

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO

FACULTAD DE CIENCIAS AGRARIAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA

AGROINDUSTRIAL



TESIS

**“IMPLEMENTACION DE UN MODULO PARA ENSAYOS DE
REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR”**

PRESENTADA POR:

Bach. FLOR MARIA GUEVARA BENAVENTE

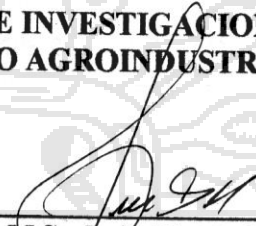
Bach. PERCY RONALD BENITO OCHOCHOQUE

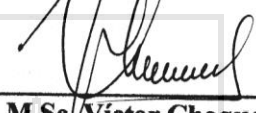
PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO AGROINDUSTRIAL

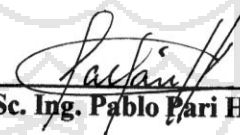
PUNO – PERU

2012

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO**“IMPLEMENTACION DE UN MODULO PARA ENSAYOS DE REFRIGERACIÓN,
POR COMPRESION DE VAPOR”****FACULTAD DE CIENCIAS AGRARIAS****ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA AGROINDUSTRIAL****Tesis presentada por : Bach. Flor María Guevara Benavente
Bach. Percy Ronald Benito Ochochoque****PARA REALIZAR EL INFORME DE INVESTIGACION Y OBTAR EL TITULO
DE INGENIERO AGROINDUSTRIAL****PRESIDENTE :**

Ing. M.Sc. Luis Alberto Jiménez Monrroy**PRIMER MIEMBRO :**

Ing. M.Sc. Víctor Choquehuanca Cáceres**SEGUNDO MIEMBRO :**

Ing. Alicia Magaly León Taca**DIRECTOR :**

M.Sc. Ing. Pablo Pari Huarcaya**ASESORES :**

Ing. Juan Renzo Illacutipa Mamani

Ing. Ebis Chaquilla Lopez**PUNO-PERU****2012****Área: Ingeniería y tecnología
Tema: Propiedades físicas y estructurales**

Dedicatoria

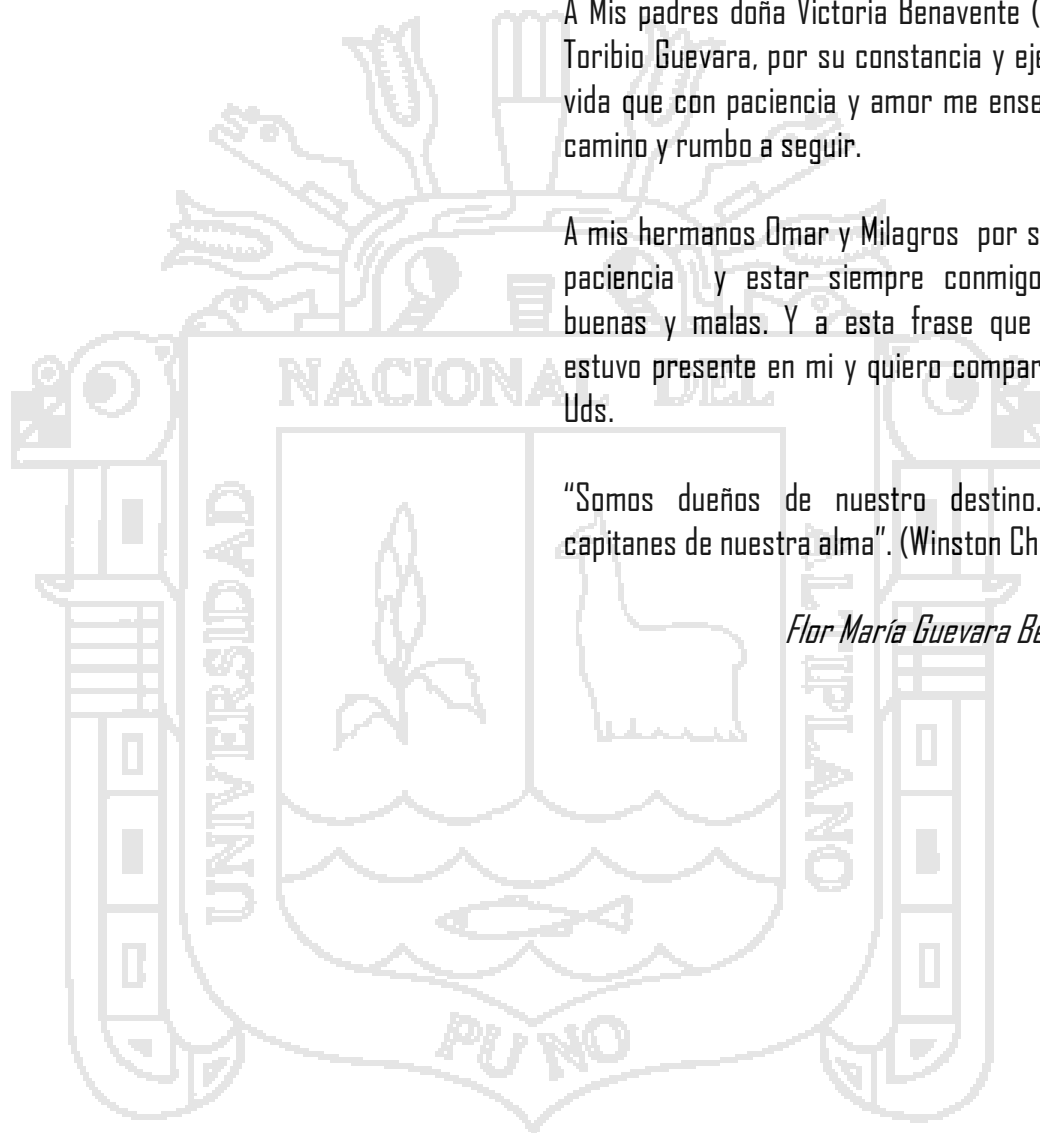
A nuestro padre celestial por brindarme una oportunidad de vida aquí en la tierra.

A Mis padres doña Victoria Benavente (+) y don Toribio Guevara, por su constancia y ejemplo de vida que con paciencia y amor me enseñaron el camino y rumbo a seguir.

A mis hermanos Omar y Milagros por su infinita paciencia y estar siempre conmigo en las buenas y malas. Y a esta frase que siempre estuvo presente en mi y quiero compartirla con Uds.

“Somos dueños de nuestro destino. Somos capitanes de nuestra alma”. (Winston Churchill)

Flor María Guevara Benavente.

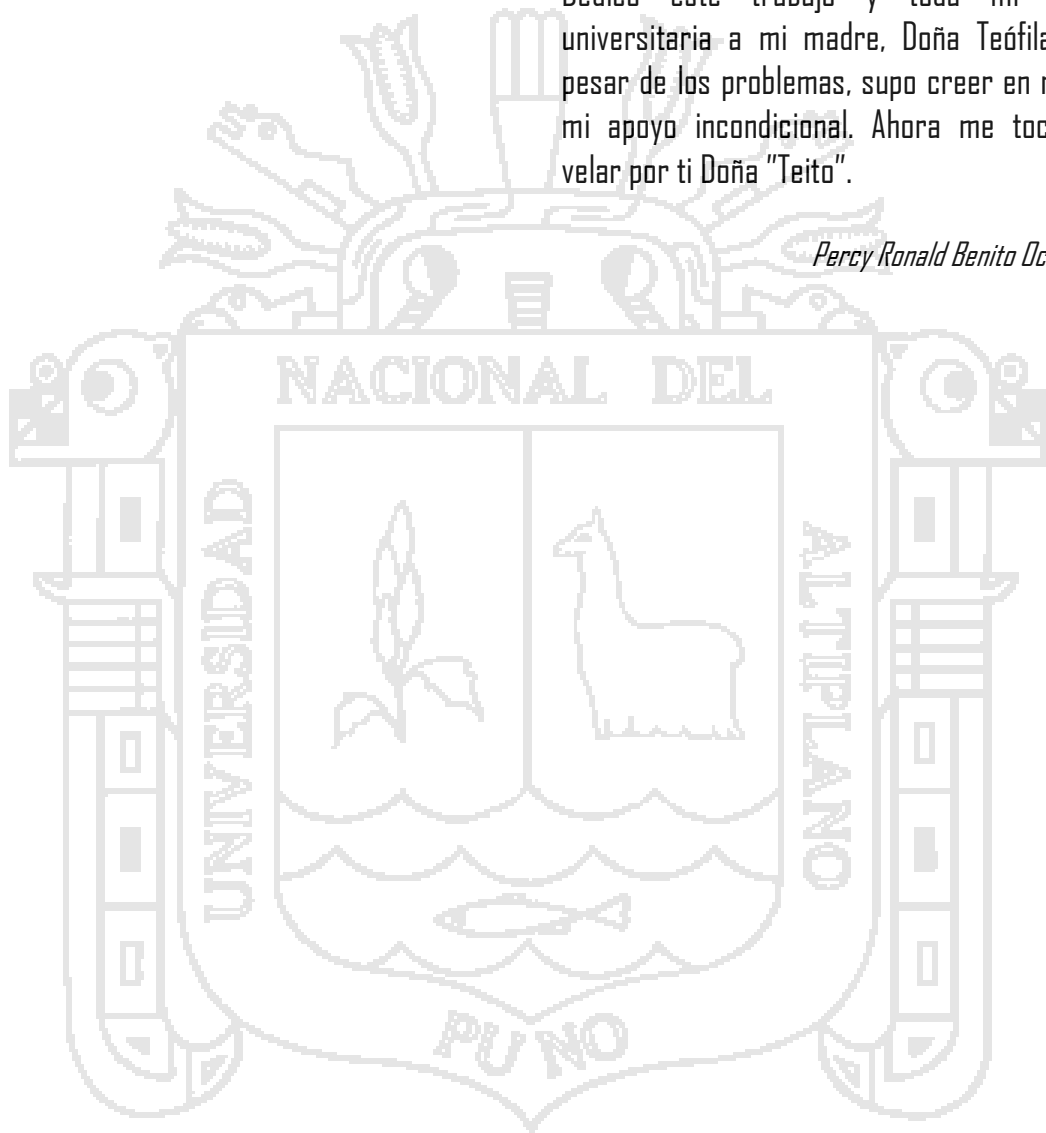


Dedicatoria

Con muchísimo afecto:

Dedico este trabajo y toda mi carrera universitaria a mi madre, Doña Teófila que a pesar de los problemas, supo creer en mí y ser mi apoyo incondicional. Ahora me toca a mi velar por ti Doña "Teito".

Percy Ronald Benito Ochochoque



Agradecimiento

Gracias a quienes, aunque sea un momento compartieron una palabra conmigo.

Gracias a todos los que, en algún momento han sabido brindarme su amistad.

Gracias a Dios, por regalarme cualidades y un sueño para conquistarlo.

Y por supuesto a mi compañera de tesis por creer en este trabajo.

