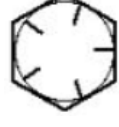


Ahora se debe elegir los pernos de sujeción, debido a la naturaleza del ensamblaje se necesita tanto el perno como la tuerca. Considerando el diámetro y el largo disponible en el ensamblaje, se elige un perno M6 x 16. Así mismo se elige una tuerca de seguridad compatible con el perno elegido, se necesita que la tuerca sea de fuerza pues estas tienden a mantener la fuerza de precarga una vez realizada la misma y esta parte del banco rara vez será desensamblada. [3] A continuación se muestra la selección del perno, las arandelas y la tuerca.

Cuadro 4. Perno, arandelas y tuerca elegidos

Elemento	Nomenclatura	Imagen
Perno	AS1110 – Métrico M6 x 16	
Arandela superior (en contacto con la cabeza del perno)	ISO 7089 6	
Arandela inferior (en contacto con la tuerca)	ISO 7089 6	
Tuerca de fuerza	DIN 985 M6	

Se debe seleccionar el grado del perno elegido, en Guatemala se utiliza la norma SAE para la elección de pernos de acero, la siguiente tabla muestra las normas para pernos regidos bajo esta norma.

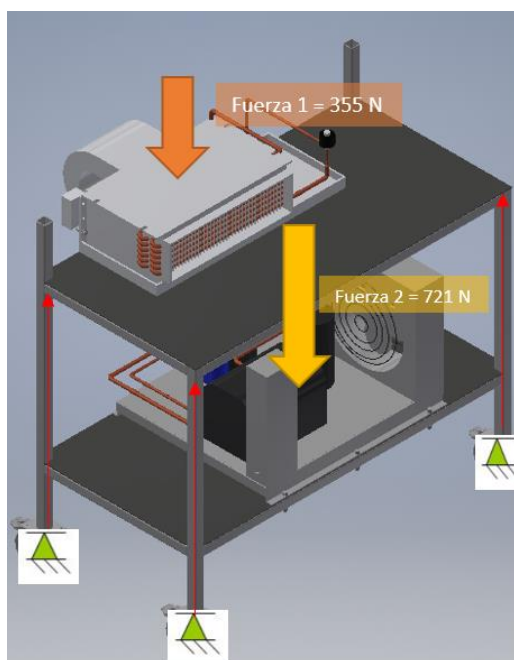
Cuadro 5. Grados de pernos bajo el estándar SAE [20]

Grado SAE	Rango de tamaños [in]	Resistencia a la tensión [ksi]	Material	Marca en la cabeza
1	1/4 a 1 1/2	60	Acero de bajo o medio carbono	
2	1/4 a 3/4 7/8 a 1 1/2	74 60	Acero de bajo o medio carbono	
5	1/4 a 1 1 1/8 a 1 1/2	120 105	Acero de medio carbono	
7	1/4 a 1 1/2	133	Acero de aleación de medio carbono	
8	1/4 a 1 1/2	150	Acero de aleación de medio carbono	
8.2	1/4 a 1	150	Acero martensítico de bajo carbono	

Se elige un grado 5 para el perno de sujeción de las ruedas a la placa diseñada anteriormente. Esto debido a que cumple con el rango de diámetro de perno necesitado. El perno tiene un diámetro de 6 mm equivalente a 1/4 in lo cual se ajusta al rango de diámetros disponibles. Su alta disponibilidad en el mercado local, bajo costo y alta resistencia a la tensión son factores que también influyeron en su elección. Los factores que causan la ruptura de un perno son el esfuerzo por corte y tensión, sin embargo, el perno bajo análisis no está sometido a ninguno de estos esfuerzos. Un análisis de tensión y corte de este se vuelve poco relevante por lo mencionado anteriormente. [3]

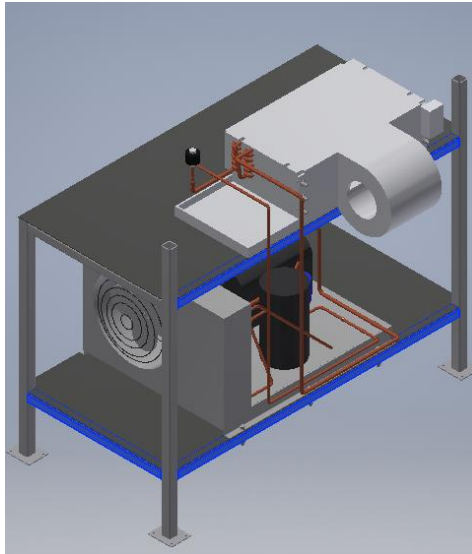
Una vez dimensionada la estructura se puede proceder a calcular la integridad del perfil ANSI 1.5 in * 1.5 in. Para esto se debe identificar los tipos de esfuerzos que hay en las vigas y elegir un criterio de falla aceptable para calcular el factor de seguridad de las mismas. A continuación, se muestra un diagrama de cuerpo libre de la estructura del banco en el cual se muestra el peso de la manejadora en el nivel superior (fuerza 1) y el de la unidad condensadora (fuerza 2) en el nivel inferior. Así mismo se resalta en rojo las reacciones en la estructura debido a los pesos que esta está soportando.

Figura 23. Diagrama de cuerpo libre del banco estructural



Con este diagrama se visualiza fácilmente que las vigas del banco estarán sometidas a esfuerzo por flexión debido al momento flexionante que provocan las fuerzas 1 y 2. También existe esfuerzo de corte por torsión debido a la distancia a la que se aplica la fuerza 1 y 2 de las vigas circundantes. Se desea calcular el esfuerzo máximo por flexión, deformación máxima y el esfuerzo de corte por torsión en las vigas críticas del banco. Las tres vigas críticas son resaltadas de color azul en la figura a continuación.

Figura 24. Ubicación de las vigas críticas en el banco



Para ubicar claramente las fuerzas mencionadas en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 23 se presenta un segundo y tercer diagrama que muestran la vista frontal y lateral del banco con las ubicaciones de las fuerzas.

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre (vista frontal)

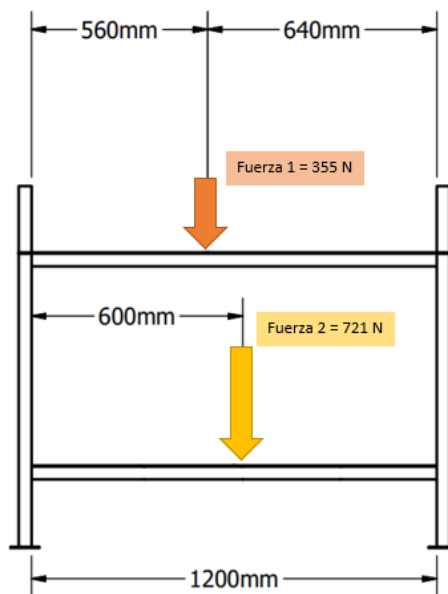
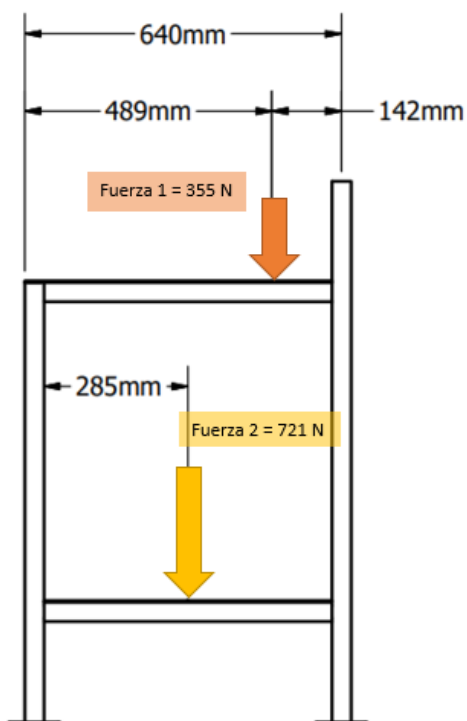


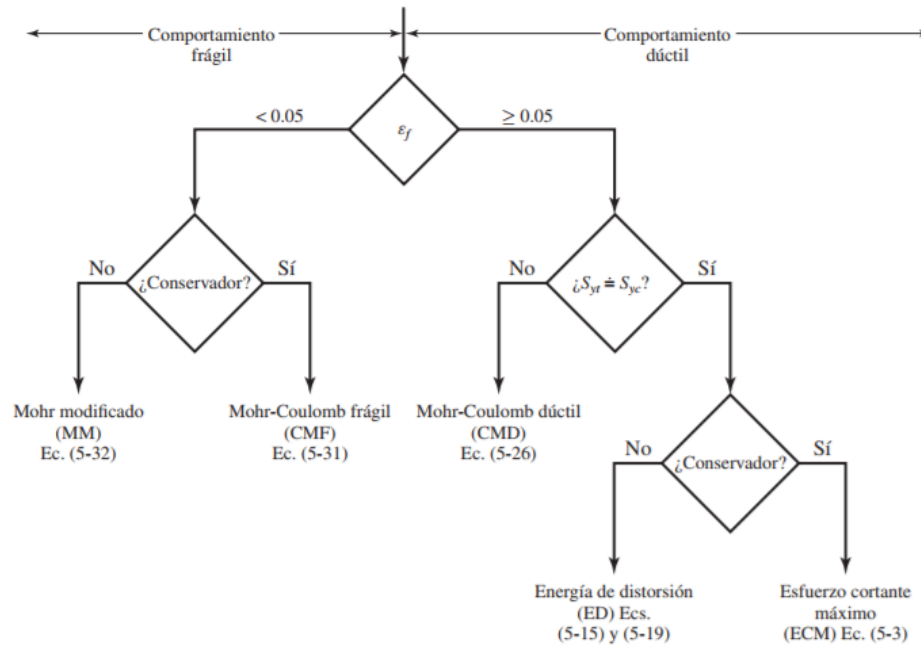
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre (vista lateral)



La viga superior de 1200mm se considera crítica debido a que carga con la mayoría del peso de la manejadora en el nivel superior, la viga inferior es considerada crítica pues esta carga con la mitad del peso de la unidad condensadora en el nivel inferior y la viga inferior lateral se considera crítica debido a que cuenta con el mayor esfuerzo cortante por torsión. Todas las demás vigas en la estructura estarán bajo esfuerzos iguales o menores por lo que el análisis en las tres vigas críticas es suficiente para determinar la seguridad del banco.

Una vez identificados los esfuerzos en las vigas críticas del banco se procede a elegir una teoría de falla para poder evaluar correctamente la integridad del banco. La siguiente figura asiste en la elección de una teoría de falla.

Figura 27. Diagrama de flujo para elección de una teoría de falla [3]



El acero estructural tiene un comportamiento dúctil, es decir, permite una deformación elástica antes de una falla irreversible en el material. Su esfuerzo máximo a la tensión δ_{yt} y a la compresión δ_{yc} son equivalentes. Y se desea ser menos conservador en el cálculo por lo que se elige la teoría de falla por energía de distorsión también llamada teoría de von Mises. Esta teoría se basa en calcular el esfuerzo de von Mises la cual integra el esfuerzo por flexión y el esfuerzo cortante por torsión mediante la siguiente fórmula: [3]

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{0.5} \quad (3)$$

Luego de obtenido este esfuerzo, se compara con el límite de fluencia del material obteniendo así un factor de seguridad, la fórmula se presenta a continuación. [3]

$$\sigma' = \frac{\delta_y}{n} \quad (4)$$

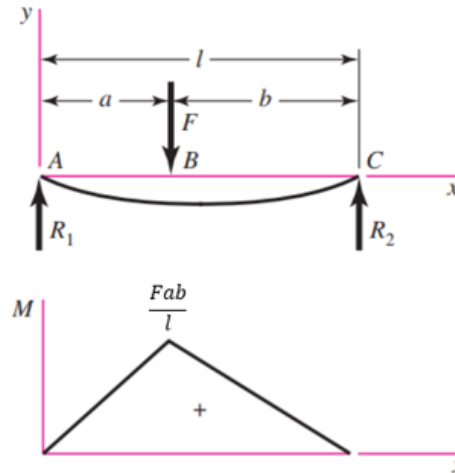
Para los cálculos analíticos de esfuerzos y deformación se debe tomar en cuenta ciertos supuestos, los mismos son presentados a continuación.

Cuadro 6. Supuestos para los cálculos analíticos de esfuerzos y deformación de la viga

Supuesto	Elección para del supuesto
Material	Acero estructural
Módulo de Young para acero estructural E [3]	$2.039 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ (29,000 ksi) (200000 MPa) ($2 \times 10^{11} \text{ Pa}$)
Límite a la fluencia δ_y [3]	207 MPa
Empotramiento	Doblemente empotrada
Fuerza	Puntual

Primero se analiza la viga superior, se calcula el esfuerzo máximo por flexión, la deflexión, el esfuerzo cortante por torsión, el esfuerzo de von Mises y el factor de seguridad de la viga con respecto a la teoría de von Mises. A continuación, se presenta un diagrama de cuerpo libre y un diagrama de momento de la viga. Se utilizará una carga puntual en la viga pues esta al tener menos área de contacto con la viga, proveerá mayor deflexión que una carga distribuida [5].