Percy Ronald Benito Ochochoque

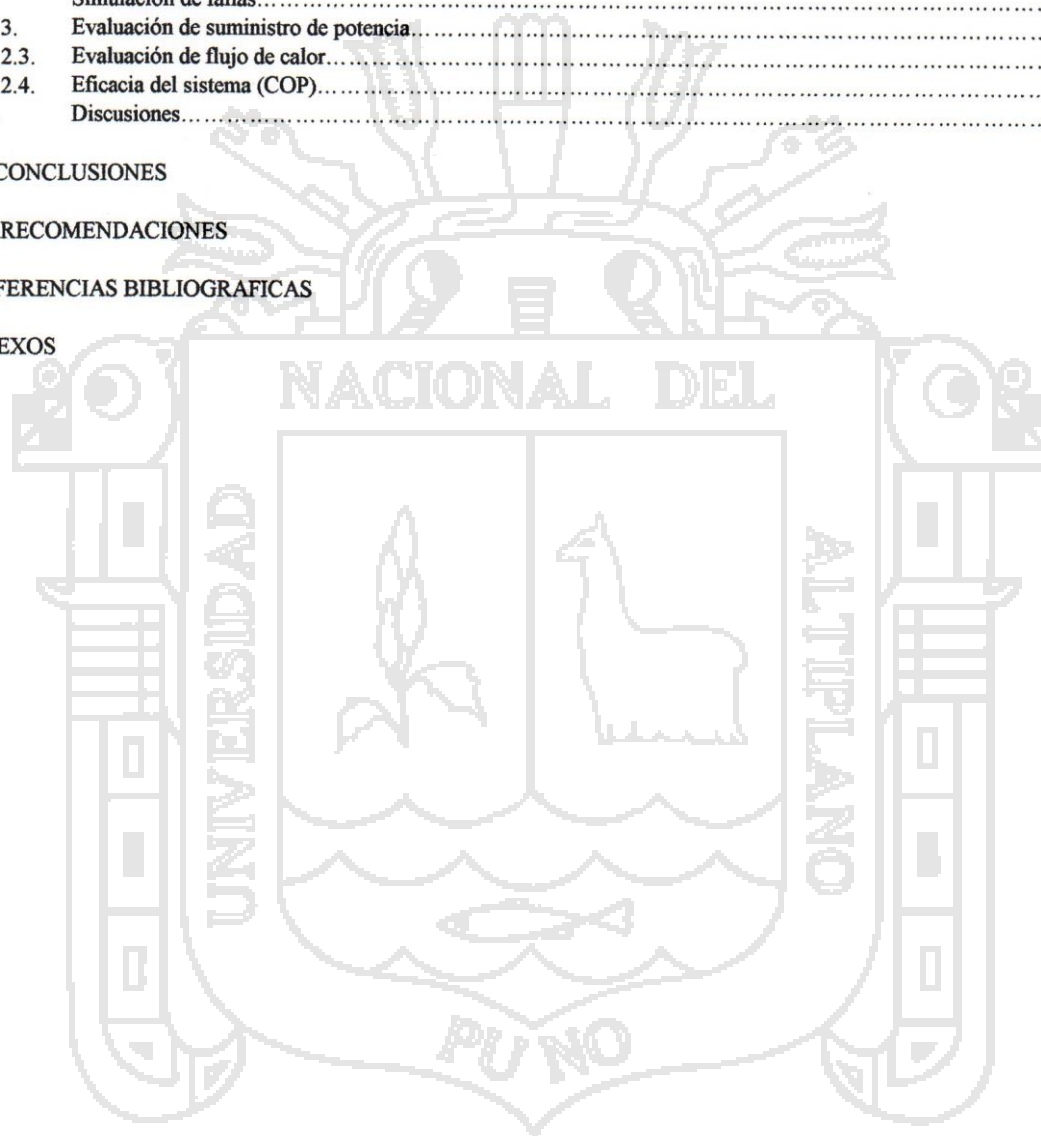


INDICE

	Pag.
RESUMEN	1
I. INTRODUCCION	3
II. REVISION DE LITERATURA	5
2.1. Marco teórico.....	5
2.1.1. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor.....	5
2.1.1.1. Proceso (1) a través del dispositivo de expansión (válvula de dosificación).....	7
2.1.1.2. Proceso (2) a través del evaporador.....	8
2.1.1.3. Proceso (3) a través del compresor.....	8
2.1.1.4. Proceso (4) a través del condensador.....	9
2.1.2. Comportamiento de los refrigerantes en un circuito frigorífico de compresión mecánica.....	9
2.1.3. El diagrama de presión-entalpía (P – H) para un sistema de refrigeración.....	10
2.1.4. Ejemplo de uso de las tablas presión-entalpía (P – H).....	11
2.1.5. Correlaciones empíricas de Cleland para determinar las propiedades termodinámicas de refrigerantes.....	13
2.1.6. Trabajo suministrado al refrigerante por el compresor.....	14
2.1.7. Calor ganado por el refrigerante en el evaporador.....	14
2.1.8. Eficacia del sistema de refrigeración.....	15
2.1.9. Componentes para un sistema por compresión de vapor.....	15
2.1.9.1. Compresor.....	15
2.1.9.2. Condensador (Con tiro forzado).....	16
2.1.9.3. Válvula de termo expansión.....	16
2.1.9.4. Evaporador.....	16
2.1.9.5. Válvula de solenoide.....	17
2.1.9.6. Filtro secador.....	17
2.1.9.7. Indicador de líquido – humedad.....	17
2.1.9.8. Colector de líquido.....	18
2.1.9.9. Presostato de alta y baja.....	18
2.1.9.10. Válvulas de paso manuales.....	18
2.1.9.11. Válvulas de retención (check).....	19
2.1.9.12. Intercambiador de calor.....	19
2.1.9.13. Válvula reguladora de presión.....	19
2.1.9.14. Gas refrigerante.....	19
2.1.9.15. Soldadura (material de aporte).....	21
2.1.10. Herramientas.....	21
2.1.10.1. Prensas de Expansión (Flare Abocinadores).....	21
2.1.10.2. Llaves de chicharra.....	21
2.1.10.3. Cortador de tubo.....	22
2.1.10.4. Doblador de tubo.....	22
2.1.10.5. Juego de expansores abocinadores.....	23
2.1.10.6. Mangueras de servicio.....	23
2.1.10.7. Manifolds de servicio.....	23
2.1.10.8. Bomba de vacío.....	23
2.1.10.9. Taladro eléctrico.....	24
2.1.10.10. Brocas multiuso o universales.....	24
2.1.10.11. Alicates.....	24
2.1.10.12. Soldadura oxiacetilénica.....	24
2.2. Dimensionamiento.....	25
2.3. Operación y mantenimiento de un sistema de refrigeración.....	25
III. MATERIALES Y METODOS	26
3.1. Lugar de estudio.....	26
3.2. Componentes del sistema (MER).....	26
3.2.1. Componentes básicos.....	26
3.2.1.1. Compresor.....	26
3.2.1.2. Condensador (Con tiro forzado).....	27
3.2.1.3. Válvula de termo expansión.....	28

3.2.1.4.	Evaporador.....	28
3.2.2.	Dispositivos.....	29
3.2.2.1.	Válvula de solenoide.....	29
3.2.2.2.	Filtro secador.....	29
3.2.2.3.	Indicador de liquido – humedad.....	30
3.2.2.4.	Colector de liquido.....	30
3.2.2.5.	Presostato de alta y baja.....	31
3.2.2.6.	Válvulas de paso manuales.....	31
3.2.2.7.	Válvulas de retención (check).....	32
3.2.2.8.	Intercambiador de calor.....	32
3.2.2.9.	Válvula reguladora de presión.....	32
3.2.3.	Instrumentos de medición.....	33
3.2.3.1.	Manómetro de alta presión.....	33
3.2.3.2.	Manómetro de baja presión.....	33
3.2.3.3.	Termómetro y pirómetro digital.....	33
3.2.3.4.	Voltímetro.....	34
3.2.3.5.	Amperímetro.....	34
3.3.	Materiales.....	35
3.3.1.	Tuberías.....	35
3.3.2.	Gas refrigerante.....	35
3.3.3.	Soldadura (material de aporte).....	35
3.3.4.	Cinta Aislante.....	36
3.4.	Herramientas.....	36
3.4.4.	Prensas de Expansión (Flare Abocinadores).....	36
3.4.5.	Llaves de chicharra.....	36
3.4.6.	Cortador de tubo.....	37
3.4.7.	Doblador de tubo.....	37
3.4.8.	Juego de expansores abocinadores.....	37
3.4.9.	Mangueras de servicio.....	37
3.4.10.	Manifolds de servicio.....	37
3.4.11.	Bomba de vacío.....	38
3.4.12.	Taladro eléctrico.....	38
3.4.13.	Brocas multiuso o universales.....	38
3.4.14.	Alicates.....	38
3.5.	Metodología.....	39
3.5.1.	Dimensionamiento.....	40
3.5.1.1.	Cálculos de Ingeniería.....	41
A.	Características del Espacio a Refrigerar.....	41
B.	Ambiente de instalación.....	43
C.	Carga de enfriamiento.....	44
3.5.2.	Montaje del sistema.....	52
3.5.2.1.	Diseño del esquema para la instalación de componentes.....	54
3.5.2.2.	Diseño del sistema de control eléctrico y de arranque.....	54
3.5.2.3.	Construcción de la estructura metálica y el tablero de montaje del MER.....	54
3.5.2.4.	Selección y acoplamiento de componentes, dispositivos, instrumentos y carga del gas refrigerante. R134a... ..	58
A.	Montaje de componentes.....	58
B.	Carga de gas refrigerante (R-134 a).....	60
3.5.2.5.	Determinación del ciclo termodinámico del sistema.....	60
3.5.2.6.	Dimensionamiento del motor compresor.....	63
3.6.	Factores de estudio.....	66
3.7.	Variables de respuesta.....	67
3.8.	Análisis estadístico.....	67
3.8.1.	Análisis de dos muestras.....	68
IV.	RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	70
4.1.	Resultados.....	70
4.1.1.	Dimensionamiento del sistema de refrigeración del MER.....	70
4.1.1.1.	Estructura metálica y tablero de montaje.....	70
4.1.1.2.	Determinación de la ubicación de los elementos.....	70

A.	Componentes básicos.....	70
B.	Dispositivos.....	71
C.	Instrumentos de medición y control.....	71
4.1.2.	Cálculos de ingeniería del MER.....	71
4.1.2.1.	Ciclo termodinámico teórico patrón del sistema de refrigeración MER.....	72
4.1.1.2.	Carga térmica total para una potencia del 100% del compresor.....	74
4.1.1.3.	Carga Térmica Total para una Potencia del 85 % del compresor.....	75
4.1.2.	Montaje del sistema.....	76
A.	Simulación de fallas.....	77
4.1.3.	Evaluación de suministro de potencia.....	78
4.1.2.3.	Evaluación de flujo de calor.....	79
4.1.2.4.	Eficacia del sistema (COP).....	80
4.2.	Discusiones.....	81
V. CONCLUSIONES		85
IV. RECOMENDACIONES		86
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS		87
ANEXOS		90



LISTA DE CUADROS

	Pag.
Cuadro N° 01: Valores de ODP para diferentes refrigerantes.....	20
Cuadro N° 02: Estructura del los recintos frigorífico.....	42
Cuadro N° 03: DTe para el diseño del evaporador.....	62
Cuadro N° 04: Temperaturas, presiones y entalpías del refrigerante en su recorrido por el sistema de refrigeración.....	72
Cuadro N° 05: Resultados de la carga térmica de las distintas fuentes y la carga térmica total con 0.6 Kg de agua destilada a 68.5 °C.....	74
Cuadro N° 06: Resultados de la carga térmica de las distintas fuentes y la carga térmica total con 0.6 Kg de agua destilada a 30.5 °C.....	75
Cuadro N° 07: Resultados de la potencia suministrada por el compresor con una carga térmica de refrigeración de 186.47 Watts.....	78
Cuadro N° 08: Resultados de la potencia suministrada por el compresor con un carga térmica de refrigeración de 158.47 Watts.....	79
Cuadro N° 09: Flujo de calor ganado por el refrigerante en el evaporador con una carga térmica de refrigeración de 186.47 Watts.....	79
Cuadro N° 10: Flujo de calor ganado por el refrigerante en el evaporador con una carga térmica de refrigeración de 158.47 Watts.....	80
Cuadro N° 11: COP al 85 y 100% de la capacidad del compresor.....	80

LISTA DE FIGURAS

	Pag.
Figura N° 01: Ciclo básico de refrigeración por compresión mecánica.....	6
Figura N° 02: Diagrama (P – H) del ciclo termodinámico ideal de un refrigerante.....	6
Figura N° 03: Diagrama presión entalpía para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor bajo condiciones saturadas.....	10
Figura N° 04: Diagrama presión entalpía para un ciclo de refrigeración por compresión desviaciones.....	11
Figura N° 05: Diagrama presión entalpía para una temperatura del evaporador de -20°C y una temperatura del condensador de 30°C.....	13
Figura N° 06: Programa en Excel para calcular propiedades termodinámicas del refrigerante R 134 a.....	13
Figura N° 07: Procedimiento para los cálculos de ingeniería del MER.....	41
Figura N° 08: Procedimiento para el montaje del sistema (MER).....	53
Figura N° 09: Esquema de instalación de componentes básicos, dispositivos e instrumentos del MER.....	55
Figura N° 10: Diagrama de control eléctrico.....	56
Figura N° 11: Diagrama eléctrico de arranque.....	57
Figura N° 12: Estructura METAL-MAPRESA, bancada y tablero de montaje.....	57
Figura N° 13: Línea de tubería instalada en el sistema; ¼" línea de alta presión y 3/8" línea de baja presión.....	59
Figura N° 14: Procedimiento para las evaluaciones COP del sistema MER.....	69
Figura N° 15: Ciclo termodinámico teórico patrón del MER.....	73
Figura N° 16: Distribución física de los componentes del módulo para ensayos de refrigeración industrial (MER).....	76
Figura N° 17: Tablero de control y mando del MER.....	78

RESUMEN

En el presente trabajo de tesis se implementó un módulo para realizar ensayos de técnicas de refrigeración utilizando el sistema de compresión de vapor, se ejecutó en las instalaciones de la empresa Frío Industrial Andino Juliaca con temperaturas promedio al día de $12.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una presión atmosférica de 1037 mb. a 3824 MSNM. Los objetivos fueron: El dimensionamiento, selección y montaje de un módulo para ensayar técnicas de refrigeración con un sistema de compresión de vapor con sus respectivos componentes, a partir de la potencia de trabajo de un motor compresor de 0.25 HP. Por otra parte la evaluación de la eficiencia del sistema del módulo comparando su capacidad no nominal (sub cargado al 85%) entre la nominal (cargado al 100%); calculando la potencia suministrada al refrigerante por el compresor, el flujo de calor ganado en el evaporador y hallar el COP (coeficiente de desempeño) ó eficiencia del sistema del módulo. Se montó el módulo ubicando sus componentes básicos, dispositivos e instrumentos según su función dentro del ciclo de refrigeración, se le adicionó simuladores de fallas por obstrucción de tuberías, fallas de ventilación en el condensador y evaporador del recinto de congelación. Para evaluar la eficiencia del sistema del módulo se congelaron 600 g. de agua destilada a temperaturas de 30.5 y $68.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el recinto de congelación del módulo cuyo volumen interno es 0.08 m^3 ensayándose diez pruebas con cada temperatura, para comprobar y comparar el 85 y 100% de la capacidad total del sistema del módulo. Se obtuvo el ciclo termodinámico teórico patrón del sistema con las siguientes temperaturas: temperatura de condensación = $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Presión: 8.631 bar.; entalpia: 147.5 KJ/Kg.) y la temperatura de evaporación = $-13.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Presión: 1.752 bar.; entalpia: 290.7 KJ/Kg.). El trabajo suministrado en el motor compresor al refrigerante en *Watts*, fue de 0.108 y 0.163 *Watts* promedio de trabajo probando el sistema al 85% y al 100% de su capacidad total respectivamente; igualmente el flujo de calor ganado por el refrigerante en el evaporador en *Watts*, fue de 0.569 y 0.669 *Watts* de promedio en las pruebas al 85 y al 100% respectivamente de la capacidad total del sistema del módulo. Finalmente los valores COP obtenidos fueron: 5.3 promedio para el 85% y 4.1 promedio para el 100% de la capacidad total del sistema. El Módulo para

Ensayos de Refrigeración (MER) operó sin dificultad con un motor compresor de 0.25 HP con la capacidad para extraer calor de hasta 186.47 Watts (160.32 Kcal./h.), los valores COP obtenidos al 85 y 100% de la capacidad total se hallan dentro del rango de 4 a 5 para compresores de baja presión.



I. INTRODUCCION

Los avances logrados en refrigeración en los últimos años son el resultado del trabajo conjunto de técnicos, ingenieros y hombres de ciencia que han unido sus habilidades y conocimientos para el desarrollo de esta técnica acentuándose más así los sistemas por compresión de vapor; este sistema es el método más extendido a nivel mundial, con aplicaciones a la refrigeración doméstica, comercial, industrial y climatización.

El objetivo de la refrigeración es enfriar un objeto o ambiente por medio de los dispositivos desarrollados por el ser humano para este fin. Para lograr este propósito partimos de conocimientos de la física de los materiales y en particular, los gases. Por consiguiente; se ha hecho necesario definir una serie de fenómenos que involucran el proceso de enfriamiento y también crear herramientas que faciliten tanto el uso de esas definiciones. La refrigeración está íntimamente ligada con la termodinámica; es decir relacionada con la transferencia de calor y para entender bien la acción de los refrigerantes, dentro de un sistema es necesario conocer las leyes que gobiernan este proceso.

Entonces existe evidentemente la necesidad de deducir a través de la práctica estos fenómenos termodinámicos, que ocurren en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, como también entender la distribución de los componentes y ubicación de los dispositivos e instrumentos habituales en la refrigeración industrial.

Por lo que nos propusimos implementar un equipo o módulo, construido con elementos habituales a las técnicas de refrigeración para analizar los procesos de un ciclo termodinámico con fase de refrigeración normal y de congelación; con los siguientes objetivos:

- ✓ Dimensionar, seleccionar y montar un módulo para ensayar técnicas de refrigeración con un sistema de compresión de vapor, con sus respectivos componentes a partir de la potencia de trabajo de un motor compresor de 0.25 HP.
- ✓ Evaluar la eficiencia del sistema del módulo comparando su capacidad no nominal (sub cargado al 85%) entre la nominal (cargado al 100%); calculando la potencia suministrada al refrigerante por el compresor, el flujo de calor ganado en el evaporador y hallar el COP (coeficiente de desempeño) ó eficiencia del sistema del módulo.



II. REVISION DE LITERATURA

2.1. Marco teórico

2.1.1. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

El método más utilizado para producir refrigeración mecánica se conoce como el sistema de refrigeración por compresión de vapor (Pita EG 1991:20).

El refrigerante circula por un circuito cerrado para tal fin. En este tipo de sistema la sustancia refrigerante no tiene contacto con el medio ambiente.

El proceso se realiza de la siguiente manera (Rodríguez, E. 2005: 117):

1. El refrigerante recoge el calor de la zona de baja temperatura.
2. El refrigerante transporta el calor a la zona de alta temperatura.
3. El refrigerante libera calor en la zona de alta temperatura.
4. El refrigerante libre de calor retorna a la zona de baja temperatura para continuar el ciclo.

Siendo cuatro los procesos en el ciclo de refrigeración:

1. Expansión (válvula dosificadora)
2. Evaporación (evaporador).
3. Compresión (compresor o moto compresor).
4. Condensación (condensador).

En la figura N° (01) se muestra estos procesos y los componentes principales de un sistema básico de refrigeración.

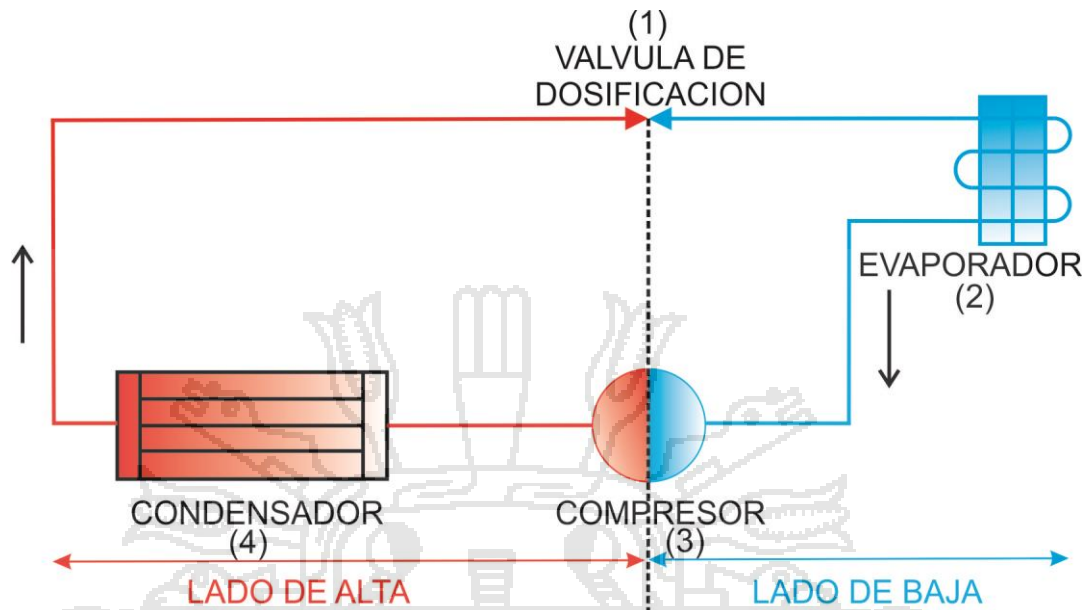


Figura N° 01: Ciclo básico de refrigeración por compresión mecánica

El ciclo de la figura N° 01 también se puede representar en la figura N° 02 en un diagrama de presión versus entalpía ($P-H$)