Figura 28. Diagrama de cuerpo libre y momento de la viga crítica superior [3]



Como puede observarse en el diagrama de la Figura 28, “a” es equivalente a una distancia de 560 mm, “b” es equivalente a una distancia de 640 mm y “l” es equivalente a una distancia de 1200 mm. Primero se necesita saber la fuerza que se le proporciona a la viga en el punto B de la Figura 28, esta fuerza es la reacción del peso de la manejadora en la viga. En el cálculo a continuación F es la fuerza en el punto B, $F_{Manejadora}$ es el peso de la manejadora en newtons y D es la fracción por la cual se debe multiplicar la

fuerza 1 para movilizar la misma en el plano perpendicular y colocarla en el punto B. Para esta fracción se necesita la distancia del borde del banco al centro de la manejadora y la distancia del borde del banco al punto B de la viga. Ambas distancias se visualizan claramente en el diagrama mostrado en la Figura 26.

$$F = F_{Manejadora} \times D = 355 \text{ N} \times \frac{0.489\text{m}}{0.640\text{m}} = 270 \text{ N} \quad (5)$$

Con esta fuerza, se procede al cálculo de deflexión en la viga, esta fórmula requiere del cómputo del momento de inercia de la viga. Para un perfil cuadrado hueco del centro como lo es el perfil ANSI 1.5 in * 1.5 in la fórmula se presenta a continuación; en esta C1 representa la distancia entre caras exteriores y C2 la distancia entre caras interiores del perfil.

$$I = \frac{1}{12}(C1^4 - C2^4) = \frac{1}{12}((0.0381\text{m})^4 - (0.03175\text{m})^4) = 9.1 \times 10^{-8}\text{m}^4 \quad (6)$$

La deflexión en el punto B de la viga se obtiene mediante la suma de la deflexión que provee la fuerza 1, la deflexión debido al momento en el soporte A y la deflexión debido al momento en el soporte C. Se analiza únicamente la deflexión en el punto B pues esta será la máxima.

$$\delta_B = \frac{F a^3 b^3}{3EI l^3} = \frac{270\text{N} * (0.56\text{m})^3 * (0.64\text{m})^3}{3 * (2 \times 10^{11} \text{ Pa}) * (9.1 \times 10^{-8}\text{m}^4) * (1.2\text{m})^3} = 1.32 \times 10^{-4}\text{m} = 0.132 \text{ mm} \quad (7)$$

Para obtener el esfuerzo máximo por flexión de la viga primero se necesita saber el momento máximo al que la misma está sujeta por flexión. El momento máximo por flexión se deduce del diagrama de momentos en la Figura 28. Como se ve en esa figura, la parte izquierda varía desde cero en el apoyo A hasta Fab/L mientras que el momento flexionante en la parte derecha de la viga disminuye linealmente desde Fab/l en la carga concentrada hasta cero en el apoyo C. Con esto entonces se deduce la fórmula para momento máximo por flexión presentada a continuación y el mismo ocurre debajo de la carga concentrada F obtenida en la ecuación 5.

$$M_{\text{max por flexión}} = \frac{Fab}{l} = \frac{270\text{N} * 0.56\text{m} * 0.64\text{m}}{1.2\text{m}} = 80.64 \text{ Nm} \quad (8)$$

Finalmente, se ingresa el momento máximo por flexión obtenido a la fórmula de esfuerzo, y resulta en el esfuerzo máximo por flexión al cual la viga estará sujeta.

$$\sigma_{\max \text{ por flexión}} = \frac{\frac{M_{\max} C_1}{2}}{I} = \frac{80.64 \text{ Nm} * 0.0381 \text{ m}}{9.1 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = \mathbf{16881230.77 \text{ Pa} = 16.88 \text{ MPa}} \quad (9)$$

Ahora se calcula el esfuerzo cortante por torsión en la viga proporcionado por la fuerza 1 al estar a una distancia de la viga. La fórmula de esfuerzo cortante para tubos de pared delgada cuadrados bajo torsión es presentada a continuación, en esta; F corresponde a la fuerza que provee la manejadora (fuerza 1), d es la distancia a la cual está la fuerza 1 de la viga, t es el ancho de la pared del perfil y Am es el área transversal del perfil. [5]

$$\tau_{xy} = \frac{F * d}{2tAm} = \frac{355 * 0.142 \text{ m}}{2 * 0.003175 \text{ m} * 0.00122 \text{ m}^2} = \mathbf{6507035 \text{ Pa} = 6.507 \text{ MPa}} \quad (10)$$

Una vez obtenido el esfuerzo por flexión y el esfuerzo de corte por torsión se puede proceder a calcular el esfuerzo de von Mises con la ecuación 3. En esta; $\sigma_x = 0$ $\sigma_y = \sigma_{\max \text{ por flexión}} = 16.88 \text{ MPa}$ y $\tau_{xy} = 6.507 \text{ MPa}$ por lo tanto:

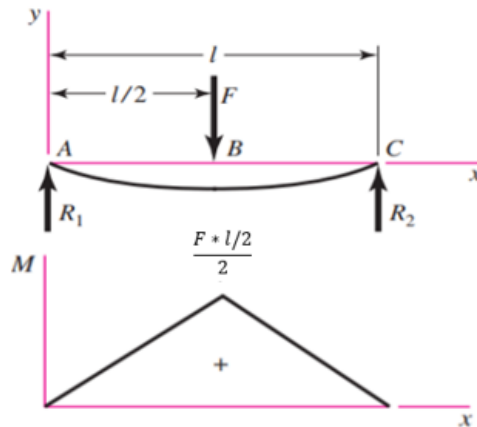
$$\sigma' = ((16.88 \text{ MPa})^2 + 3 * (6.507 \text{ MPa})^2)^{0.5} = \mathbf{20.29 \text{ MPa}}$$

Y finalmente se calcula el factor de seguridad de la viga con respecto a la teoría de von Mises con la ecuación 4. Donde; δ_y es la resistencia a la fluencia del acero estructural y σ' es el esfuerzo de von Mises calculado.

$$n = \frac{\delta_y}{\sigma'} = \frac{210 \text{ MPa}}{20.29 \text{ MPa}} = \mathbf{10.35}$$

Se procede a hacer los mismos cálculos con la viga crítica inferior (encargada de la mitad del peso de la unidad condensadora). Los supuestos del Cuadro 6 se mantienen en esta viga. Los cálculos para esta son más simples debido a la simetría que presenta la ubicación de la unidad condensadora. A continuación, se presenta un diagrama de cuerpo libre y un diagrama de momentos para la viga crítica inferior:

Figura 29. Diagrama de cuerpo libre y momento de la viga crítica inferior [3]



Primero se necesita saber la fuerza que se le proporciona a la viga en el punto B de la Figura 29, esta fuerza es la mitad del peso de la unidad condensadora debido a la posición que esta tiene en el nivel inferior. En el cálculo a continuación F es la fuerza en el punto B, $F_{Condensadora}$ es el peso de la condensadora en newtons y D es el factor necesario para proyectar la fuerza 2 en el plano perpendicular en el punto B.

$$F = F_{Condensadora} \times D = 721 \text{ N} \times \frac{0.600\text{m}}{1.200\text{m}} = 360.5 \text{ N} \quad (11)$$

La deflexión en el punto B de la viga se obtiene mediante la suma de la deflexión que provee la fuerza 2, la deflexión debido al momento en el soporte A y la deflexión debido al momento en el soporte C. Se analiza únicamente la deflexión en el punto B pues esta será la máxima.

$$\delta_B = \frac{Fl^3}{192EI} = \frac{360.5\text{N} * (1.2\text{m})^3}{192 * (2 \times 10^{11} \text{ Pa}) * (9.1 \times 10^{-8} \text{ m}^4)} = 1.78 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.178 \text{ mm} \quad (12)$$

Para obtener el esfuerzo máximo por flexión de esta viga, se necesita saber el momento máximo por flexión al que la misma está sujeta. El momento máximo por flexión de esta viga se deduce del diagrama de momentos en la Figura 29. Como se ve de esa figura, el momento flexionante en la parte derecha e izquierda de la viga aumenta linealmente desde cero en los apoyos A y C hasta $(F \cdot l/2)/2$ en la carga concentrada. Con esto entonces se deduce la fórmula para momento máximo por flexión presentada a continuación. Este momento ocurre debajo de la carga concentrada F obtenida en la ecuación 11.

$$M_{\max \text{ por flexión}} = \frac{F * l/2}{2} = \frac{360.5N * 0.60m}{2} = 108.15 Nm \quad (13)$$

Finalmente, se ingresa el momento máximo por flexión obtenido a la fórmula de esfuerzo y resulta en el esfuerzo máximo por flexión al cual la viga estará sujeta.

$$\sigma_{\max \text{ por flexión}} = \frac{\frac{M_{\max} C1}{2}}{I} = \frac{\frac{108.15 Nm * 0.0381m}{2}}{9.1 \times 10^{-8} m^4} = \mathbf{22640192.31 MPa} = \mathbf{22.64 MPa}$$

Ahora se debe calcular el esfuerzo cortante en la viga proporcionado por la torsión que provoca la fuerza 2 al estar a una distancia de la viga. La fórmula de esfuerzo cortante para tubos de pared delgada cuadrados bajo torsión es presentada a continuación, en esta; F corresponde a la fuerza que provee la unidad condensadora (Fuerza 2), d es la distancia a la cual está la fuerza 2 de la viga, t es el ancho de la pared del perfil y Am es el área transversal del perfil. [5]

$$\tau_{xy} = \frac{F * d}{2tAm} = \frac{721N * 0.285m}{2 * 0.003175m * 0.00122m^2} = 26524461Pa = \mathbf{26.52 MPa}$$

Una vez obtenido el esfuerzo máximo por flexión y el esfuerzo cortante por torsión se puede proceder a calcular el esfuerzo de von Mises con la ecuación 3. En esta; $\sigma_x = 0$ $\sigma_y = \sigma_{\max \text{ por flexión}} = 22.64 MPa$ y $\tau_{xy} = 26.52 MPa$ por lo tanto:

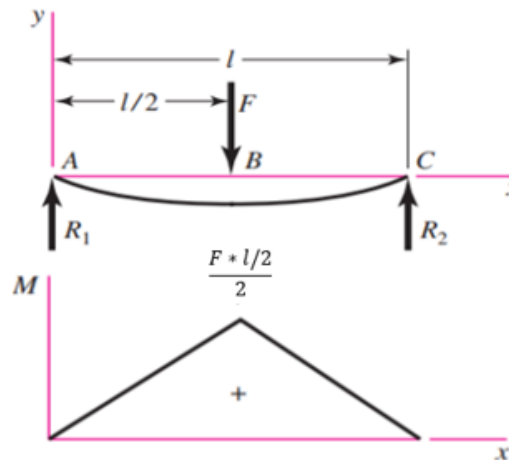
$$\sigma' = ((22.64 MPa)^2 + 3 * (26.52 MPa)^2)^{0.5} = \mathbf{51.21 MPa}$$

Y finalmente se calcula el factor de seguridad de la viga con respecto a la teoría de von Mises con la ecuación 4. Donde; δ_y es la resistencia a la fluencia del acero estructural y σ' es el esfuerzo de von Mises calculado.

$$n = \frac{\delta_y}{\sigma'} = \frac{210 MPa}{51.21 MPa} = \mathbf{4.1}$$

Se procede a hacer los mismos cálculos con la viga crítica inferior lateral (soporta el mayor esfuerzo de corte por torsión en la estructura). Los supuestos del Cuadro 6 se mantienen en esta viga. A continuación, se presenta un diagrama de cuerpo libre para la viga crítica inferior lateral:

Figura 30. Diagrama de cuerpo libre y momento de la viga crítica inferior lateral [3]



Primero se necesita saber la fuerza que se le proporciona a la viga en el punto B de la Figura 30, esta fuerza es la mitad del peso de la unidad condensadora debido a la posición que esta tiene en el nivel inferior. En el cálculo a continuación F es la fuerza en el punto B, $F_{\text{condensadora}}$ es el peso de la condensadora en newtons y D es el factor necesario para proyectar fuerza 2 en el plano perpendicular en el punto B.

$$F = F_{\text{Condensadora}} \times D = 721 \text{ N} \times \frac{0.285\text{m}}{0.570\text{m}} = 360.5 \text{ N} \quad (14)$$

La deflexión en el punto B de la viga se obtiene mediante la suma de la deflexión que provee la fuerza 2, la deflexión debido al momento en el soporte A y la deflexión debido al momento en el soporte C. Se analiza únicamente la deflexión en el punto B pues esta será la máxima.

$$\delta_B = \frac{Fl^3}{192EI} = \frac{360.5\text{N} * (0.570\text{m})^3}{192 * (2 \times 10^{11} \text{ Pa}) * (9.1 \times 10^{-8} \text{ m}^4)} = 1.91 \times 10^{-5} \text{ m} = 0.0191 \text{ mm} \quad (15)$$

Para obtener el esfuerzo máximo por flexión de esta viga, se necesita saber el momento máximo por flexión al que la misma está sujeta. El momento máximo por flexión de esta viga se deduce del diagrama de momentos en la Figura 30. Como se ve en esa figura, el momento flexionante en la parte derecha e izquierda de la viga aumenta linealmente desde cero en los apoyos A y C hasta $(F \cdot l/2)/2$ en la carga concentrada. Con esto entonces se deduce la fórmula para momento máximo por flexión presentada a continuación. Este momento ocurre debajo de la carga concentrada F obtenida en la ecuación 14.

$$M_{\max \text{ por flexión}} = \frac{F * l/2}{2} = \frac{360.5N * 0.285m}{2} = 51.37 Nm \quad (16)$$

Finalmente, se ingresa el momento máximo por flexión obtenido a la fórmula de esfuerzo y resulta en el esfuerzo máximo por flexión al cual la viga estará sujeta.

$$\sigma_{\max \text{ por flexión}} = \frac{\frac{M_{\max} C1}{2}}{I} = \frac{\frac{51.37 Nm * 0.0381m}{2}}{9.1 \times 10^{-8} m^4} = 10753829.67 Pa = 10.75 MPa$$

Ahora se debe calcular el esfuerzo cortante en la viga proporcionado por la torsión que provoca la fuerza 2 al estar a una distancia de la viga. La fórmula de esfuerzo cortante para tubos de pared delgada cuadrados bajo torsión es presentada a continuación, en esta; F corresponde a la fuerza que provee el componente, d es la distancia a la cual está la fuerza 2 de la viga, t es el ancho de la pared del perfil y Am es el área transversal del perfil. [5]

$$\tau_{xy} = \frac{F * d}{2tAm} = \frac{721N * 0.600m}{2 * 0.003175m * 0.00122m^2} = 55840970Pa = 55.84 MPa$$

Una vez obtenido el esfuerzo máximo por flexión y el esfuerzo de corte por torsión se puede proceder a calcular el esfuerzo de von Mises con la ecuación 3. En esta; $\sigma_x = 0$ $\sigma_y = \sigma_{\max \text{ por flexión}} = 10.75 MPa$ y $\tau_{xy} = 55.84 MPa$ por lo tanto:

$$\sigma' = ((10.75 MPa)^2 + 3 * (55.84 MPa)^2)^{0.5} = 97.31 MPa$$

Y finalmente se calcula el factor de seguridad de la viga con respecto a la teoría de falla de von Mises con la ecuación 4. Donde; δ_y es la resistencia a la fluencia del acero estructural y σ' es el esfuerzo de von Mises calculado.

$$n = \frac{\delta_y}{\sigma'} = \frac{210MPa}{97.31 MPa} = 2.16$$

Con finalidad de orden, se tabulan los datos de deflexión en el punto B, el esfuerzo de von Mises y el factor de seguridad con respecto a la teoría de falla de von Mises de las tres vigas críticas analizadas.

Cuadro 7. Tabulación de datos obtenidos en el análisis de esfuerzos

	Viga critica superior de 1.2 m	Viga critica inferior de 1.2 m	Viga critica inferior lateral de 0.570 m
Deflexión en el punto B	0.132 mm	0.178 mm	0.0191 mm
Esfuerzo de von Mises	15.13 MPa	51.21 MPa	97.31 MPa
Factor de seguridad con respecto a la teoría de von Mises	10.35	4.1	2.16

Primero se discute la deflexión obtenida en las vigas críticas analizadas, el estándar IBC 2009 1604.3.1 estandariza la fórmula de deflexión máxima permitida en una viga estructural [23]. Se ingresan datos en esta a continuación:

$$\delta_{\max permitida} = \frac{l}{360} = \frac{1200mm}{360} = 3.33mm \quad (17)$$

Por ende, el rango de deflexión permitido para la viga ANSI 1.5in * 1.5in es de 0 mm a 3.33 mm. Las vigas críticas obtuvieron una deflexión máxima de 0.132mm, 0.178mm y 0.0191mm lo cual recae en el rango obtenido por el estándar IBC 2009 1604.3.1. Con esto se concluye que las vigas están bajo un rango seguro de deflexión con las cargas proporcionadas por los componentes de refrigeración.

Ahora se analizan los factores de seguridad obtenidos bajo la teoría de falla de von Mises. Un factor de seguridad mayor a 1.25 para estructuras de perfiles estándar sometidas a cargas estáticas es suficiente para declarar la estructura segura y estable [5]. El factor de seguridad más bajo obtenido en las vigas críticas analizadas fue de 2.16 lo que determina que la estructura es capaz de soportar las cargas estáticas de los componentes de refrigeración.

2. Diseño de los componentes de medición de la válvula de expansión electrónica. En un trabajo en paralelo de determinaron los componentes básicos a utilizar en el sistema, el Cuadro 8 especifica el compresor, el condensador, la manejadora y la válvula de expansión elegidos para el sistema, así como la tubería que se quiere utilizar [4].


Cuadro 8. Componentes básicos elegidos [4]

Componente	Nombre	Especificaciones generales
Condensadora	CH005X6B Heatcraft	Incluye el condensador, el compresor de 1/2 hp y el ventilador para el compresor.
Válvula de expansión	Danfoss ETS 6-10	Válvula de expansión electrónica de tipo paso a paso de doble flujo
Manejadora	LH-B002DXB302R000	Incluye el evaporador y el ventilador de velocidad variable.
Tubería	De cobre	Tubería de 1/2 in de diámetro y de 3/8 in de diámetro.


La válvula de expansión ETS 6-10 utiliza varios accesorios de control, los cuales son; el sensor de temperatura, el sensor de presión, el controlador y la interfaz de control. Se empieza con la selección del controlador principal pues es aquí donde se interpreta la información de los sensores.

La válvula de expansión elegida es compatible con controladores de tipo EIM 336, EKD 316, EKD 316C, EKE 1A, EKE 1B, EKE 1C y EXD 316. Se busca que el controlador cuente con comunicación Modbus o Canbus lo cual permite interacción con interfaces de control para su uso por el operador. El mismo también debe proveer funciones de refrigeración tales como el sobrecalentamiento, la carga optima del evaporador y el control correcto de la estrangulación de la válvula de expansión.

Cuadro 9. Controladores disponibles para la válvula ETS 6

Controlador	Imagen	Descripción	Ventajas
EIM 336		Es un controlador de sobrecalentamiento simple que puede usarse para abrir o cerrar la válvula ETS 6 y tiene comunicación MODBUS [11].	Permite que el evaporador se cargue de forma óptima aun cuando hay grandes variaciones en presiones de carga y succión. Permite el sobrecalentamiento lo cual ahorra energía al asegurar que todo el refrigerante se evapore en el evaporador. Se debe conectar con una interfaz compleja llamada MMIMYK [11].

Continuación Cuadro 9.

Controlador	Imagen	Descripción	Ventajas
EKD 316C		Exactamente igual a la EKD 316 pero también es compatible con válvulas de tipo ETS C / KVS C [8].	Exactamente igual a la EKD 316 [8].
EXD 316		Tiene comunicación MODBUS, pero necesita la retroalimentación de 3 sensores, 2 de presión y uno de temperatura [12]	Mayor precisión que todos los demás controladores. Se puede usar para diámetros de tuberías mayores [12].

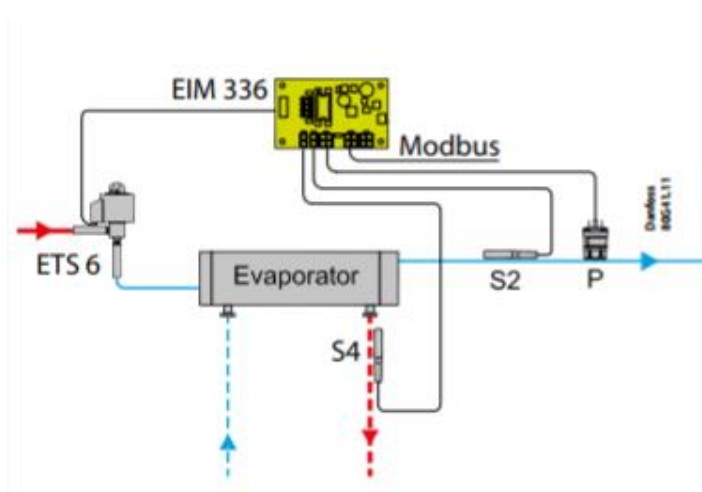
Se elige el controlador EIM 336 el cual es el controlador de sobrecalentamiento más básico ofrecido por la marca Danfoss. Se elige este debido a su simplicidad y a su facilidad de conexión con varios tipos de interfaces mediante comunicación Modbus. El controlador interpreta las lecturas de presión y temperatura después del evaporador y puede regular la estrangulación de la válvula de expansión ETS 6-10. Sus usos radican en aire acondicionado, bombas de calor y refrigeración. La Figura 31 muestra el controlador seleccionado. Entre sus ventajas se encuentra la capacidad de mantener el evaporador cargado efectivamente en todo momento proceso que se realiza mediante el sobrecalentamiento del refrigerante antes del evaporador esto garantiza la evaporación de todo el refrigerante líquido y asegura el uso óptimo del evaporador [11].

Figura 31. El controlador EIM 336 [11].



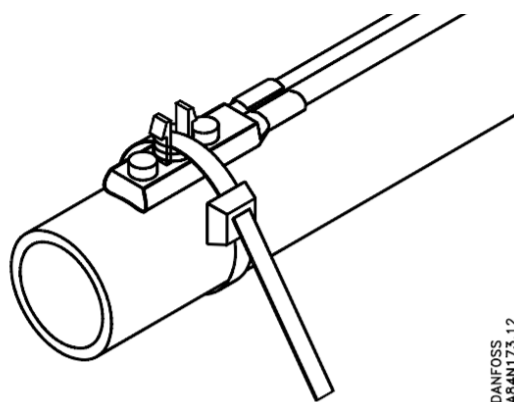
El controlador necesita la información de un sensor de temperatura y un sensor de presión para que el mismo pueda tomar decisiones a lo largo del proceso. Los sensores de temperatura compatibles con este controlador son el AKS 21 y el AKS 11. Los sensores de presión compatibles con este controlador son el AKS 32R y el AKS 2050. Los mismos van conectados al controlador de acuerdo con la Figura 32 [11].

Figura 32. Diagrama de conexión del controlador [11]



Se elige el sensor de temperatura AKS 11 debido a que el sensor AKS 21 necesita la inmersión directa del mismo en la tubería donde pase el refrigerante, lo cual necesita una instalación profesional y calificada mientras que el AKS 11 solo necesita estar en contacto con la tubería en el punto donde se desee instalar [10]. El sensor de temperatura tiene 1.5 m de cable disponible, este se debe instalar después del evaporador en el nivel superior del banco. Se asume que la distancia máxima a cubrir es la profundidad del banco siendo de 0.6 m por lo que los 1.5 metros son más que suficientes para cubrir esta necesidad. El sensor puede medir temperaturas desde $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Su instalación es sumamente sencilla, como lo muestra la figura a continuación, lo único que necesita es una cremallera para su acoplamiento en la tubería de cobre [10].

Figura 33. Instalación del sensor AKS 11 [10]




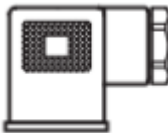

El sensor de presión cuenta con una instalación más compleja puesto que este si necesita instalarse de forma que este en contacto con el refrigerante para la lectura efectiva de presión. El sensor de presión compatible con el control EIM 336 puede ser el AKS 32R o el AKS 2050, la selección del mismo se basa en los rangos de presión y temperatura a los cuales el sensor puede trabajar. Los rangos de temperatura y presión al cual este puede operar se representan en el siguiente cuadro [9].

Cuadro 10. Rango de temperatura con respecto a rango de operación del sensor de presión [9]

Tipo	Rango de operación [bar]	Presión máxima permisible [bar]	Rango de temperatura [°C]	Codificación					
				1/4 NPT	G 3/8 A	1/4 in. flare	3/8 solder	1/4 in. female flare with deflator	
AKS 32R	-1 – 12	33	-30 – 40	060G1037	060G1038	060G1036	060G3551	060G6323	
	-1 – 12	33	-30 – 40	-	-	060G6339	-	060G5961	
	-1 – 34	55	0 – 80	-	-	060G0090	060G3552	060G6341	
	-1 – 34	55	0 – 80	-	-	060G6340	-	-	
AKS 2050	-1 – 59	100	-30 – 40	060G6342	060G5750	-	060G6408	-	
	-1 – 99	150	-30 – 40	060G6343	060G5751	-	-	-	
	-1 – 159	250	0 – 80	060G6344	060G5752	-	-	-	

Se selecciona el sensor AKS 32R 060G3551, en un trabajo en paralelo se estima que la temperatura en el evaporador está en un rango de -0 a 4.44 °C y esto se ajusta a los rangos de operación del sensor elegido. Ahora bien, el sensor de presión necesita un adaptador para conectarse al controlador, este tiene código 060G1034 y se necesita una conexión de código 060G0008 para el mismo, ambas de marca Danfoss. El Cuadro 11 muestra imágenes de los elementos elegidos y el Cuadro 12 especifica datos puntuales del sensor elegido [9].

Cuadro 11. Sensor de presión y sus componentes [9]

Sensor de presión AKS 32R en contacto con la tubería	Conexión para el sensor con cable de 5 m	Conexión para el controlador
Código 060G3551	Código 060G1034	Código 060G0008
		

Cuadro 12. Especificaciones del sensor AKS 32R [9]

Característica	Datos
Rango de temperatura de operación [°C]	-30 – 40
Rango en la lectura de presión [bar]	-1 - 12
Largo del cable	5 m
Tipo de conexión	DIN-plug, 4 pin, EN 175301-803-A, Macho
Instalación	Mediante soldadura
Voltaje necesario para operar	Se recomiendan 5 V para su operación

El controlador elegido solamente tiene comunicación MODBUS por lo que una interfaz compatible con este tipo de comunicación es necesaria. También se necesita que la interfaz elegida cuente con modo de operación manual para que se pueda controlar en forma de porcentaje la expansión de la válvula electrónica, también se necesita la estrangulación automática con lectura de presión y temperatura después del evaporador para provocar sobrecalentamiento.

Se elige la interfaz de control MMIMYK debido a que cuenta con la comunicación necesaria y cumple con los requisitos mencionados anteriormente. Su pantalla hace que el control de la válvula de expansión sea fácilmente entendible para el operador del sistema, así mismo se puede mantener constancia del cambio de presión y temperatura a lo largo del tiempo almacenando este cambio en una tarjeta SD o USB sin necesidad de software extra. A continuación, se muestra la interfaz elegida seguida por un cuadro de especificaciones [7].