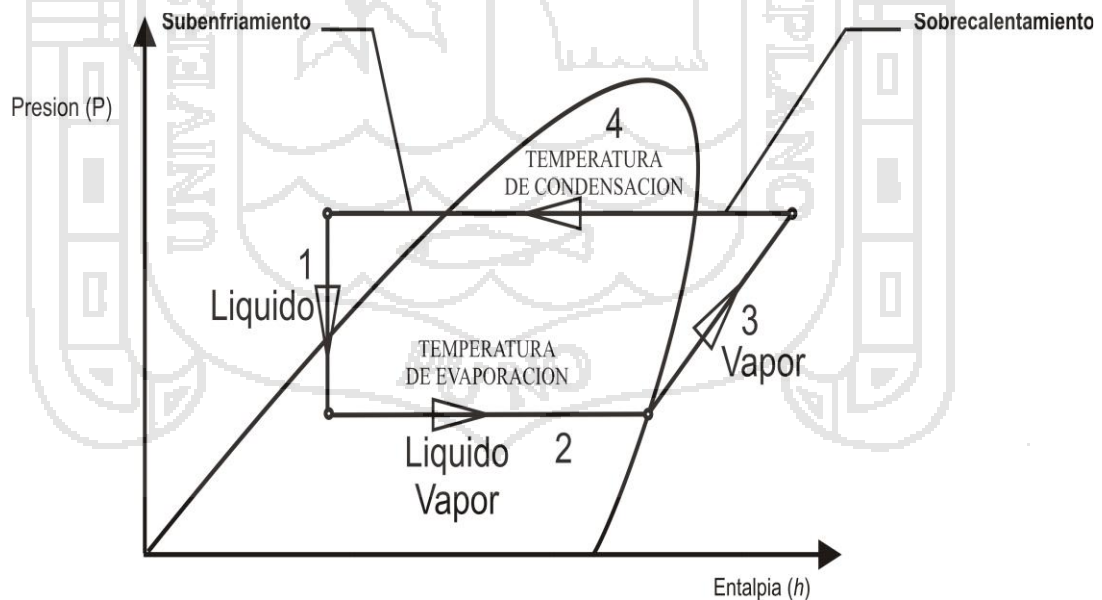


Figura N° 02: Diagrama ($P-H$) del ciclo termodinámico ideal de un refrigerante

Donde se distinguen más procesos termodinámicos los cuales se describen a continuación:

1. Válvula de dosificación; expansión adiabática (sin transmisión de calor) e isoentalpica (igual entalpía).
2. Evaporador; vaporización isotérmica (igual temperatura) e isobárica (igual presión).
3. Compresor; compresión adiabática e isoentrópica (igual entropía).
4. Condensador; condensación isotérmica e isobárica

De las figuras N° 01 y N° 02 describiremos los procesos y cambios físicos que el refrigerante experimenta en un sistema básico de refrigeración

2.1.1.1. Proceso (1) a través del dispositivo de expansión (válvula de dosificación)

El refrigerante líquido ingresa al dispositivo de expansión en el ingreso. Existen diversos tipos de dispositivos de expansión los mas comunes son la válvula de expansión y el tubo capilar, el dispositivo de expansión tiene una abertura estrecha, lo cual da como resultado una gran pérdida de presión al fluir el refrigerante a través del mismo (Jones J y Dungan R 1997: 22).

El refrigerante al salir tiene una presión baja debido a que esta presión de saturación correspondiente, en parte del refrigerante líquido se vaporiza. La porción del líquido que se evapora toma el calor latente necesario para su evaporación de la mezcla de refrigerante que fluye, enfriándola de esta manera (Jones J y Dungan R 1997: 22).

El refrigerante sale de la válvula como una mezcla de líquido y vapor en estado saturado. Con una temperatura de saturación correspondiente al refrigerante (Jones J y Dungan R 1997: 22)

2.1.1.2. Proceso (2) a través del evaporador

El refrigerante fluye a través de la tubería del evaporador, la sustancia que se debe de enfriar, generalmente aire o un líquido, circula por el exterior de los tubos del evaporador, la cual se halla a una temperatura mas elevada que la del refrigerante dentro del evaporador (Jones J y Dungan R 1997: 23).

Por consiguiente, el calor fluye de la sustancia al refrigerante, a través de la pared del tubo y las aletas del evaporador.

En este caso el aire se enfría a 0 °C, debido a que el refrigerante liquido dentro del evaporador ya se encuentra a su temperatura de saturación (Su punto de ebullición), el calor que gane hace que se evapore al pasar por el evaporador. Por lo general el refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado.

(Jones J y Dungan R 1997: 23)

2.1.1.3. Proceso (3) a través del compresor.

El compresor hace ingresar el vapor saturado por el lado de la succión, para luego comprimirlo a una presión elevada, adecuada para efectuar la condensación. Esta presión es aproximadamente igual a la que ingresara al dispositivo de expansión, 0.83MPa.(Jones J y Dungan R 1997: 20)

Se requiere trabajo para comprimir el gas, este trabajo procede del motor que mueve el compresor, este trabajo contribuye a aumentar la energía almacenada del vapor comprimido, resultado en un aumento de su temperatura, en este caso el refrigerante sale del compresor en condición de vapor sobrecalentado.

(Jones J y Dungan R 1997: 20)

2.1.1.4. Proceso (4) a través del condensador.

El gas a alta presión que descarga el compresor fluye a través de la tubería del condensador; el calor fluye a través de las paredes del tubo del condensador, desde el refrigerante a mayor temperatura hacia el aire de enfriamiento. Como el refrigerante está sobrecalentado cuando entra al condensador, primero se enfría hasta que alcanza su temperatura de saturación.

(Jones J y Dungan R 1997: 20).

La remoción adicional de calor resulta en la condensación gradual del refrigerante, hasta que se licua en su totalidad. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado. (Jones J y Dungan R 1997: 20)

2.1.2. Comportamiento de los refrigerantes en un circuito frigorífico de compresión mecánica

En un sistema de este tipo el trabajo útil de enfriamiento se realiza en un intercambiador de calor que recibe el nombre de evaporador, es aquí donde se va a extraer calor a la sustancia que se quiere enfriar. En resumen, a la entrada del evaporador el líquido refrigerante estará a baja presión y temperatura (Rodríguez, E 2005:146).

Para poder realizar la condensación hay que aumentar, previamente la presión y la temperatura del vapor, esta es la función del compresor, a la salida del compresor el vapor es vapor a alta presión y alta temperatura. Una vez el refrigerante en el condensador entra en contacto con una sustancia (en la mayoría de los casos agua o aire ambiente) a temperatura inferior cediéndole, de forma latente, el calor recogido en el evaporador y el compresor (Rodríguez, E 2005:147).

La temperatura y la presión se reducen mediante el expansor (válvula de expansión), esto no es más que una reducción brusca del diámetro de la tubería que

al salir de esta el refrigerante líquido sufre una repentina expansión evaporándose una pequeña parte del líquido. (Rodríguez, E 2005:147).

2.1.3. El diagrama de presión-entalpía ($P - H$) para un sistema de refrigeración

Es habitual encontrar en la literatura diagramas que muestran las propiedades termodinámicas de los refrigerantes. Estos diagramas son particularmente útiles durante la primera fase del diseño de sistemas de refrigeración; mediante un diagrama de este tipo es fácil comprender un proceso estándar de cualquier variación respecto de este. En la mayoría de los diagramas se representa la entalpía en el eje de x y la presión en el eje de las y . Sea un sistema sencillo de refrigeración por compresión de vapor en el que el refrigerante llega a la válvula de expansión como líquido saturado y abandona el evaporador como vapor saturado. Este sistema se muestra sobre un diagrama presión-entalpía.

(Singh R y Heldman D 2009: 318-319).

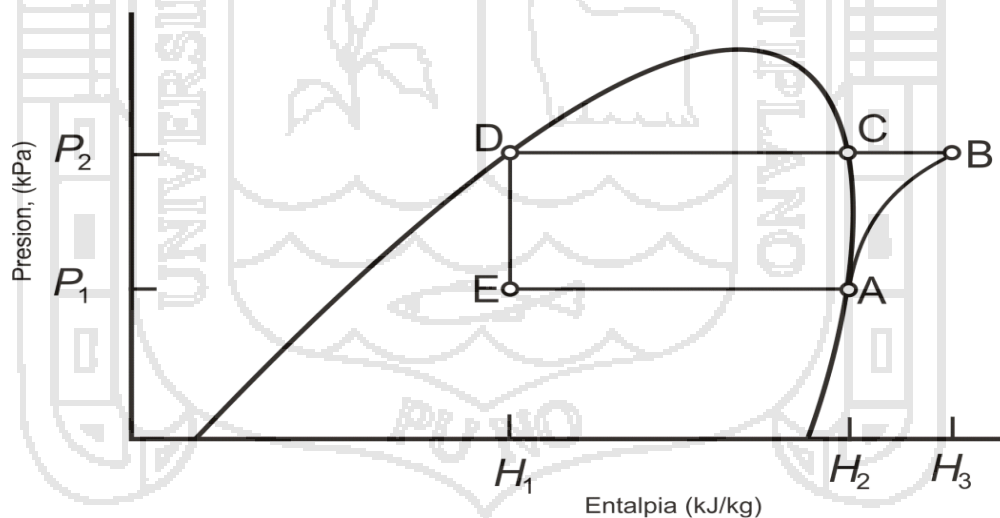


Figura N° 03: Diagrama presión entalpía para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor bajo condiciones saturadas

En la figura N° (03) cuando el refrigerante entra al compresor como vapor saturado esta representado en el diagrama por el punto A, este vapor esta a presión P_1 y entalpía H_2 . Durante la etapa de compresión, el vapor es comprimido

isoentropicamente (a entropía constante) hasta la presión P_2 ; el punto B representa el refrigerante a la salida del compresor, que se encuentra en la zona de vapor sobrecalentado. La entalpía ha aumentado desde H_2 hasta H_3 durante la compresión. En el condensador tienen lugar dos procesos, en primer lugar se elimina el sobrecalentamiento en la sección de des-sobrecalentamiento, retirándose posteriormente el calor latente de vaporización del refrigerante (condensado), pasó de C a D en el diagrama. El líquido saturado entra a la válvula de expansión, punto D del diagrama, disminuyendo la presión hasta P_1 mientras la entalpía permanece constante en H_1 . Tiene lugar una evaporación parcial del refrigerante en la válvula de expansión por lo que el punto E, representativo del estado final, está en la zona en la que coexiste líquido y vapor. Esta mezcla líquido-vapor recibe calor en el evaporador y se vaporiza completamente. El evaporador está representado por la línea horizontal desde E hasta A en el diagrama, en este la entalpía del refrigerante aumenta desde H_1 hasta H_2 (Singh R y Heldman D 2009: 319).