Figura 34. Interfaz MMIMYK [7]

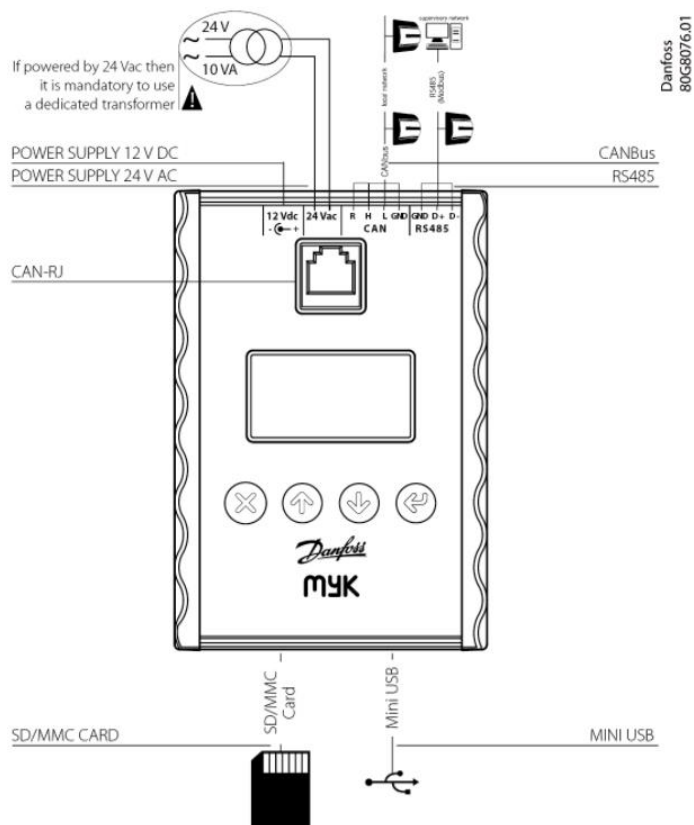


Cuadro 13. Especificaciones de la interfaz MMIMYK [7]

Característica	Especificación
Alimentación	De 12 V o de 24 V. Si se usa de 24 V, se debe instalar un transformador
Comunicación	CANBus, RS485 (MODBUS), CAN-RJ
Almacenamiento	SD y mini USB, aquí se pueden almacenar los datos que se tomen de presión y temperatura a lo largo de un tiempo.
Controles	Cancelar, arriba, abajo, regresar
Funciones	Permite regular el porcentaje de estrangulación de la válvula de forma manual, leer las propiedades después del evaporador y se cuenta con un modo automático de sobrecalentamiento.

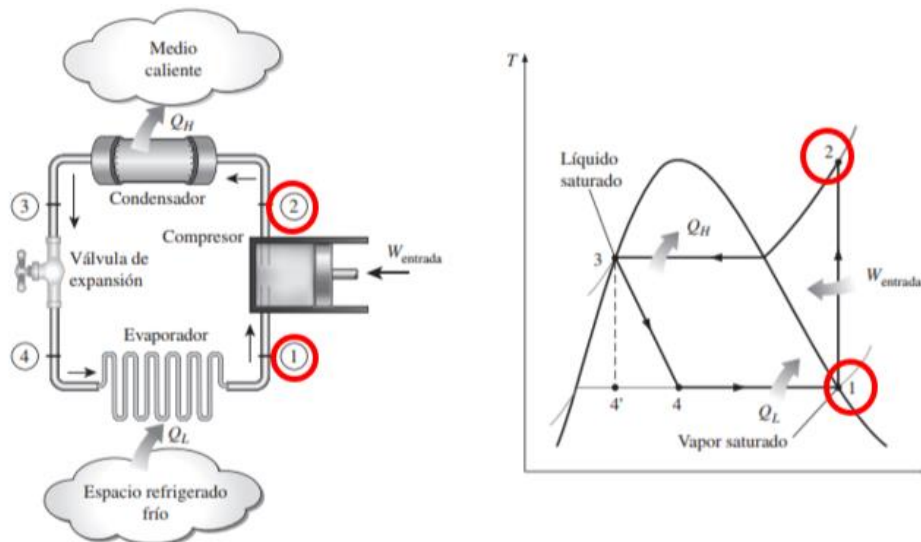
Finalmente se muestra un diagrama de las conexiones disponibles de la interfaz.

Figura 35. Diagrama de conexión de la Interfaz MMIMYK [7]



3. Elección de puntos y accesorios para medición de presión y temperatura. Se desea medir la presión alta y la presión baja del sistema, para esto se deben elegir puntos apropiados en el sistema. Se puede hacer uso de un analizador (puente de manómetros) para conectarse a válvulas de servicio disponibles en el sistema, si se desea que los manómetros de alta y baja presión queden fijos en la válvula de servicio de alta presión y de baja presión entonces es necesario desenroscar los manómetros del puente de manómetros y roscarlos mediante un adaptador a las válvulas de servicio mencionadas anteriormente. El sistema cuenta con válvulas de servicio antes y después del compresor. A continuación, se presenta el ciclo ideal en conjunto con su ciclo de temperatura/entalpía y se resaltan los puntos seleccionados para las mediciones de presión.

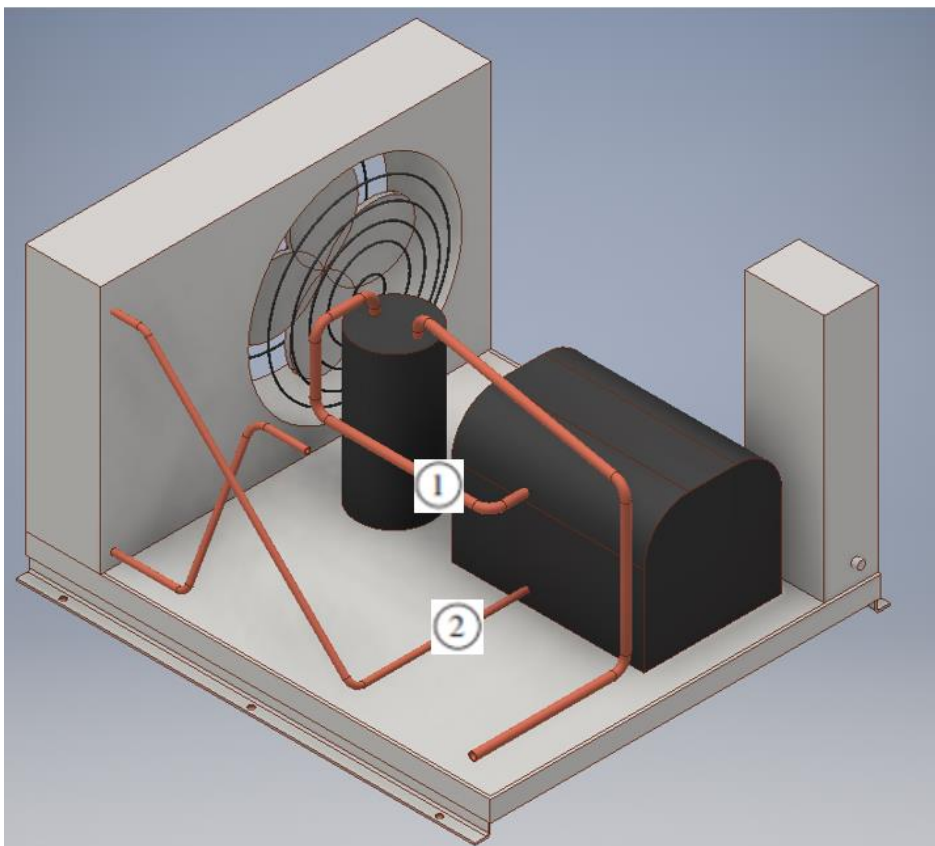
Figura 36. Posición de manómetros de alta y baja presión



La lectura en estos puntos proporciona una lectura de la presión alta y baja del sistema, así como la temperatura alta y baja del sistema. El manómetro de presión baja localizado en el analizador se identifica con el color azul puede efectivamente leer un rango de presión y temperatura de 0 a 300 psi y de -50 a 37 °C respectivamente. El mismo debe conectarse al punto 1 observado en la Figura 36 puesto que aquí existe presión baja. El manómetro de presión alta localizado en el analizador se identifica con el color rojo y puede efectivamente leer un rango de presión de 0 a 500 psi y de -10 a 70 °C respectivamente. Él mismo debe conectarse al punto 2 que se observa en la Figura 36 puesto que aquí existe presión alta. Estos manómetros cuentan con medición de temperatura por lo que no es necesario incorporar termocuplas a estos puntos. [18]

El punto 1 se ubica en la unidad condensadora marca Heatcraft justo antes del compresor como se muestra en la Figura 37 y el punto 2 se ubica en la misma unidad justo después del compresor como se muestra en la misma figura.

Figura 37. Ubicación del punto de alta presión y baja presión en la unidad condensadora marca HEATCRAFT



Sabiendo la presión alta del sistema se asume que la misma se mantiene desde la salida del compresor (punto 2 de la Figura 36) hasta antes de la válvula de expansión (punto 3 de la Figura 36). Así mismo se asume que la presión baja se mantiene desde la sección posterior a la válvula de expansión (punto 4 en la Figura 36) hasta antes del compresor (punto 1 en la Figura 36). Con esto se concluye que únicamente se necesitan termocuplas para definir temperaturas a lo largo del sistema [6].

Existen muchas formas de medir temperaturas en un sistema de refrigeración, sin embargo, la más común en la industria es por medio de termocuplas. Se elige entonces este método de medición de temperatura para este banco de refrigeración didáctico. Se necesita también una interfaz donde las mismas se puedan conectar con facilidad. La siguiente figura muestra las termocuplas disponibles en el mercado bajo normas ASHRAE.

Figura 38. Rango de temperatura para termocuplas estándar [21]

Thermocouple Type	Material Identification	Temperature Range, °C
T	Copper versus Constantan	0 to 350
J	Iron versus Constantan	0 to 750
E	Nickel/10% Chromium versus Constantan	0 to 900
K	Nickel/10% Chromium versus 5% Aluminum, Silicon	0 to 1250
N	Nickel/14% Chromium, 1.5% Silicon versus Nickel/4.5% Silicon, 0.1% Magnesium	0 to 1250
R	Platinum/13% Rhodium versus Platinum	0 to 1450
S	Platinum/10% Rhodium versus Platinum	0 to 1450
B	Platinum/30% Rhodium versus Platinum/6% Rhodium	870 to 1700
T ^b	Copper versus Constantan	-200 to 0
E ^b	Nickel/10% Chromium versus Constantan	-200 to 0
K ^b	Nickel/10% Chromium versus 5% Aluminum, Silicon	-200 to 0

En un trabajo en paralelo se determinó que la temperatura mínima a la cual el refrigerante trabajará en el sistema es de 4.44 °C mientras que la máxima es de 45 °C por lo que se elige la termocupla de tipo J para hacer las mediciones. Como se puede ver de la tabla, todos los tipos de termocuplas cumplen con el rango de temperatura así que su elección se reduce a costo, disponibilidad y abundancia en la industria. La termocupla de tipo J es más económica pues usa hierro en su manufactura, es la más común en la industria y es abundante en el mercado local. Cabe mencionar que el banco de refrigeración didáctico marca Festo usa el mismo tipo de termocuplas [14]. Por lo mencionado anteriormente, se elige este tipo de termocupla. Con esto en mente se puede elegir una interfaz para la lectura de temperatura que sea compatible con este tipo de termocuplas.

Las termocuplas tipo J son universales por lo que son compatibles con muchas interfaces en el mercado. Debido a esto, la selección de una interfaz se reduce a características físicas y funcionales. Se desea que la misma cuente con simplicidad de lectura, almacenamiento de datos y abundancia en la industria. También se desea que esta cuente con un costo accesible sea ser robusta debido a que la misma se usará por estudiantes que podrían dejarla caer. Se elige la interfaz Reed SD-947 pues cuenta con las funciones y características deseadas.

La interfaz elegida es compatible con termocuplas de tipo J, también es compatible con todos los otros tipos de termocuplas. Cuenta con conexión USB y lector de tarjeta SD. Se puede medir la temperatura bajo intervalos de tiempo de 1, 2, 5, 10, 30, 60, 120, 300, 600, 1800 y 3600 segundos. Su alimentación se puede dar mediante seis baterías AA o por alimentación de 9 V. Estas lecturas se registran automáticamente en un archivo Excel del software Microsoft Office localizado en la tarjeta SD dentro de la interfaz sin necesidad

de software extra. Una vez tabulados los datos de temperaturas en el archivo Excel, se pueden graficar los mismos para visualizar su cambio en el tiempo. La Figura 39 muestra la parte frontal de la interfaz. [21]

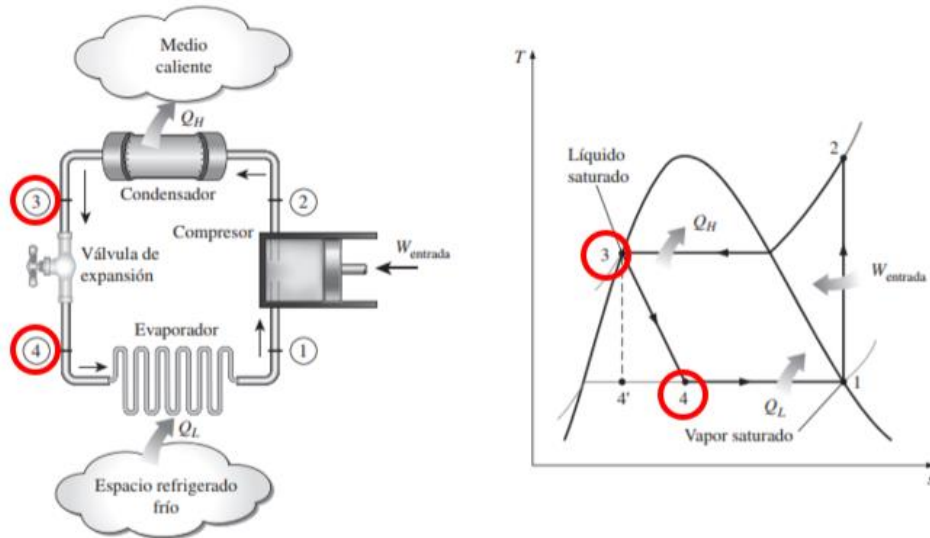
Figura 39. Interfaz Reed SD-947 [21].



La Figura 40 muestra puntos elegidos para las mediciones de temperatura. Estas temperaturas y las lecturas de presión mencionadas en la Figura 36 proporcionan suficiente información para construir un diagrama de Mollier del ciclo ideal bastante acertado [13].

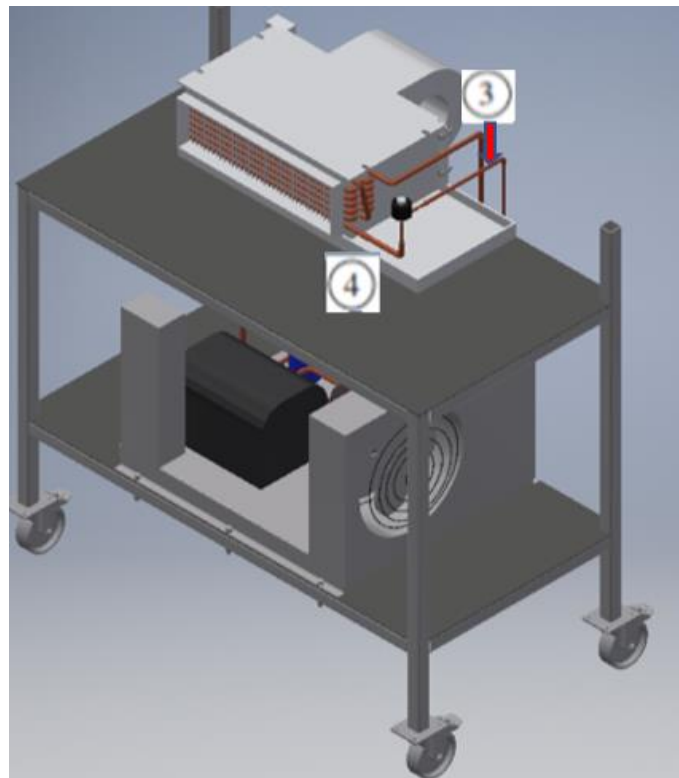
Se elige leer temperatura justo antes de la válvula de expansión (punto 3 de la Figura 40) lo cual es sumamente útil para revisar las propiedades del refrigerante antes que suceda la expansión. También se decide leer temperatura antes del evaporador (punto 4 de la Figura 40) pues resulta de utilidad para revisar las propiedades del refrigerante antes que suceda el cambio de fase de este [6]. La lectura de temperatura con las termocuplas es sumamente sencilla, únicamente debe colocarse la misma en contacto directo con la tubería y se desplegará la temperatura en la pantalla de la interfaz [21].

Figura 40. Posición de las termocuplas tipo J



El punto 3 se ubica antes de la válvula de expansión electrónica Danfoss ETS 6 en el nivel superior del banco como se muestra en la Figura 41. El punto 4 se ubica en el tramo pequeño que va después de la válvula de expansión al evaporador como se muestra en la misma figura.

Figura 41. Posición de la lectura de temperaturas.



4. Diseño y elección del aislante térmico. El aislante térmico disminuye la carga del sistema al reducir la pérdida de calor o evitar la ganancia del mismo de los alrededores [15]. Existen dos tramos de aislamiento de tubería importantes para propósitos didácticos en este banco. El primer tramo importante por aislar es del condensador a la válvula de expansión. Esta tubería tiende a calentarse y por ende a transmitirlo a tuberías cercanas, para evitar esto se coloca aislante. El tramo tiene un largo de 5.05 ft equivalente a 1.54 m y diámetro nominal de 3/8 in equivalente a 9.53 mm.

El segundo tramo es de la válvula de expansión al evaporador, este tramo es importante puesto que al hacer la estrangulación empieza a bajar la temperatura y la tubería empieza a ganar calor del ambiente y podría ganar calor de la tubería caliente que se encuentra antes de la válvula de expansión [13]. Se debe elegir un aislante térmico que cumpla con el estándar ISO 8497 el cual da estándares de aislantes térmicos para tubería circular bajo flujo en estado estable. Este tramo tiene un largo de 0.445 ft equivalente a 0.14 m y diámetro nominal de 1/2 in equivalente a 12.7 mm.

Se elige un aislante térmico de espuma elastómera por su facilidad en la obtención del mismo en el mercado local y porque cumple con el estándar mencionado anteriormente. En el Cuadro 14 se presentan los resultados de un estudio de temperaturas y conductividad para espuma elastómera flexible con diámetro interno de 28 mm y espesor de 13mm con una densidad de 48.5 kg/m³ realizado por K-Flex [17].

Cuadro 14. Prueba realizada por K-Flex para el estándar DIN EN ISO 8497 [17]

Temperatura media (°C)	-30	-20	10	0	10	20	40	50	70
Conductividad térmica (W/m*K)	0.029	0.030	0.033	0.032	0.033	0.034	0.036	0.036	0.038

Como se puede ver, la variación de conductividad térmica del material es casi nula en este rango de temperaturas. Se elige este material para aislar los tramos mencionados anteriormente debido a que, según esta prueba, se puede evitar la ganancia o pérdida de calor de calor desde o hacia el ambiente en este rango de temperaturas.

La elección del aislante se basa en elegir el diámetro de la tubería a aislar y el espesor del aislante que se desea. Se decide utilizar la marca Arma-flex pues cuenta con la conductividad térmica mostrada en el Cuadro 14. Para el primer tramo del condensador a la válvula de expansión se elige un aislante de diámetro de 3/8 in con espesor de 3/8 in. Para el segundo tramo de la válvula de expansión al evaporador se elige un

aislante con diámetro de 1/2 in y espesor de 3/8 in. Los paquetes vienen bajo un largo estándar de 5 ft por lo que se necesita un paquete con denominación Arma-flex (3/8 x 3/8) y otro Armaflex (1/2 x 3/8), esto es suficiente para cubrir los tramos mencionados anteriormente [16].

5. Elección de cables de alimentación Se necesita hacer el cálculo de corrientes para la correcta elección de cables de alimentación para la manejadora, el compresor y el ventilador del compresor. Este mismo se hará por medio del método de corrientes el cual consiste en saber la demanda de potencias de los componentes [2], así como el voltaje a la cual se maneja la instalación y se aplica la fórmula presentada a continuación.

$$I = \frac{P}{(V * 0.9)} \quad (18)$$

Donde: I corresponde a la corriente en amperes; P corresponde a la potencia en watts; V corresponde al voltaje en voltios y el 0.9 es producto de asumir un 90% debido a cargas resistivas e inductivas existentes en la instalación [2]. Se sabe que el voltaje para la conexión es de 230V monofásico, la potencia demandada por la manejadora, por el compresor y por el ventilador del compresor es de 1/3 hp, 1/2 hp y 1/15 hp respectivamente. A continuación, se presenta una tabla donde se hacen los cálculos para corriente.

Cuadro 15. Cálculos de corrientes

Componente	Potencia (hp)	Potencia (W)	Voltaje de operación (V)	Voltaje aplicando el factor de potencia (V)	Corriente (amperes)
Manejadora	1/3	248.567	230	207	1.2
Compresor	1/2	372.850	230	207	1.64
Ventilador	1/15	49.7133	230	207	0.217

Sabiendo estos valores, se puede elegir un cable bajo la norma AWG que pueda fácilmente tomar la corriente necesaria [2]. A continuación, se presenta el estándar AWG en conjunto con los amperajes máximos permisibles en cada cable bajo los estándares de la National Fire Protection Association.

Figura 42. Estándares AWG [2]

American Wire Gage (AWG) sizes.

AWG #	Area (CM)	$\Omega/1000$ ft at 20°C	Maximum Allowable Current for RHW Insulation (A)*
(4/0) 0000	211,600	0.0490	230
(3/0) 000	167,810	0.0618	200
(2/0) 00	133,080	0.0780	175
(1/0) 0	105,530	0.0983	150
1	83,694	0.1240	130
2	66,373	0.1563	115
3	52,634	0.1970	100
4	41,742	0.2485	85
5	33,102	0.3133	—
6	26,250	0.3951	65
7	20,816	0.4982	—
8	16,509	0.6282	50
9	13,094	0.7921	—
10	10,381	0.9989	30
11	8,234.0	1.260	—
12	6,529.9	1.588	20
13	5,178.4	2.003	—
14	4,106.8	2.525	15
15	3,256.7	3.184	
16	2,582.9	4.016	
17	2,048.2	5.064	
18	1,624.3	6.385	

Se elige un calibre AWG 14 puesto que resiste hasta 14 amperes lo cual es más que suficiente para cubrir la corriente más alta [2]. Este tipo de cable es sumamente común en el mercado guatemalteco y económico. No se eligió un cable inferior a este puesto que los mismos tienden a reducir su disponibilidad en el mercado y a aumentar de precio. Así mismo, los cables inferiores al AWG 14 son comúnmente utilizados en control y no la alimentación principal por lo que se descartan los mismos. [18]

C. PRÁCTICAS DE LABORATORIO

Antes de elaborar las prácticas de laboratorio se presentan los valores que se han determinado en un trabajo en paralelo para los componentes básicos del sistema de refrigeración. Estos serán útiles para la construcción de prácticas de laboratorio.

Cuadro 16. Información del sistema

Dato	Valores
Calor de entrada máximo en el evaporador	7,266 Btu/h o 2.13 kW
Calor de salida máximo en el condensador	7,582.91 Btu/h o 2.22 kW
Trabajo de entrada realizado por el compresor	½ hp o 0.5 kW
Temperatura estimada de condensación del refrigerante	113 °F o 45 °C o 318.15 kelvin
Temperatura de evaporación estimada del refrigerante	40 °F o 4.44 °C o 277.59 kelvin
Refrigerante	R407 C

1. Lectura de propiedades con el puente de manómetros QE. El analizador, llamado también puente de manómetros, puede realizar varias tareas; llenar un sistema de refrigeración con refrigerante, hacer vacío en un sistema de refrigeración, purgar el refrigerante del sistema o simplemente conectarlo a válvulas de servicio para lecturas de presión y temperatura son solo algunos de sus usos más comunes [18]. El analizador cuenta con un manómetro de color azul y otro de color rojo los cuales son para presión baja y para presión alta respectivamente.

Objetivos del laboratorio

- Interpretar presiones y temperaturas de un analizador (puente de manómetros) de refrigeración.
- Identificar la sección de alta y baja presión del banco didáctico de refrigeración y tomar lecturas de estas secciones.

Materiales del laboratorio

- Analizador (puente de manómetros) marca QE
- Banco didáctico de refrigeración

Proceso por seguir

- Encender el banco didáctico de refrigeración.
- Mientras el banco didáctico refrigeración se estabiliza en su punto de trabajo, inspeccionar el puente de manómetros y tomar una foto al mismo para su uso posterior en su informe.
- Identificar el área de baja y alta presión en el banco (localizadas antes y después del compresor).
- Conectar la manguera azul a la válvula de servicio del área de baja presión localizada antes del compresor y tomar nota de la lectura de presión y temperatura marcadas.
- Conectar la manguera roja a la válvula de servicio de alta presión localizada después del compresor y tomar nota de la lectura de presión y temperatura marcadas.

Para el informe de laboratorio

- Los usos de un puente de manómetros (analizador) son bastante variados. Investigar sobre los usos más comunes del mismo.
- Adjuntar al informe la fotografía tomada del puente de manómetros. En la misma, identificar: el manómetro de baja presión, el manómetro de alta presión, la escala de presión para el refrigerante R407C, la escala de temperatura para el refrigerante R407C, la escala de vacío en el manómetro de presión baja.
- En los manómetros del puente de manómetros, las lecturas de presión y temperatura están directamente relacionadas. Explicar el porqué de esta situación.

2. Lectura de temperatura con termocuplas. Las termocuplas son instrumentos de medición de temperatura bastante comunes en la industria desde minería hasta refrigeración. Estas son usualmente conectadas a una interfaz que puede desplegar datos, desplegar alarmas o trazar diagramas de la temperatura con respecto al tiempo a lo largo de un periodo. En esta práctica de laboratorio se hará uso de termocuplas tipo J.

Objetivos del laboratorio

- Realizar lecturas de temperatura con termocuplas tipo J
- Interactuar con la interfaz Reed SD-947

Materiales del laboratorio

- Interfaz Reed SD-947
- Dos termocuplas tipo J
- Banco didáctico de refrigeración

Proceso por seguir

- Encender el banco didáctico de refrigeración.
- Dejar que el banco didáctico de refrigeración se estabilice.
- Encender la interfaz Reed SD-947 y conectar la termocupla tipo J
- Identificar el punto más frío y el más caliente del sistema didáctico de refrigeración (el evaporador y el condensador)
- Tomar lecturas de las temperaturas poniendo en contacto la termocupla tipo J con la tubería de cobre del condensador (entre 30 y 45 °C) y el evaporador (entre 2 y 8°C). Anotar estas temperaturas para su uso en el trabajo escrito.
- En la interfaz Reed SD-947 se localiza una tarjeta SD, en esta, se ha registrado el cambio de temperatura con respecto al tiempo transcurrido en un archivo Excel del software Microsoft Office, importar el archivo para el uso en su informe.