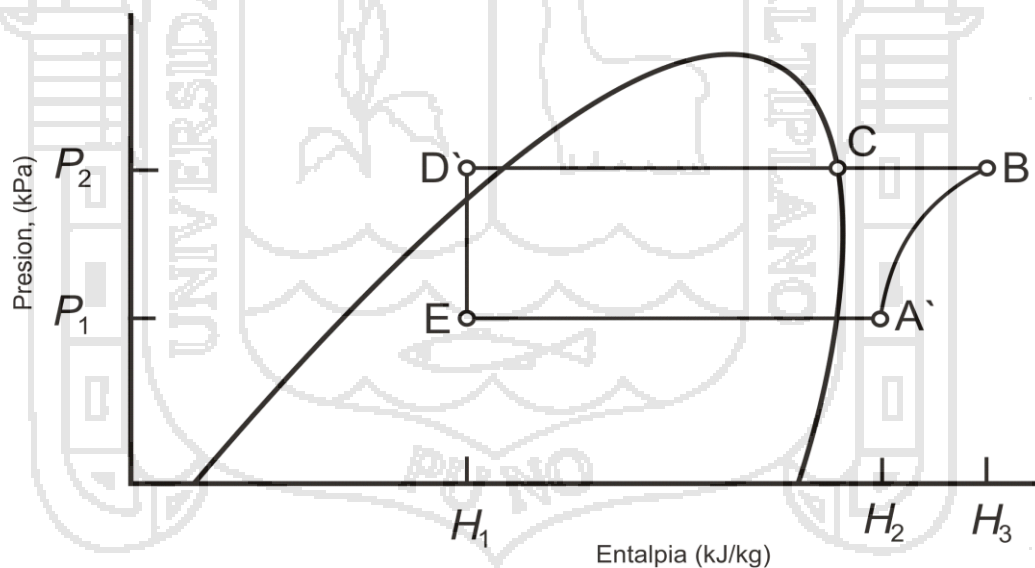


Figura N° 04: Diagrama presión entalpía para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con desviaciones

En la práctica tiene lugar ciertas desviaciones del ciclo descrito. Por ejemplo, es habitual encontrar un ciclo de refrigeración como el mostrado en la figura N° 04. Para prevenir la entrada al compresor de algo de refrigerante en estado líquido, este no se lleva en el serpentín del evaporador solo hasta el estado de

vapor saturado, sino que además recibe un calor adicional de los alrededores debido al gradiente de temperatura existente. Así, cuando el refrigerante vaporizado entra al compresor esta sobrecalentada situación representada por el punto A'. Otra desviación habitual del ciclo ideal implica el subenfriamiento del refrigerante. Este puede subenfriarse en un recipiente entre el condensador y la válvula de expansión. Otra posible causa de subenfriamiento son las pérdidas de calor del refrigerante ya convertido en líquido saturado cuando esta todavía en el serpentín del condensador. El refrigerante subenfriado está representado por el punto D'. (Singh R y Heldman D 2009: 319-320).

2.1.4. Ejemplo de uso de las tablas presión-entalpía ($P - H$)

El procedimiento para determinar valores de entalpía es el siguiente: En primer lugar es siempre de utilidad, antes de acudir a las tablas, representar el diagrama de presión-entalpía y el ciclo de refrigeración. Por ejemplo la figura N° 05 muestra un ciclo en que las temperaturas del evaporador y el condensador son de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente. Como el punto A representa un vapor saturado puede obtenerse a partir de la tabla A.2.5 (anexos) que a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ la entalpía del refrigerante en el estado de vapor saturado es 286.5 kJ/kg ; o sea, este es el valor de H_2 . En el punto D el refrigerante está como líquido saturado a la temperatura del condensador; de la tabla A.2.5 (anexos) a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, la entalpía del refrigerante en condiciones de líquido saturado es 141.7 kJ/kg ; es decir, este es el valor de H_1 . Para determinar el valor de la entalpía H_3 se dispone también de las tablas de propiedades en condiciones de sobrecalentamiento, al realizar interpolaciones se obtiene que el valor de H_3 es 294.3 kJ/kg . (Adaptado de Singh R y Heldman D 2009: 319-320).

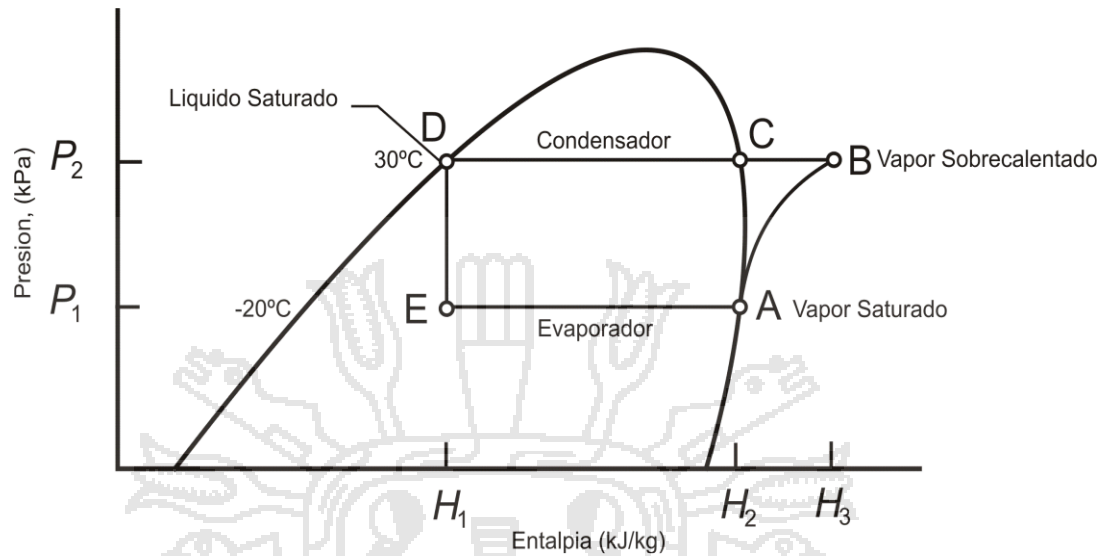


Figura N° 05: Diagrama presión entalpía para una temperatura del evaporador de -20°C y una temperatura del condensador de 30°C.

2.1.5. Correlaciones empíricas de Cleland para determinar las propiedades termodinámicas de refrigerantes

Otro procedimiento para determinar las entalpías de un sistema son las correlaciones empíricas de Cleland (1986) citado por Singh R y Heldman D (2009: 332) que ha aportado diversas correlaciones para varios refrigerantes utilizados habitualmente. Estas correlaciones se desarrollan en la hoja de cálculo EXCEL (Figura N° 06).

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	T evaporador ©	-40						
2	T condensador ©	25						
3	Tconden-Tevapor ©	65	←=(B2-B1)		COEFICIENTES DE CLELAND (1986)			
4					R -134a			
5								
6				21,51297	-2200,981	246,61	100000	1335,29
7				1,7065	0,007674	249,455	606,163	-1,50644
8				-0,018243	299048	-12,4539	2,67E+03	1,01E+00
9				1,07E-03	-9,25E-06	-3,22E-07	1,06E+00	-1,69E-03
10				-8,56E-06	-2,14E-05	-6,17E-07	2,07E-07	7,72E-09
11				-6,10E-04				
12								
13	P succion	52,059418	←=EXP(D6+E6/(B1+F6))/1000					
14	P descarga	666,30923	←=EXP(D6+E6/(B2+F6))/1000					
15								
16	H 1	134,56872	←=(G6+H6*B2+D7*B2^2+E7*B2^3)/1000					
17	H 2	273,80818	←=(F7+G7*B1+H7*B1^2+D8*B1^3+E8)/1000					
18	v saturado	3,57E-01	←=EXP(F8+G8/(B1+273,15))*(H8+D9*B1+E9*B1^2+F9*B1^3)					
19	c constante	1,04E+00	←=G9+H9*B1+D10*B1^2+E10*B1^3+F10*B1^2*B3+G10*B1^3*B3^2+H10*B1^2*B3+D11*B3					
20	delta H(kJ/kg)	49,554275	←=((B19/(B19-1))*B13*1000*B18*((B14/B13)^(B19-1)/B19)-1)/1000					
21	H 3 (kJ/kg)	323,36246	←=(B17+B20)					

Figura N° 06: Programa en Excel para calcular propiedades termodinámicas del refrigerante R 134 a

2.1.6. Trabajo suministrado al refrigerante por el compresor.

La potencia suministrada al refrigerante, es uno de los factores que determinan el comportamiento de los compresores herméticos, también es el que está directamente relacionado con el calor transmitido desde el producto en una máquina frigorífica que se emplea para refrigeración o conservación de alimentos. (Rodríguez Y. 2005:02)

La capacidad de refrigeración de cualquier compresor, depende de las condiciones de operación del sistema e igual que la capacidad del sistema esta determinada por el peso de refrigerante que circula, por unidad de tiempo, y por efecto refrigerante de cada kilogramo que circula. (Puesto que el compresor es el que hace circular al refrigerante a través del sistema, la capacidad del compresor y la capacidad del sistema son una y la misma) (Roy J.y Dossat 1998: 363).

El trabajo suministrado al refrigerante durante la compresión isoentrópica puede calcularse a partir del incremento de entalpía y el caudal de refrigerante (Singh R y Heldman D 2009:325).

2.1.7. Calor ganado por el refrigerante en el evaporador.

La capacidad de cualquier evaporador o serpentín de enfriamiento, es la rapidez con que pasa el calor a través de las paredes del evaporador, del espacio o producto refrigerado al líquido en vaporización en el interior generalmente se expresa en kilocalorías por hora (Kcal/h). Un evaporador seleccionado para una aplicación específica cualquiera, debe tener siempre la capacidad suficiente para permitir que el refrigerante al vaporizar, absorba calor con la rapidez necesaria para adquirir el enfriamiento requerido cuando opera a las condiciones de diseño (Roy J.y Dossat 1998: 305).

En el evaporador el refrigerante se evapora absorbiendo calor de los alrededores a presión constante. La diferencia entre la entalpía del refrigerante a la

entrada y a la salida del evaporador se denomina efecto refrigerante. El flujo de calor ganado por el refrigerante mientras es evaporado en el evaporador es el calor intercambiado en el evaporador (Singh R y Heldman D 2009:325)

2.1.8. Eficacia del sistema de refrigeración.

El objetivo de un sistema de refrigeración mecánica es transferir calor desde un ambiente a baja presión a otro, a temperatura mayor. El efecto refrigerante o cantidad de calor retirada del ambiente a baja temperatura es mucho mayor que el equivalente calorífico del trabajo requerido para producir este efecto. Así la eficacia de un sistema de refrigeración se mide al igual que para un motor como la relación entre el efecto refrigerante útil y el trabajo necesario para producir ese efecto. Este cociente se denomina coeficiente de rendimiento e indica la eficacia del sistema (Singh R y Heldman D 2009:325).

Para valorar energéticamente una máquina frigorífica se define el coeficiente de eficiencia. Relacionando el frío producido y el trabajo empleado. También es muy frecuente referir al coeficiente de prestación como (Blanco Machín E y Rivero González J. 2010: 02):

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto refrigerante util}}{\text{Energía neta suministrada por fuentes externas}}$$

2.1.9. Componentes para un sistema por compresión de vapor

2.1.9.1. Compresor

Máquina en sistemas de refrigeración, hecha para succionar vapor del lado de baja presión en el ciclo de refrigeración, comprimirlo y descargarlo hacia el lado de alta presión del ciclo (Valycontrol S.A. 2000:266).