Para el informe de laboratorio

- Investigar los usos industriales de los distintos tipos de termocuplas existentes en el mercado.
- En el archivo Excel de la práctica, graficar el cambio de temperatura con respecto al tiempo y determinar la temperatura de equilibrio (donde la gráfica se estabiliza en un valor) del evaporador y la condensadora. Así mismo, comentar sobre el tiempo que necesito el banco para llegar a este punto de equilibrio.

3. Los diferentes COP de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. En la refrigeración por compresión de vapor existen varios tipos de modelado de un sistema. Los tres más comunes son; el ciclo de Carnot, el ciclo ideal y el ciclo real. Cada ciclo mencionado anteriormente trabaja bajo diferentes supuestos termodinámicos, sin embargo, en esta práctica de laboratorio se compararán con respecto al COP (coefficient of performance) que cada uno proporciona con datos del banco didáctico de refrigeración. El COP nos dice cuántas unidades de energía térmica se pueden eliminar del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que se consume y es sumamente útil para visualizar la efectividad de un sistema de refrigeración.

Objetivos del laboratorio

- Tomar datos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.
- Obtener los COP (coefficient of performance) de cada ciclo en base a datos del banco didáctico de refrigeración.
- Interpretar efectivamente las placas de información de componentes en un sistema de refrigeración.

Materiales del laboratorio

- Interfaz Reed SD-947
- Dos termocuplas tipo J
- Banco didáctico de refrigeración

Proceso por seguir

- Identificar la placa de información de la manejadora y tomar una fotografía de la misma para su uso posterior en su informe (Heatcraft CHN005X6B).
- Identificar la placa de información de la manejadora y tomar una fotografía de la misma para su uso posterior en su informe (Williams LH-B002DXB302R000).
- Encender el banco y permitir que este llegue a su punto de trabajo.
- Con las termocuplas tipo J, tomar medidas de temperatura del condensador y del evaporador.

Para el informe de laboratorio

- Adjuntar las fotografías de las placas de información tanto de la manejadora como de la condensadora. Con esta información, realizar una investigación donde se determine el valor de absorción de calor máximo de la manejadora, el valor de disipación máximo de calor de la condensadora y el trabajo que realiza el compresor de la misma. Estos datos se pueden encontrar en las fichas técnicas de los productos. Los datos mencionados y las lecturas de temperaturas en el evaporador y condensador son de utilidad en la formulación de los COP.
- El cálculo del COP del ciclo de Carnot utiliza únicamente la temperatura del condensador y la del evaporador para el cálculo del mismo. Calcular.

$$COP_{carnot} = \frac{1}{\left(\frac{T_{condensador}}{T_{evaporador}} - 1\right)} \quad (19)$$

En un trabajo en paralelo se estimaron las temperaturas del condensador y el evaporador, sin embargo, en la práctica de laboratorio estas van a variar. Para fines ilustrativos, se hace el cálculo del COP de Carnot con estos datos.

$$COP_{carnot} = \frac{1}{\left(\frac{318.15 \text{ K}}{277.59 \text{ K}} - 1\right)} = 6.67$$

- El cálculo del COP del ciclo ideal por compresión de vapor utiliza el calor que esta entrado al evaporador y del trabajo de entrada que está realizando el compresor. Calcular.

$$COP\ ideal = \frac{Q_{evaporador}}{(W_{entrada})} \quad (20)$$

En un trabajo en paralelo se determinó el calor máximo que el evaporador podría disipar ($Q_{evaporador}$) y el trabajo que el compresor del sistema realiza ($W_{entrada}$). Se hace el cálculo del COP ideal para fines ilustrativos.

$$COP\ ideal = \frac{2.13\ kW}{0.5\ kW} = 4.26$$

- Calcular el COP con respecto a la fórmula del ciclo real, en esta se toma en cuenta la eficiencia del compresor.

$$COP\ real = \frac{Q_{evaporador}}{(W_{entrada}/0.9)} \quad (21)$$

Se estima un 90% de eficiencia del compresor. Para fines ilustrativos, se hace el cálculo del COP real.

$$COP\ real = \frac{2.13\ kW}{(0.5\ kW/0.9)} = 3.87$$

- Hacer un cuadro comparativo como el mostrado a continuación.

Cuadro 17. Diferentes COP's del banco didáctico de refrigeración

	Ciclo de Carnot	Ciclo Ideal	Ciclo Real
COP	6.67	4.26	3.87
Discusión	Este coeficiente de desempeño no toma en cuenta ninguna irreversibilidad por lo que hace sentido que el mismo sea el más alto de todos. Es el coeficiente perfecto en el que el sistema debería de trabajar.	Este coeficiente de desempeño indica el punto de trabajo optimo del ciclo. Tiene sentido que sea un valor intermedio pues no es tan ideal como el ciclo de Carnot ni tan real como el ciclo real.	Este coeficiente es el que realmente tendrá el sistema y usualmente es el más bajo de todos debido a que toma en cuenta todas las pérdidas e irreversibilidades en el sistema, así como la eficiencia del motor. Una vez obtenido este, se puede comparar con el coeficiente obtenido en el ciclo ideal, si el COP real se encuentra muy lejos del COP ideal entonces hay que revisar las pérdidas del sistema. Un rango aceptable de error entre estos dos valores es de 20%-30% [15]

4. El ciclo ideal y el diagrama de Mollier. El ciclo ideal por compresión de vapor es una forma de modelado para sistemas de refrigeración por compresión de vapor que ayuda a la comprensión de un ciclo práctico de refrigeración por compresión de vapor, una vez armado el ciclo ideal, se puede comparar con valores prácticos del sistema de refrigeración para identificar pérdidas mayores de calor y puntos de mejora en el sistema. El ciclo ideal y su correcta identificación en el diagrama de Mollier también ayuda a asumir variables como presiones y temperaturas cuando no hay acceso a las mismas de manera práctica.

Objetivos del laboratorio

- Modelar el banco didáctico de refrigeración en base a los parámetros de un ciclo ideal por compresión de vapor.
- Realizar un diagrama de Mollier del ciclo ideal por compresión de vapor del banco didáctico de refrigeración.
- Definir estados del refrigerante R407C en un ciclo práctico de refrigeración por compresión de vapor

Materiales del laboratorio

- Interfaz Reed SD-947
- Analizador (puente de manómetros) QE
- Termocuplas tipo J
- Banco didáctico de refrigeración

Proceso por seguir

- Encender el banco didáctico de refrigeración.
- Dejar que el banco didáctico de refrigeración alcance su punto de trabajo.
- Encender la interfaz Reed SD-947 y conectar las termocuplas tipo J
- Con el puente de manómetros, tomar la presión baja y alta del sistema. Estas se pueden medir con las válvulas de servicio antes del compresor y después del compresor. La ubicada antes del compresor proporciona la presión baja y la ubicada después del compresor proporciona la presión alta.
- Ubicar una termocupla en la tubería localizada después del condensador y otra en la tubería después de la válvula de expansión electrónica tomar lecturas de temperatura para su uso posterior en su informe.

Para el informe de laboratorio

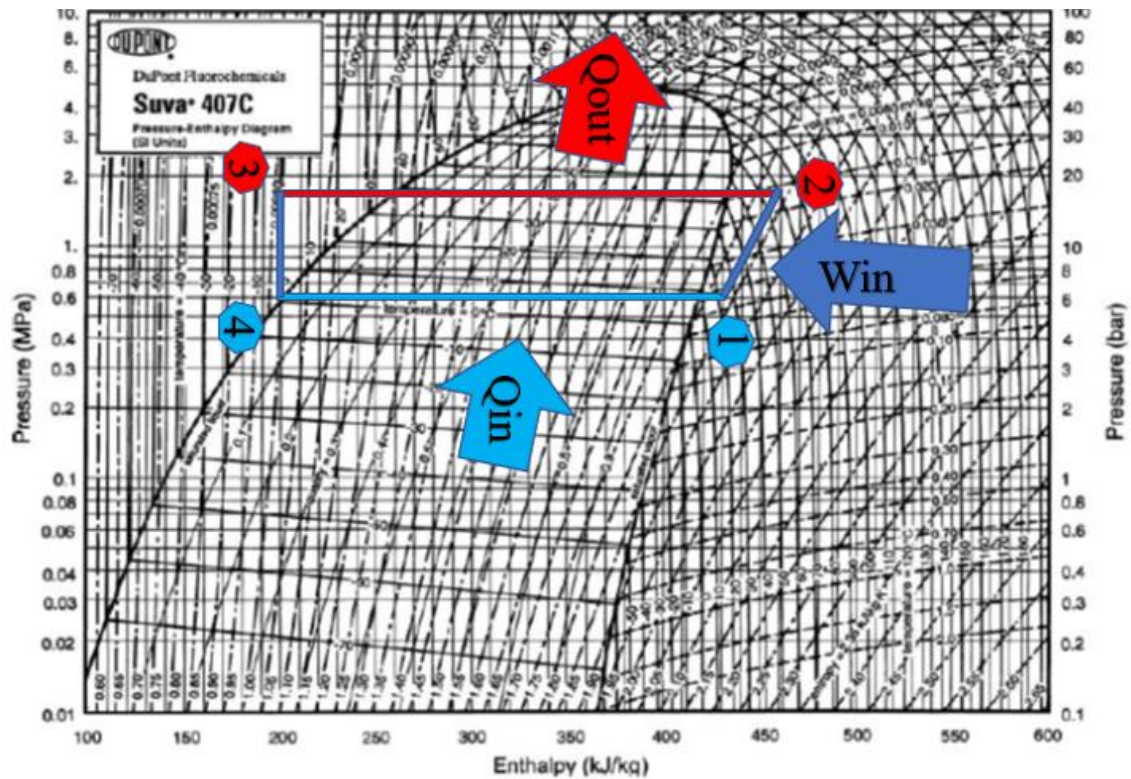
- Realizar un cuadro con los datos de presión y temperatura en los siguientes puntos: antes del compresor, antes del condensador, antes de la válvula de expansión electrónica, antes del evaporador.
- Realizar el siguiente cuadro ya sea con ayuda de un software de determinación de propiedades termodinámicas como Refprop mini o con tablas de propiedades termodinámicas del refrigerante R407C (equivalentes a las del refrigerante R22). Las presiones tomadas estarán en PSI, pasar a Mpa. La interfaz Reed puede dar mediciones en grados Celsius y Fahrenheit. Y la entalpía se tendrá en Kj/Kg.

Cuadro 18. Presiones, temperaturas y entalpías en los puntos principales del sistema.

Punto	Presión [Mpa]	Temperatura [°C]	Entalpía [Kj/Kg]
1	XX	XX	XX
2	XX	XX	XX
3	XX	XX	XX
4	XX	XX	XX

- Con los datos del cuadro, realizar un diagrama de Mollier. Este diagrama debería estar bastante cercano al mostrado a continuación.

Figura 43. Diagrama de Mollier aproximado del ciclo diseñado cortesía de Dupont.



5. Cambio en la expansión e interacción con la interfaz MMIMYK. En un proceso de refrigeración se dan procesos básicos tales como el de la expansión, evaporación, compresión y condensación del refrigerante. Un proceso muy importante en refrigeración es la expansión pues definirá la temperatura a la cual estará el refrigerante en el evaporador y por ende determina la temperatura del espacio refrigerado. [13] Esta práctica de laboratorio analizará cómo el cambio de expansión puede directamente afectar la temperatura del refrigerante en el evaporador. Así mismo se hará una interacción con la interfaz Danfoss MMIMYK.

Objetivos del laboratorio

- Controlar la estrangulación en un sistema práctico de refrigeración por compresión de vapor.
- Determinar las consecuencias de un cambio de estrangulación en el funcionamiento de un sistema de refrigeración.
- Interactuar con el mando de estrangulación manual de la interfaz de control Danfoss MMIMYK.

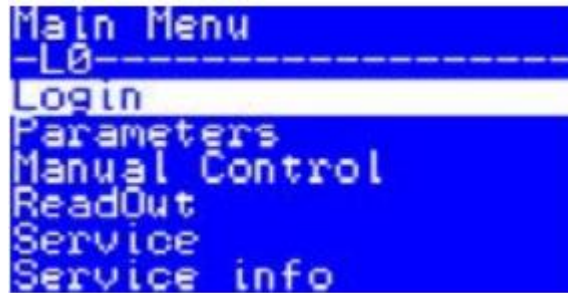
Materiales del laboratorio

- Interfaz Danfoss MMIMYK.
- Válvula Danfoss ETS 6-10
- Banco didáctico de refrigeración.

Proceso por seguir

- Encender el banco didáctico de refrigeración.
- Dejar que el banco didáctico de refrigeración alcance su punto de trabajo.
- Encender la interfaz Danfoss MMIMYK y asegurarse de la conexión correcta con los sensores de presión, temperatura, controlador y válvula de expansión electrónica.
- De la pantalla principal, ubicarse en la opción “MANUAL CONTROL” esto permitirá controlar de forma manual la válvula de expansión electrónica

Figura 44. Pantalla principal de la interfaz Danfoss MMIMYK [7]



- La estrangulación estará en 0% al encender el modo manual. Ingresar una estrangulación de 20% en “Wanted OD%”. Haciendo uso de la termocupla tipo J, tomar la lectura de temperatura en el evaporador.
- Después ingresar una estrangulación en 50% y repetir el proceso de lectura de temperatura en el evaporador.