2.1.9.2. Condensador (Con tiro forzado)

Intercambiador de calor, el cual transfiere calor al aire circundante. En estos condensadores, el vapor caliente de la descarga del compresor entra en los tubos, y el aire atmosférico circula por fuera de los tubos, los cuales, generalmente, son del tipo aletado (Valycontrol S.A. 2000:266).

Para Hernández (2005: 256). El calor absorbido por el condensador es igual que el calor absorbido en el evaporador mas el calor equivalente al trabajo suministrado por el compresor.

2.1.9.3. Válvula de termo expansión

Válvula de control operada por la temperatura y presión dentro del evaporador. Controla el flujo de refrigerante hacia el evaporador. El bulbo sensor se instala a la salida del evaporador.

Para entender mejor el funcionamiento de una válvula de termo expansión, es fundamental entender lo que es el sobrecalentamiento, y para entender este último, se deben conocer las relaciones entre la presión y la temperatura para cualquier fluido. Las partes principales de una válvula de termo expansión son: el bulbo remoto, el diafragma, las varillas de empuje, el asiento, la aguja, el resorte, la guía del resorte y el vástago de ajuste (Valycontrol S.A. 2000:266).

2.1.9.4. Evaporador

Componente del mecanismo de un sistema de refrigeración, en el cual, el refrigerante se evapora y absorbe calor (Valycontrol S.A. 2000:271).

2.1.9.5. Válvula de solenoide

La válvula de solenoide es un dispositivo operado eléctricamente, y es utilizado para controlar el flujo de líquidos o gases en posición completamente abierta o completamente cerrada (Valycontrol S.A. 2000:82).

Este dispositivo tiene como función también la de proteger al compresor contra golpes de líquido cuando este arranque después de una parada de la instalación (Rodríguez E 2005:134).

2.1.9.6. Filtro secador

Un filtro deshidratador por definición, es un dispositivo que contiene material desecante y material filtrante para remover la humedad y otros contaminantes de un sistema de refrigeración. Un filtro deshidratador está diseñado para mantener seca la mezcla de refrigerante y aceite, adsorbiendo los contaminantes líquidos disueltos, tales como humedad y ácidos; y también, para retener por medio de filtración todas las partículas sólidas que estén siendo arrastradas a través del sistema por la mezcla de refrigerante aceite (Valycontrol S.A. 2000:9).

2.1.9.7. Indicador de líquido – humedad

El indicador de líquido y humedad es un accesorio ampliamente utilizado en los sistemas de refrigeración, principalmente en refrigeración comercial y aire acondicionado. Es un dispositivo de metal con una mirilla de vidrio, que permite observar la condición del refrigerante. Anteriormente, se utilizaba como indicador de líquido únicamente, una simple mirilla. Posteriormente, surgió la idea de aprovechar esa ventana al interior para indicar humedad, y en la actualidad, todos los fabricantes lo hacen con ese doble propósito (Valycontrol S.A. 2000:9).

2.1.9.8. Colector de líquido

El depósito de líquido se emplea siempre que la instalación utilice válvula de expansión como expansor. Situada a la salida del condensador tiene diferentes funciones que son: Acumular líquido refrigerante cuando la válvula de expansión reduzca el caudal hacia el evaporador. De esta forma se mantiene el condensador con un mínimo de líquido en su interior y no aumenta peligrosamente la presión de condensación (Rodríguez E 2005:133).

2.1.9.9. Presostato de alta y baja

La función de los presostatos es proteger la instalación contra las altas o las bajas presiones. En caso de que la instalación funcione con presiones peligrosas, cortan el suministro eléctrico y detienen su funcionamiento. El presostato de baja evita que el equipo trabaje con presiones de evaporación tan bajas que puedan crear problemas de funcionamiento como un retorno de aceite deficiente. Lo mismo sucede con el presostato de alta. Cuando la instalación alcanza una presión de condensación demasiado alta, puede traer problemas que van desde la baja deficiencia hasta posible avería. Antes estas situaciones el presostato de alta detiene la instalación como medida de protección (Rodríguez E 2005:123).

2.1.9.10. Válvulas de paso manuales

Su función principal es controlar el flujo de líquido y la presión. Las válvulas de paso instaladas en un sistema, deben estar totalmente abiertas o totalmente cerradas. Se utilizan para aislar componentes en el sistema. Las válvulas de paso que más comúnmente se utilizan en refrigeración, son las de tipo globo (Valycontrol S.A. 2000:97).

2.1.9.11. Válvulas de retención (check)

Este tipo de válvulas se utilizan en los sistemas de refrigeración, para evitar que refrigerante (en forma líquida o gaseosa) y el aceite fluyan en sentido contrario. Estas válvulas sólo permiten el flujo de refrigerante y aceite en un sólo sentido. (Valycontrol S.A. 2000:99).

2.1.9.12. Intercambiador de calor

Su uso es particularmente para mejorar la eficiencia de la instalación, al garantizar un subenfriamiento adecuado y por otra parte permite realizar el recalentamiento fuera del evaporador, permitiendo un mayor aprovechamiento de la superficie del evaporador al tener mas liquido en el mismo absorbiendo calor del medio a enfriar (Rodríguez E 2005:144).

Se instala haciendo coincidir en el intercambiador la tubería del líquido con la aspiración. El refrigerante que retorna al compresor es recalentado al recibir calor del líquido proveniente del condensador. Este ultimo al perder calor baja su temperatura subenfriandose (Rodríguez E 2005:144).

2.1.9.13. Válvula reguladora de presión

Dispositivo instalado en la línea de succión, que mantiene una presión constante en el evaporador, durante una parte de trabajo del ciclo, regula la presión de aspiración (Valycontrol S.A. 2000:283).

2.1.9.14. Gas refrigerante

Según Rodríguez, E (2005) para determinar en que medida los diferentes gases refrigerantes influyen en la destrucción de la capa de Ozono en este proceso se utiliza un indicador que es el **Potencial de Destrucción del Ozono (ODP)**, que nos indica la cantidad destruida por la emisión de un refrigerante

Cuadro N° 01: Valores de ODP para diferentes refrigerantes

REFRIGERANTE	ODP
R 134a	0
R 22	0.055
R 404 A	0
R 401 A	0.03
R 401 B	0.04
R 11	1
R 403 B	0.037

Fuente: Adaptado de Rodríguez E (2005: 42)

Según el cuadro N° 01 el refrigerante R 134a tiene cero ODP frente a los otros refrigerantes además que para el tamaño del sistema que es tipo comercial es más recomendable. El R404 A. que también tiene cero ODP su uso es a nivel industrial para cámaras con capacidad para conservar 4 toneladas a más.

Características del R134a

Su nombre químico es el **1.1.1,2-Tetrafluoretano** cuya formula es la siguiente; **CHF₃** y su punto de ebullición a **1.013 bar** es **- 26,14 °C**; su grado de seguridad es de alta se caracteriza por no ser combustible y es de muy baja toxicidad.

Se admite como segura a una permanencia de 8 horas en una atmosfera de 1.000 ppm de R 134 a. A pesar de esto, una permanencia de más de dos horas en una atmosfera con un 30% o más de esta sustancia provoca molestias en las personas.

2.1.9.15. Soldadura (material de aporte)

Los metales de aportación para bronce soldadura adecuados para unir tubería de cobre son aleaciones que contienen entre un 15% y 60% de plata (BAg) o aleaciones o aleaciones que contiene fósforo (BCuP).

Las aleaciones de contenido de Fósforo son controladas. Con una tolerancia cinco veces mayor que la que la industria requiere. Éste control tan fuerte significa consistencia absoluta en aplicaciones y estándares con cada varilla. Aleaciones de fósforo/cobre y plata/fósforo/cobre son usadas para soldar cobre con cobre y cobre con latón. El contenido de Fósforo en estas aleaciones las hace fusionarse por cuenta propia del cobre (Álvarez F.y Reina I. 2009:82).

2.1.10. Herramientas

2.1.10.1. Prensa de Expansión (Flare Abocinadores)

Los Juegos Flare Abocinadores son un método para hacer al final del tubo una forma de embudo para que pueda ser sujetado por una conexión. Cuando un tubo flare se prepara, una tuerca se desliza sobre el tubo y el final del tubo queda con flare. Durante la instalación del tubo, el flare se asienta a una conexión y la tuerca flare se atornilla sobre la conexión, jalando la parte interior del flare contra la superficie de asiento de la conexión. - Aplicación en cobre blando, aluminio y latón (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.2. Llaves de chicharra

Son matracas ligeras y están diseñadas para su conveniencia. Sirven para realizar ajustes estrechos (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.3. Cortador de tubo

Los Cortadores de Tubo son diseñados para usarlos en diferentes aplicaciones dependiendo del material que se va a cortar (cobre, aluminio y latón). - Cuentan con rodillos anchos con ranura corta flare para su conveniencia. - Rueda alojada dentro del cuerpo para ahorrar 1" en radio de corte. - Los discos de corte son más delgados que los hechos de acero al carbón o acero de menor calidad, por lo que cuentan con un disco diseñado con borde afilado para un rápido corte dando menos rebanadas en los tubos de cobre, aluminio o acero suave. - Armado con perno en lugar de tornillo para que gire en cualquier dirección. - Poseen una rima retráctil, plegadiza de acero con giros torneados. - Disco de refacción incluido. - Tamaño pequeño y grande según su necesidad. Estos cortadores son ligeros y durables. Están fabricados con metales de alto impacto (aleación de acero de alta calidad) y maquinado de precisión, que se combinan para ofrecer al técnico de servicio una herramienta de calidad (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.4. Doblador de tubo

Los Dobladores de Tubo son diseñados para usarlos en diferentes aplicaciones dependiendo del material que se va a doblar (cobre blando, aluminio, acero y acero inoxidable blando). Estos dobladores constan de una mordaza que se sujeta al tubo y/o afirma; un disco o semi-disco cuya perifería tiene forma exterior del tubo al doblar; una palanca giratoria desde el centro del disco con el extremo en forma de media caña y que se acopla al tubo que se va doblando en todo el recorrido de la vuelta. El es diseño es lado abierto pasa en cualquier posición del tubo. Permite doblez de precisión hasta 180 grados con mínimo esfuerzo y menor diámetro. Escala calibrada y graduada que muestra el ángulo de curvatura, posición inicial del mango 90°. Estos dobladores son precisos y durables. Están fabricados con maquinado de precisión para realizar dobleces precisos y rápidos (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.5. Juego de expansores abocinadores

Los Expansores son fabricados a base de calor con aleación de acero para una mayor durabilidad. Esta herramienta logra un ensanchamiento en el tubo de cobre para ser conectado a otro tubo de determinado tamaño. El uso de esta herramienta manual es para tubería, se inserta al final para agrandar el tubo original con el fin de unir los dos tubos y poder soldar (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.6. Mangueras de servicio

Las mangueras de servicio se utilizan para carga, descarga y vacío, Estas mangueras son flexibles y poseen una protección de barrera de nylon, y de humedad que proporciona resistencia máxima para evitar la migración de humedad que contamina refrigerantes costosos y asegura una larga vida útil. Poseen también pequeños orificios para evitar se generen burbujas y revienten (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.7. Manifolds de servicio

Los manifolds de servicio se usan para la revisión de presión, carga de refrigerante y vapor, purga de condensador, generación de vacío, prueba de fugas en sistemas, entre otros. Cuentan con manómetros "vibration free" de 2.5" de fácil lectura y mangueras con identificación de color (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.8. Bomba de vacío

Especialmente diseñadas para uso en refrigeración y aire acondicionado con un alto rendimiento que proporciona un alto vacío de 50 micrones. Aseguran la remoción de humedad (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.9. Taladro eléctrico

El taladro eléctrico es una máquina que nos permitirá hacer agujeros debido al movimiento de rotación que adquiere la broca sujeta en su cabezal. Su versatilidad le permite no solo taladrar, sino otras muchas funciones (atornillar, lijar, pulir, desoxidar, limpiar, etc.) acoplándole los accesorios necesarios.

La velocidad de giro se regula con el gatillo, siendo muy útil poder ajustarla al material que estemos taladrando y al diámetro de la broca para un rendimiento óptimo (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.10. Brocas multiuso o universales

Se utilizan exclusivamente sin percusión y valen para taladrar madera, metal, plásticos y materiales de obra. Si la broca es de calidad, es la mejor para taladrar cualquier material de obra, especialmente si es muy duro (gres, piedra) o frágil (azulejos, mármol) (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.11. Alicates

El alicate es una herramienta compuesta por dos brazos que se articulan con un eje, se usa principalmente para sujetar objetos, retener cables y morderlos, someter o alcanzar tuercas o arandelas pequeñas; existen de varios tipos. (MOGOF, S.A. 2011)

2.1.10.12. Soldadura oxiacetilénica

La soldadura oxiacetilénica (mezcla de oxígeno con gas acetileno) sirve para realizar trabajos de unión de elementos metálicos de espesores finos y medios, se utiliza principalmente en sistemas de fontanería y calefacción que emplean tuberías de cobre y latón. La unión por este medio de tuberías de bronce se denomina bronce soldadura y requiere de temperaturas altas por encima de los 400 °C. En la bronce

soldadura el metal base (la tubería o conducto) se calienta hasta el punto de fusión del material de aportación. No debe fundirse la tubería o conducto. Cuando se calienta dos superficies metálicas suaves, limpias y que ajusten bien, hasta el punto que se una el material de aportación, este material se introduce en la junta. Si realiza adecuadamente la soldadura la suelda fundida será absorbida por los poros del metal base, se adherirá a todas las superficies y formara una unión sólida entre las superficies de contacto. (MOGOF, S.A. 2011)

2.2. Dimensionamiento

El dimensionamiento de un sistema de refrigeración consiste en calcular la demanda de potencia de lo que se desea satisfacer (cantidad de carga térmica a eliminar) según las condiciones en las que operara el mismo.

Por otra parte, el elemento elegido para congelar es el agua destilada, según Rodríguez E (2005:12), la caloría (cal) es la cantidad de calor que hay que suministrar a un gramo de agua para que aumente o disminuya su temperatura en un grado.

2.3. Operación y mantenimiento de un sistema de refrigeración

Un sistema de refrigeración herméticamente sellado esta totalmente cerrado por soldadura, evitando el escape de refrigerante y la entrada de aire. Algunos de sus componentes como el motor compresor, la válvula de expansión VET y la válvula de solenoide no requieren de ajustes externos, estos componentes se ensamblan en la fábrica en condiciones controladas; el fabricante entrega un producto bajo estándares de calidad ante esta seguridad los fabricantes ofrecen garantías de funcionamiento hasta por 5 años y son aplicables si los componentes se les da un uso seguro normal y adecuado. Por esto el sistema debe operar adecuadamente, para lo cual se elaboro un manual de operaciones y mantenimiento del Modulo para Ensayos de Refrigeración Industrial (MER) (ANEXO 1).

III. MATERIALES Y METODOS

En el presente capítulo se detalla los dos métodos realizados para efectuar el presente trabajo: El primero que es la del dimensionamiento del sistema del módulo, la selección de componentes, dispositivos e instrumentos del sistema, el montaje del mismo y determinación de variables. El segundo son netamente las pruebas de funcionamiento del Sistema del Módulo para Ensayos de Refrigeración (mismo al que se hará referencia como MER por sus siglas) y evaluación de su eficiencia.

3.1. Lugar de estudio

La implementación del MER y sus respectivas pruebas se realizaron en la Empresa “Frío Industrial Andino” con domicilio legal en la Av. Manuel Núñez Butron N° 328 de la Ciudad de Juliaca, asentada a 3824 msnm en la meseta del Collao, al noroeste del lago Titicaca, su localización es: 15° 29' 27" de latitud sur, 70° 07' 37" de longitud oeste.

3.2. Componentes del sistema (MER)

Estos están agrupados en componentes básicos, dispositivos e instrumentos de control, las características y descripciones de los mismos los veremos a continuación:

3.2.1. Componentes básicos

3.2.1.1. Compresor

El sistema del Módulo para Ensayos de Refrigeración trabaja con la potencia de un motor compresor de 0.25 HP, El tipo de compresor es hermético recíprocante o alternativo con la potencia para retirar una carga de enfriamiento de 189.47 *Watts*.

Tiene además las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución. (Ver Anexo 4, Fig. 01):

Marca	:	TECUMSEH – BRASIL
Altura (mm)	:	187,5
Aplicación	:	Baja Presión de Evaporación (LBP)
Capacidad (Btu/h)	:	945
Desp. (cm ³)	:	8.36
Enfriamiento	:	Natural
Frecuencia	:	60Hz
Tensión (V)	:	220
Refrigerante	:	R 134 a CH ₂ F-CF ₃ , 1,1,1,2-Tetrafluoretano

3.2.1.2. Condensador (Con tiro forzado)

El condensador instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 02).

Material	:	Laminas de aluminio
Dimensiones	:	0.07 x 0.18 x 0.09 m.
Área	:	0.054 m ² .
Conexiones	:	Entrada 3/8” Salida 3/8”

El condensador cuenta con un motor fraccionario (tiro forzado) que tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución

Modelo	:	VA-140-18W
Potencia W (HP)	:	18 (1/40)
Voltaje	:	220

Frecuencia	:	60Hz
Dimensiones	:	94 x 80 x 30 x 14±2 mm
Ventilador	:	1550 rpm

3.2.1.3. Válvula de termo expansión

La Válvula de Expansión Termostáticas instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 03).

Marca	:	Emerson
Refrigerante	:	R 134 ^a CH ₂ F-CF ₃ , 1,1,1,2-Tetrafluoretano
Tipo	:	Igualador interno
Tubo Capilar	:	1.5 m.
Conexiones	:	Entrada 3/8" Salida 1/2".

3.2.1.4. Evaporador

El evaporador instalado en el **recinto de congelación** del MER tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 04).

Material	:	Laminas de aluminio
Dimensiones	:	0.16 x 0.36 x 0.09 m.
Área	:	0.057 m ² .
Conexiones	:	Entrada 3/8" Salida 3/8"
Ventilador	:	220 V. 1550 rpm
Curvas	:	8

El evaporador instalado en el **recinto de refrigeración** tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 05).

Material	:	Laminas de aluminio
Dimensiones	:	0.16 x 0.35 x 0.08 m.
Área	:	0.068 m ² .
Conexiones	:	Entrada 3/8" Salida 3/8"
Curvas	:	8

3.2.2. Dispositivos

3.2.2.1. Válvula de solenoide

La válvula de solenoide instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 06)

Marca	:	MPM
Temperatura	:	-35 a 110 °C
Presión	:	580 psi – 40 bar.
Refrigerante	:	CFC; HCFC; HCF Salida 3/8"
Corriente	:	220 VAC.
Conexiones	:	Entrada 3/8" - Salida 3/8"

3.2.2.2. Filtro secador

El filtro deshidratador instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 07).

Marca	:	Emerson
Serie	:	FR – 25FL0
Filtro	:	100 mallas por pulgada
Contenido de humedad	:	por debajo de 0.1%.
Cap. R134a BTU/hr	:	4000
Refrigerantes	:	CFC, HCF y HFC
Conexiones	:	Entrada 3/8” Salida 3/8”

3.2.2.3. Indicador de liquido – humedad

El indicador de liquido y humedad instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 08).

Marca	:	Emerson
Presión	:	302 psi
Conexiones	:	Entrada 1/4 (línea de alta) roscable Salida 1/4
Conexiones	:	¼ x ¼ (línea de baja) roscable
Presión	:	Bronce

3.2.2.4. Colector de liquido

El colector de liquido instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 5, Fig. 09).

Material	:	Fierro Fundido
Capacidad	:	0.5 Kg.
Presión	:	435.12 psi

Diámetro	:	0.10 m
Altura	:	0.25 m

3.2.2.5. Presostato de alta y baja

El presostato de alta y baja presión instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 10).

Marca	:	SAGI no MIYA
Presión máx.	:	400 psi línea de alta
Presión máx.	:	250 psi línea de baja
Corriente	:	220 VAC.

3.2.2.6. Válvulas de paso manuales

Las válvulas de paso mecánicas instaladas en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 5, Fig. 11).

Marca	:	FKD
Modelo	:	VAHP-4B
Presión de trabajo	:	35 kg/cm ² (500 psi).
Temperatura	:	Mínima: -40°C Máxima: +135°C
Material	:	Cuerpo de latón Material del asiento: nylon Diafragma de acero inoxidable
Conexiones	:	¼ x ¼ roscables

3.2.2.7. Válvulas de retención (check)

Las válvula de retención “check” instalada en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 12).

Marca	:	Danfoss
Material	:	Bronce
Conexiones	:	¼ x ¼ roscables

3.2.2.8. Intercambiador de calor

El intercambiador de calor instalada en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 13).

Material	:	Cobre
Conexiones	:	¼ x ¼ y 3/8 x 38

3.2.2.9. Válvula reguladora de presión

La válvula reguladora de la presión instalada en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 14).

Marca	:	Danfoss
Material	:	Cobre
Conexiones	:	½ a la entrada ½ a la salida

3.2.3. Instrumentos de medición

3.2.3.1. Manómetro de alta presión

El manómetro de alta presión instalada en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 15).

Marca	:	FKD
Presión	:	Entre (0 – 500 psi)(0 – 35 Kg/cm ²)
Temperaturas	:	Para refrigerantes R134a; R22; R12

3.2.3.2. Manómetro de baja presión

El manómetro de baja presión mide presiones entre 0 y 250 psi equivalente a 17.5 Kg/cm² y vacíos entre cero y 30 pulgadas lineales

El manómetro de baja presión instalada en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 16).

Marca	:	FKD
Presión	:	Entre (0 – 250 psi)(0 – 17.5 Kg/cm ²)
Temperaturas	:	Para refrigerantes R134a; R22; R12
Vacio	:	0 – 30 cm/Hg lineales

3.2.3.3. Termómetro y pirómetro digital

El termómetro digital instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 17).

Marca : Taylor -CHINA
Rango Med. Temp. : -40°C a 70°C

Pirómetro digital instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 5, Fig. 18).

Marca : Taylor -CHINA
Rango Med. Temp. : -40 °C a 180 °C

3.2.3.4. Voltímetro

El voltímetro instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 19).