Figura 45. Pantalla del control en modo manual de la interfaz Danfoss MMIMYK [7]



Para el informe de laboratorio

- Realizar un cuadro comparativo de la medición de temperatura con la estrangulación a 20% y la estrangulación a 50%. Discutir sobre la diferencia en lecturas de temperaturas y cómo la válvula de expansión electrónica puede cambiar la estrangulación.

6. El sobrecalentamiento y su importancia en refrigeración. En refrigeración se conoce un fenómeno llamado sobrecalentamiento, el mismo consta en tomar medidas de presión y temperatura después del evaporador para determinar un valor de sobrecalentamiento del refrigerante y con esto ajustar la estrangulación para asegurar que todo el refrigerante en estado líquido que entre al evaporador se evapore, aumentando la efectividad del sistema y ahorrando energía en el mismo. Esta práctica de laboratorio llevara a cabo el sobrecalentamiento de un sistema de refrigeración con la válvula de expansión electrónica Danfoss ETS 6-10 y la interfaz Danfoss MMIMYK.

Objetivos del laboratorio

- Realizar el sobrecalentamiento en el banco didáctico de refrigeración.
- Interactuar con el control de sobrecalentamiento en la interfaz Danfoss MMIMYK

Materiales del laboratorio

- Interfaz MMIMYK
- Interfaz Reed SD-947
- Puente de manómetros QE
- Válvula de expansión Danfoss ETS 6-10
- Banco didáctico de refrigeración

Proceso por seguir

- Encender el banco didáctico de refrigeración.
- Dejar que el banco didáctico de refrigeración llegue a su punto de trabajo.
- Asegurarse de la conexión correcta de los sensores de presión, de temperatura y el controlador y la interfaz. Luego encender la interfaz Danfoss MMIMYK.
- Ingresar a “PARAMETERS” localizado en el menú principal de la interfaz, el cual se verá como la Figura 44. En el menú de “PARAMETERS” ingresar a “SUPERHEAT”.
- Al ingresar en “SUPERHEAT” se desplegará una pantalla como la mostrada en la Figura 46. Aquí el sobrecalentamiento esta encendido y “OD” es el porcentaje de estrangulación que se está efectuando en la válvula de expansión electrónica para llegar al sobrecalentamiento. Con esto en cuenta, mediante el puente de manómetros realizar lecturas de presión baja y alta del sistema mediante las válvulas de servicio localizadas antes y después del compresor respectivamente. Tomar lecturas de temperaturas después del compresor, después del condensador, después de la válvula de expansión y después del evaporador.

Figura 46. Pantalla de control de sobrecalentamiento de la interfaz Danfoss MMIMYK [7]



- Ahora, apagar el sobrecalentamiento, la pantalla debería verse como la Figura 47 y repetir el proceso de lectura de presiones y temperaturas en el sistema.

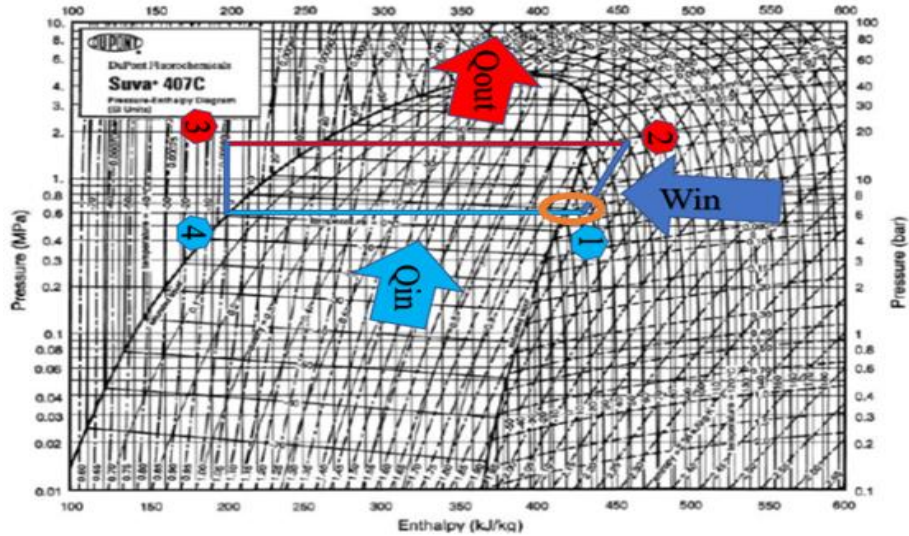
Figura 47. Pantalla del control de sobrecalentamiento en modo apagado de la interfaz Danfoss MMIMYK [7]



Para el informe de laboratorio

- Realizar un cuadro comparativo de las lecturas tomadas sistema con el modo de sobrecalentamiento encendido y apagado. Realizar el cálculo de eficiencia térmica del sistema con ambas lecturas de propiedades.
- Identificar el sobrecalentamiento en el diagrama de Mollier del banco de refrigeración. Para fines ilustrativos, se presenta un diagrama en la Figura 48 del ciclo estimado con el sobrecalentamiento encendido el mismo se ubica en el círculo **naranja**.

Figura 48. Sobrecalentamiento del refrigerante en el diagrama del R407C



- Discutir sobre las ventajas del sobrecalentamiento y la razón por el cual el sistema de refrigeración por compresión de vapor se vuelve más efectivo al incorporar este.

D. COSTO DEL PROYECTO

1. Cotización general. A continuación, se presenta un costo estimado de los elementos de medición y control del banco didáctico de refrigeración propuestos en este trabajo. Para la cotización de la interfaz Reed SD-947 se contactó a un importador local puesto que es más económico importar la interfaz que comprarla en el mercado local. Todos los demás componentes restantes son cotizados con proveedores locales.

Cuadro 19. Componentes, proveedores y costos

Componente	Proveedor	Costo unitario [Q]	Cantidad necesaria	Costo total [Q]
Pernos M6 x 16 grado 5	La casa del tornillo	1.92	16	30.72
Tuerca DIN 985	La casa del tornillo	0.91	16	14.56
Arandela de 6mm	La casa del tornillo	0.65	32	20.80
Sensor de temperatura Danfoss AKS 11	ATP Global Services S.A.	2,202.00	1	2,202.00
Sensor de presión Danfoss AKS 32R con componentes	ATP Global Services S.A.		1	
Interfaz Danfoss MMIMYK	ATP Global Services S.A.		1	
Interfaz Reed SD- 947	Transexpress Guatemala	Sin importación 1,299.18*	1	1,697.50
		Con importación 1,697.50		
Termocuplas tipo J	Larssytem Guatemala	90.00	2	180.00
Aislante Arma- Flex ST (3/8 x 3/8) Paquete de 5 ft	Unirefri Guatemala	9.35	1	9.35

Continuación Cuadro 19.

Componente	Proveedor	Costo unitario [Q]	Cantidad necesaria	Costo total [Q]
Aislante Arma- Flex ST (1/2 x 3/8) Paquete de 5 ft	Unirefri Guatemala	6.60	1	6.60
Cable AWG 14 Vendido por metro	Celasa S.A.	1.62	10	16.20
Total				4,177.73

* Precio original en dólares, cambio a quetzales realizado bajo la tasa del banco de Guatemala al 1 de octubre de 2017 (7.34)

VI. CONCLUSIONES

1. Se seleccionó un perfil estándar ANSI 1.5 in x 1.5 in para el diseño estructural del banco didáctico de refrigeración, tal perfil es apto para resistir el peso de la manejadora (355N) en el nivel superior y el de la unidad condensadora (721N) en el nivel inferior del banco pues demuestra tener un factor de seguridad de al menos 2.16 bajo la teoría de falla de von Mises. Esto indica que la estructura del banco es segura bajo las cargas estáticas de los componentes de refrigeración.
2. Se eligió un controlador Danfoss EIM 336 debido a su sencillez, amigable conexión con la válvula de expansión electrónica ETS 6-10, bajo costo en comparación a los otros controladores, su capacidad de realizar sobrecalentamiento automático, su capacidad de controlar manualmente la válvula de expansión electrónica y su amigable conexión con el cable de comunicación MODBUS.
3. Se seleccionó un sensor de temperatura Danfoss AKS 11 y un sensor de presión Danfoss AKS32R los mismos pueden proporcionar lecturas efectivas de temperaturas y presión en el rango de temperatura al cual el sistema de refrigeración se diseñó (5 °C a 45 °C) y son compatibles con el controlador Danfoss EIM 336.
4. Se escogió una interfaz Danfoss MMIMYK pues esta cuenta con comunicación MODBUS para conectarse con el controlador Danfoss EIM 336, esta permite el correcto control del sobrecalentamiento en el sistema y la estrangulación manual de la válvula de expansión electrónica Danfoss ETS 6-10.
5. Se eligió un puente de manómetros QE para la medición de presión baja y alta del sistema, localizadas antes y después del compresor respectivamente en la unidad condensadora de marca HEATCRAFT y una interfaz Reed SD-947 para la lectura de temperaturas en el sistema con termocuplas de tipo J.
6. Se seleccionó el aislante elastómero Arma-Flex para los tramos de tubería que se desean aislar pues esta comprueba una conductividad térmica promedio de 0.033 W/m*K en un rango de temperatura de -30 °C a 50 °C lo cual es efectivo para reducir la ganancia o pérdida de calor en la tubería donde se acople.

7. Según el método de corrientes se calculó que se necesitan 1.64 amperes para la alimentación del compresor HEATCRAFT, 0.217 amperes para la del ventilador de la unidad condensadora HEATCRAFT y 1.2 amperes para la del ventilador de la manejadora WILLIAMS. Con base en estas corrientes se elige un cable de alimentación AWG 14 capaz de proveer las corrientes necesarias a los componentes, se podría usar un cable de menor calibre sin embargo los mismos se usan en control y no en alimentación.
8. El costo de los componentes para el control y variación de variables del sistema didáctico de refrigeración propuesto es de un valor total de Q 4,177.73

VII. RECOMENDACIONES

1. Se recomienda realizar la instalación de los componentes con un profesional puesto que se necesita un tanque de nitrógeno para eliminación de residuos de soldadura de cobre, una bomba de vacío para realizar vacío en el sistema y revisar fugas y un tanque de refrigerante R407 para el llenado del sistema. Se podría considerar en un futuro la compra de estos componentes.
2. Se recomienda hacer varias pruebas preliminares con el banco para así obtener mediciones de presión y temperatura a lo largo del sistema. Se puede también anotar las mismas para tener listos esos datos a la hora de los laboratorios.
3. Se recomienda realizar la cotización de los componentes de nuevo puesto que los precios pueden variar debido a fluctuaciones en los precios del mercado.
4. Se recomienda reunirse con los catedráticos de cursos tales como el de termodinámica 1, el de termodinámica 2 y el de refrigeración y acondicionamiento de aire para en conjunto revisar las prácticas de laboratorio y agregar futuras prácticas.
5. Se recomienda crear un plan de mantenimiento preventivo para del banco didáctico de refrigeración en base a su funcionamiento, horas de uso que se le piensa dar por practica de laboratorio y frecuencia de uso.
6. Se recomienda la manufactura futura de un ambiente refrigerado en el nivel superior del banco para aislar la manejadora en base a aislantes bajo la norma ASHRAE. Esto ayudaría a expandir laboratorios disponibles pues se tiene un mejor control del espacio que se desea refrigerar.
7. Se sugiere pintar la tubería del sistema de refrigeración didáctico con pintura resistente al calor de color rojo en los tramos de alta presión que va después del compresor y llega hasta antes de la válvula de expansión electrónica. Y se sugiere un color azul en el tramo de baja presión que va después de la válvula de expansión hasta antes del compresor.

VIII. BIBLIOGRAFÍA

- [1] ASHRAE. (2006). *Standard method for temperature measurement*. ANSI/ ASHRAE Standard 41.1-1986 (RA 2006).
- [2] Boylestad, R. L. (2013). *Introductory Circuit Analysis*: Pearson New International Edition. Pearson.
- [3] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* 9a. McGraw Hill México.
- [4] Castañeda, Luis Diego. “Implementación de un banco didáctico para conocimiento de los componentes básicos de sistemas de refrigeración por compresión de vapor” Universidad del Valle de Guatemala, Guatemala, Trabajo de graduación 2017.
- [5] Celigüeta-Lizarza, J. T. *Método de los elementos finitos para análisis estructural*, 2011.
- [6] Çengel, Yunus A., and Michael A. Boles. *Termodinámica 8a*. McGraw Hill México, 2015.
- [7] Danfoss. (2015) *Application for configuring the EIM 316/336 using MMIMYK* [En línea] http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PS.Q0.C2.02_EIM_MyK_VS.pdf
- [8] Danfoss. (2015) *Data communication modbus RS 484 RTU for product type - EKD/EIM controllers* [En línea] http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PS.R00.A1.02_Modbus_sw.pdf
- [9] Danfoss. (2015) *Pressure transmitter with ratiometric output signal AKS 32R and AKS 2050* [En línea] <http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/04/IC.PD.P20.W5.02.pdf>
- [10] Danfoss. (2015) *Refrigeration controls AKS 11* [En línea] <http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/RI14H400.pdf>
- [11] Danfoss. (2015) *Superheat controller type EIM 336* [En línea] http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PD.RQ0.A2.02_EIM336_20170103_sw.pdf
- [12] Danfoss. (2015) *Superheat Controller Type EXD 316* [En línea] <http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PD.RT0.A1.02%20EXD%20316%20superheat%20controller.pdf>
- [13] Escudero, Cristina. *Máquinas y equipos térmicos*. 2da edición. 2017.
- [14] Festo. (2015) *Refrigeration. LabVolt Series 3431-00*. [En línea]. https://www.labvolt.com/solutions/4_refrigeration_and_hvac/80-3431-00_refrigeration_training_system
- [15] Fernández, P. *Termodinámica Técnica*. 2da. ed. España: Irwin, 2003. pp. 222
- [16] KFLEX. (2016) *Application manual* [En línea] http://www.kflex.com/cd2web/CERTIF/English/K-FLEX%20ST-%20DUCT-%20FRIGO/Installation%20manuals/INT_K-FLEX%20APPLICATION%20MANUAL.pdf

- [17] KFLEX. (2012) *Thermal conductivity test according to DIN EN ISO 8497* [En línea] http://www.kflex.com/cd2web/TECH/K-FLEX%20ST-%20DUCT-%20FRIGO/Technical%20Data%20and%20Performance/Thermal%20Conductivity%20%20lambda/Conductividad_Termica%20ST_13x28.pdf
- [18] Lijó, Juan Manuel Franco. *Manual de refrigeración*. Reverté, 2006.
- [19] Mott, Robert L. *Mecánica de fluidos*. Pearson education, 2006.
- [20] Newell, J. *Ciencia de los materiales y sus aplicaciones en ingeniería*. Editorial Alfaomega. Nueva Jersey, USA. (2009)
- [21] Reed. (2012) *Model SD-947 4-Channel Thermocouple Thermometer/Data Logger* <http://www.reedinstruments.com/pdfs/cache/www.reedinstruments.com/sd-947/manual/sd-947-manual.pdf>
- [22] TRACE PARTS. Blickle, "*Ruedas con soporte de chapa de acero, con platina atornillable, con rueda de poliamida / LE-PO, B-PO*" (2017)
- [23] Washington. (2009) *International Building Code 2009* [En línea] http://www.co.washington.ne.us/media/ICC-International_Building_Code_2009.pdf

IX. ANEXOS

A. COTIZACIONES

Figura 49. Cotización de tornillos, roldanas y tuercas

LA CASA DEL TORNILLO S.A.
SUCURSALES:

Bolivar zona 8	Av. Petapa	Calz. Roosevelt	Retalhuleu
Calle Marti	Villa Nueva	Chimaltenango	Tecún Umán
San Rafael zona 18	Escuintla	Quetzaltenango	
Terminal zona 9	Mazatenango	Coatepeque	
Calz. San Juan			

PBX: 23875050

10/03/17 12:02:40

Documento No.:	159220	Fecha:	10/03/17
Cliente:	RENATO CALVINISTI.	Tienda:	T. VIRTUAL
Dirección:		Fax:	
Tel.:	24342843		
Email.:	rallerescyr@hotmail.com		
Contacto:	RENATO CALVINISTI-56302688		

Unidades	Producto	Codigo	P. Unit.	Total
16	6 X 16 DIN 933 HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA CORRIDA	8. MHCCG 6 16 -1	1.920000	30.720000
16	6 DIN 127B WASHA GALVANIZADA	MWG 6 -1 -1	0.910000	14.560000
32	6 ROLDANA GALVANIZADA	RM 6 -1 -1	0.650000	20.800000
16	6 DIN 934 TUERCA HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA GALVANIZ	TMCG 6 -1 -1	1.050000	16.800000
			4.53	82.88
Total				82.88



Figura 50. Cotización de componentes Danfoss


	Cantidad	Costo aproximado con Iva
		
Descripción de equipo:		
Unidad condensadora Chandler CHN005X6B	1	\$ 2,230.00
Fan coil de 200 cfm con motor EC Williams	1	\$ 400.00
Válvula de expansión electrónica Danfoss ETS 6-10	1	\$ 50.00
Controlador, interfaz, sensor de temperatura y sensor de presión de válvula de expansión electrónica	1	\$ 300.00
Total aproximado del proyecto:		\$ 2,980.00

Figura 51. Cotización de la interfaz Reed SD-947

COTIZACION	
Nombre	RENATO CALVINISTI
Seccion	12226
Valor de la Mercadería \$	\$176.25
Link:	https://www.amazon.com/gp/product/B00850175E/ref=ox_sc_a
Peso aprox.:	1 Lbs
Fecha de entrega en Miami	
Sunday, Oct. 15	
VALOR DE COMPRA (VALOR A DEPOSITAR)	Q 1,369.21
GASTOS DE IMPORTACION (NO DEPOSITAR HASTA QUE VENGA PAQUETE)	Q 328.28
INVERSION TOTAL :	Q 1,697.50



DESCRIPCIÓN :
 REED Instruments SD-947 SD Series Thermocouple Thermometer, Data logger, 4 Channel, Type K, J, R, S, E, T and RTD

Figura 52. Cotización del aislante Arma-flex

UNIREFRI

CALZADA ROOSEVELT 18-29 ZONA 11

Telefono: 2475-5775

COTIZACIÓN

Para: RENATO
 Nit: CF
 Dirección:

No. de Cotización: 3017771
 Fecha: 03/10/2017
 Asesor: TU11-Ronaldo Pineda
 E-mail: rpineda@unirefri.com
 Celular:

#	Código	U/M	Descripción	Cant.	Precio c/IVA	Total c/IVA
1	02.0079	UNIDAD	TRAMO DE ARMAFLEX DE 1/2" ID X 3/8" TK X 6' (100XC)	1	QTZ 9.35	QTZ 9.35
2	02.0078	UNIDAD	TRAMO DE ARMAFLEX DE 3/8" ID X 3/8" TK X 6' (120XC)	1	QTZ 6.60	QTZ 6.60
					Total:	QTZ 15.95

Validéz de la Oferta: 10 días, sujeta a disponibilidad de existencias
Forma de Pago: Contado
Observaciones: * Una vez recibida la mercadería a conformidad, NO se aceptan cambios ni devoluciones.
 * En productos electricos NO hay garantía.
 * Nuestros equipos cuentan con doce meses de garantía POR DESPERFECTOS DE FABRICACION. NO aplica por mal uso, mal diseño, mala instalación, falta de mantenimiento, fallas en el suministro eléctrico, entre otras.
 * Los modelos y especificaciones están sujetos a cambios sin previo aviso debido a mejoras en los productos.

Firma y Sello de Aceptación

B. PLANOS DEL BANCO ESTRUCTURAL

Figura 53. Plano del banco estructural

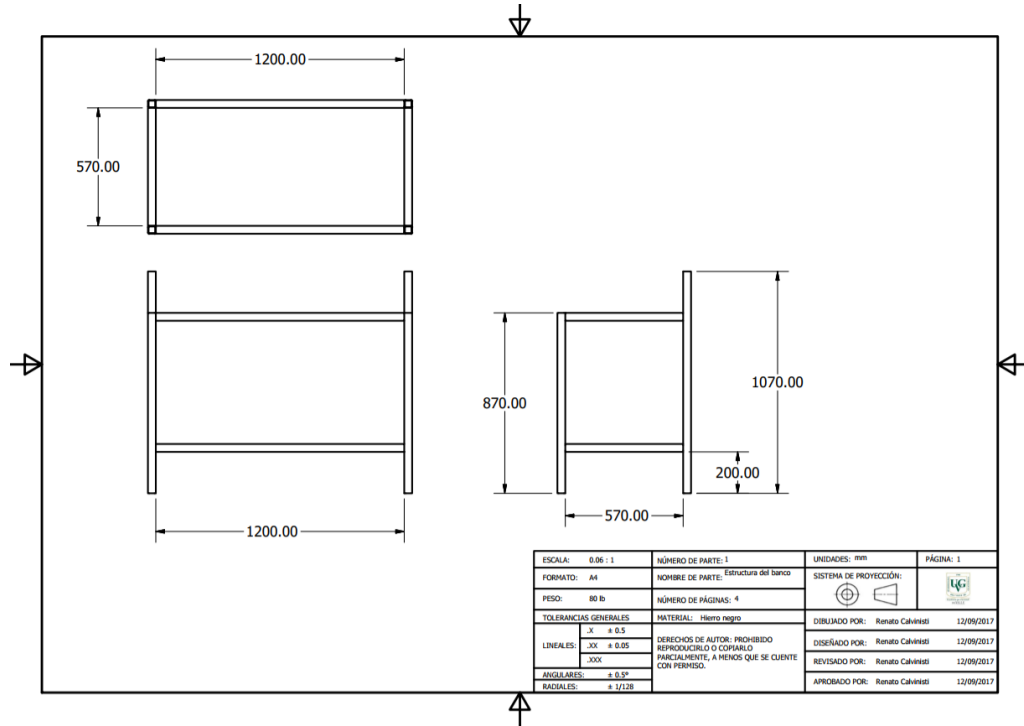


Figura 54. Plano del nivel superior

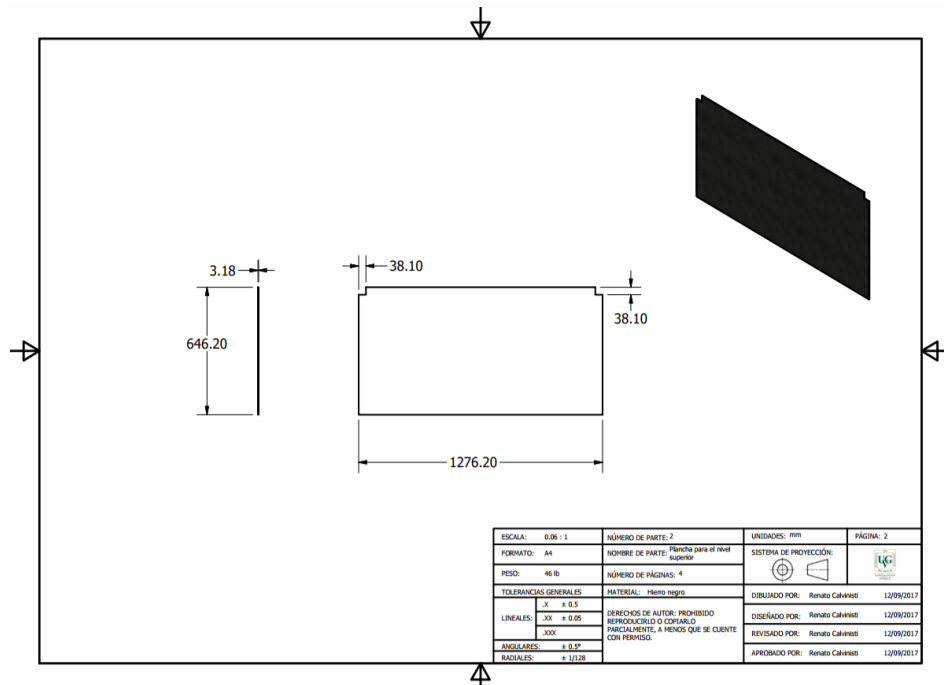


Figura 55. Plano del nivel inferior

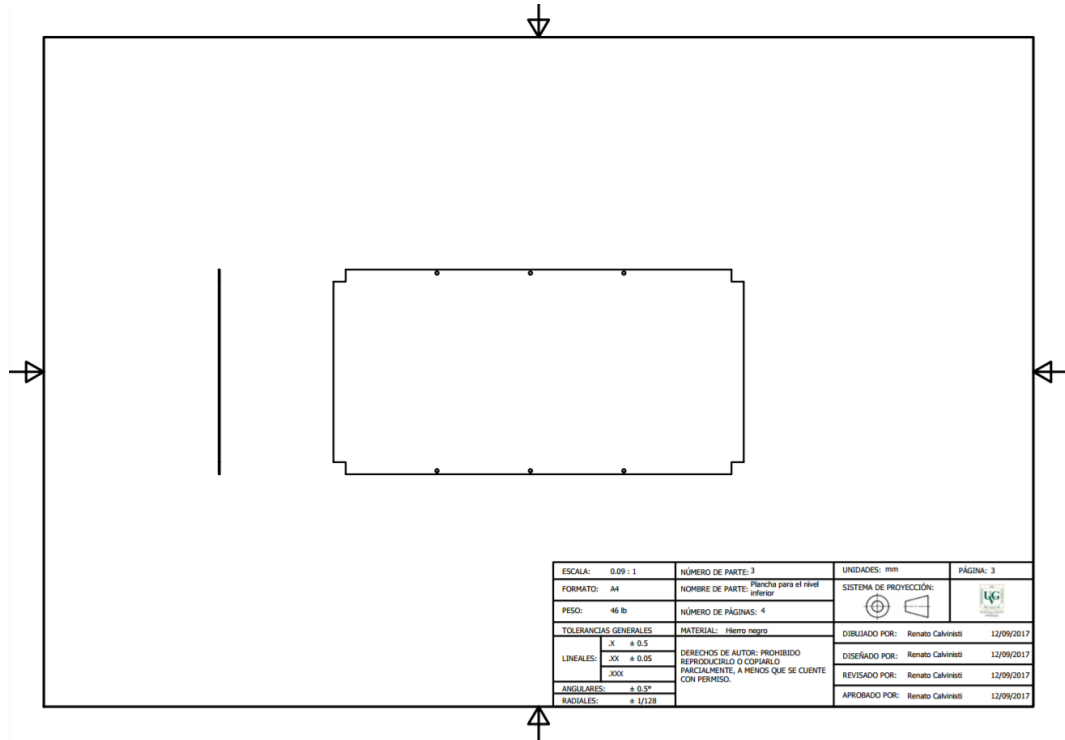


Figura 56. Plano de las placas para montaje de las ruedas