Marca : Techman
Modelo : SD - 670
Rango : 0 – 300 Voltios AC.
Clase : 2.5

3.2.3.5. Amperímetro

El amperímetro instalado en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución (Ver Anexo 4, Fig. 20)

Marca : Techman
Modelo : TP - 670
Rango : 0 – 10 Amperios AC.
Clase : 2.5

3.3. Materiales

3.3.1. Tuberías

La tubería instalada en el sistema tiene las siguientes características que deben tomarse en cuenta para su mantenimiento y/o sustitución.

Material	:	Cobre
Tipo	:	L (Espesor de pared mediana)
Diámetros exteriores	:	6.350 mm (1/4") y 9.525 mm(3/8")
Espesor - paredes	:	0.635 mm (0.025") para tuberías de 1/4" 0.762 mm (0.030") para tuberías de 3/8"
Presiones máximas	:	5.45 Mpa (750 psi) para tubería 1/4" 6.12 Mpa (750 psi) para tubería 3/8"

3.3.2. Gas refrigerante.

Tipo	:	R 134 a
Mescla	:	Hidrocarburo
Temp. de descarga	:	72 °C
Temp. de ebullición	:	-15.1 °C

3.3.3. Soldadura (material de aporte)

El tipo de soldadura utilizado tiene las siguientes características (Ver Anexo 4, Fig. 31):

Aleación	:	HARRIS 0 (0%)
Plata %	:	0
Fósforo %	:	7.1
Rango de fundición	:	Sólido 1310 °C Líquido 1475 °C

3.3.4. Cinta Aislante

Las cintas aislantes para tubería caliente o fría eliminan la condensación y el chorreo, son fáciles de usar y se adhieren fácilmente a todos los metales, no se secan ni agrietan (Ver Anexo 4, Fig. 32).

El tipo de cinta utilizada tiene las siguientes características:

Tipo	:	Cinta Cork Insulation
Dimensiones	:	1/8" x 2" x 30 ft.
Uso	:	Para tuberías calientes y frías.

3.4. Herramientas

3.4.4. Prensas de Expansión (Flare Abocinadores)

La prensa de expansión utilizada tiene las siguientes características (Ver Anexo 4, Fig. 21) :

Material	:	Acero con terminación cromada
Para tubería	:	De diámetro exterior (3/16", 1/4", 5/16", 3/8", 7/16", 1/2" y 5/8")

3.4.5. Llaves de chicharra

Estas matracas son ligeras y están diseñadas para su conveniencia. Sirven para realizar ajustes estrechos; sus principales características son (Ver Anexo 4, Fig. 22):

Llaves de matraca de doble punta reversibles.

Aperturas múltiples escariadas con precisión.

Para ajustar 1/4", 3/8", 3/16" y 5/16"

3.4.6. Cortador de tubo

El cortador de tubo utilizado sirve para tubos de 1/4" a 1-5/8". (Ver Anexo 4, Fig. 23).

3.4.7. Doblador de tubo

El doblador de tubo utilizado dobla tubos 3 medidas diámetro exterior de: 1/4, 5/16, 3/8" (Ver Anexo 4, Fig. 24).

3.4.8. Juego de expansores abocinadores

Los expansores utilizados son para expandir tuberías al diámetro de: 1/4", 5/16", 3/8", 1/2" y 5/8" (Ver Anexo 4, Fig. 25).

3.4.9. Mangueras de servicio

Las mangueras de servicio utilizadas tienen las siguientes características (Ver Anexo 4, Fig. 33):

Presión de trabajo	:	600 PSI
Conexión	:	1/4" SAE (FLARE) 45° hembra X 1/4" SAE (FLARE) recta hembra
Colores	:	Rojo, Amarillo y Verde

3.4.10. Manifolds de servicio

Los manifolds de servicio tienen las siguientes características (Ver Anexo 4, Fig. 34):

Cuerpo	:	Recto y con mirilla
Manómetro 2.5"	:	R-134a, R-404A, R-12, R-22

3.4.11. Bomba de vacío

La bomba de vacío utilizada para tal propósito tiene las siguientes características (Ver Anexo 4, Fig. 35):

Modelo	:	VA-15-N
Máximo Vacío micrones	:	25
Motor	:	1/4 HP, 220 Volt, 60 Hz
Conexiones	:	1/4" / 3/8" FLARE

3.4.12. Taladro eléctrico

El taladro eléctrico utilizado tiene las siguientes características (Ver Anexo 4, Fig. 26) :

Marca	:	MAKITA
Modelo	:	MHP 30K
Potencia	:	430 W
Velocidad	:	Sin carga 0-2800 RPM
Golpes	:	Por minuto 0 30.000 GPM
Peso neto	:	1.6 Kg.
Origen	:	CHINA

3.4.13. Brocas multiuso o universales

(Ver Anexo 4, Fig. 27).

3.4.14. Alicates

Alicate universal:

L	:	180 mm
A	:	26 mm
Peso	:	390 gr.

Alicate de boca plana:

L : 160 mm
A : 17.5 mm
Peso : 300 gr.

Alicate de corte diagonal:

L : 160 mm
A : 20 mm
Peso : 267 gr.
Corte : Alambre alando, alambre semi duro
(Ver Anexo 4, Fig. 28, 29, 30)

3.5. Metodología

Para la implementación del módulo se procedió a la ubicación de sus componentes básicos, dispositivos e instrumentos según su función dentro del ciclo de refrigeración.

Para verificar la operatividad del modulo se realizaron pruebas preliminares sin carga de enfriamiento, en la que se obtuvo un ciclo termodinámico teórico patrón.

Para las evaluaciones de eficiencia del sistema se procedió a calcular la potencia suministrada al refrigerante por el compresor, calcular el flujo de calor ganado por el refrigerante en el evaporador y el coeficiente de desempeño todo ello en el recinto de congelación del MER. Para evaluar el sistema se procede primero a calcular el 100% y 85% de la capacidad del motor compresor, la primera es la capacidad total o nominal y la segunda la capacidad no nominal del motor compresor del MER.

Para completar la capacidad nominal (100 %) y no nominal (85 %) se eligió congelar agua destilada con la temperatura y cantidad calculada. Para cada proceso

se evaluaron 10 pruebas, estos resultados de capacidad fueron comparados para verificar y constatar el desempeño de un sistema de refrigeración cargado y sub cargado según su eficiencia.

3.5.1. Dimensionamiento

La potencia nominal del motor compresor seleccionado para el MER es de 0.25 HP, esta potencia será también la del sistema, su equivalente es 186.47 *Watts*. La cantidad de carga térmica a eliminar debe ser siempre menor o igual a la potencia nominal del motor compresor.

$$Q_{\text{carga térmica total}} \leq 186.47 \text{ Watts}$$

La carga de enfriamiento o carga térmica en un sistema de refrigeración raras veces es el resultado de una sola fuente de calor, más bien es la suma de cargas térmicas en el que están involucradas diferentes fuentes.

Por otra parte, el elemento elegido para congelar es el agua destilada, según Rodríguez E (2005:12), la caloría (cal) es la cantidad de calor que hay que suministrar a un gramo de agua para que aumente o disminuya su temperatura en un grado, por lo que:

$$4.1841 \text{ Watts} = 1 \text{ cal/s}$$

Para dimensionar el sistema se procede a los siguientes cálculos de ingeniería (Figura N° 07).

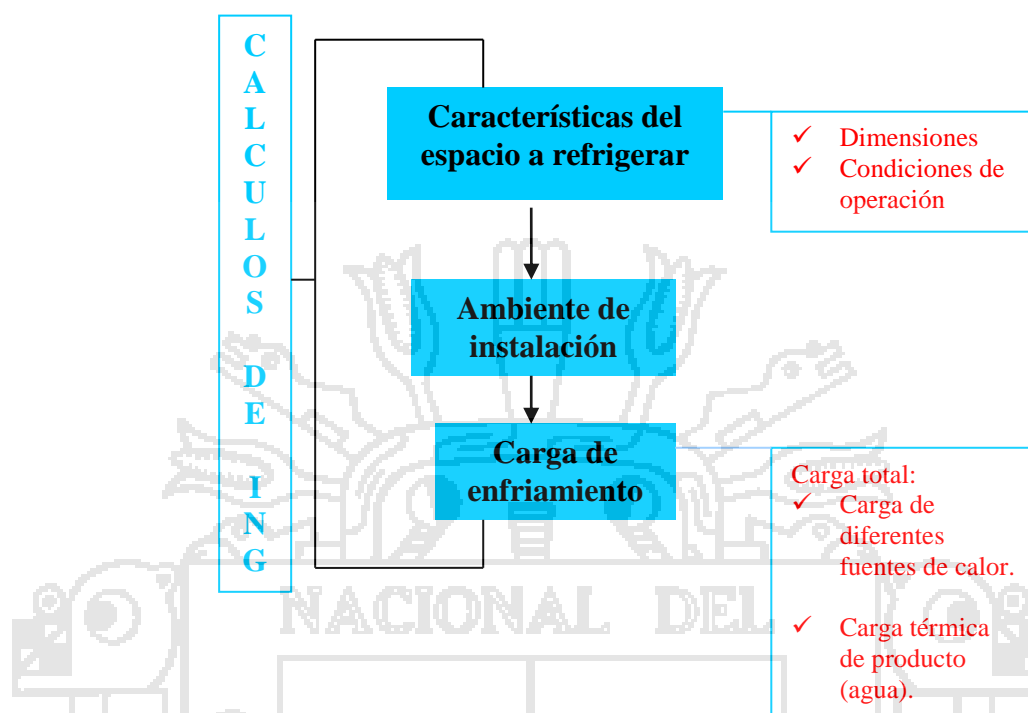


Figura N° 07: Procedimiento para los cálculos de ingeniería del MER

3.5.1.1. Cálculos de Ingeniería

A. Características del Espacio a Refrigerar

Se instaló en el MER dos espacios para refrigerar o dos recintos; uno de ellos para congelación y el otro recinto para refrigeración, siendo el primero el recinto para las evaluaciones, ambos recintos cuentan con las mismas dimensiones interiores y exteriores.

➤ Dimensiones del recinto de congelación

Dimensiones internas

Largo (L) = 0.46 m.

Ancho (A) = 0.38 m.

Altura (H) = 0.36 m.

Volumen interno

$$V_i = L_i \times A_i \times H_i$$

$$V_i = 0.46 \times 0.38 \times 0.36$$

$$V_i = 0.061 \text{ m}^3$$

Dimisiones de la Puerta

Ancho = 0.5 m

Alto = 0.4 m

Área = 0.2 m²

Área Total Interna

Área lateral = $(0.38) \times (0.36) \times (2) + (0.46) \times (0.36) \times (2) = 0.6048 \text{ m}^2$

Area techo = $(0.38) \times (0.46) = 0.1748 \text{ m}^2$

Area piso = $(0.38) \times (0.46) = 0.1748 \text{ m}^2$

Área Total (A_t) = 0.9544 m²

Material de la estructura de los recintos frigoríficos

Cuadro N° 02: Estructura del los recintos frigoríficos

Estructura	Material		
	Capa Interior	Intermedio	Capa exterior
Pared superior	melamina	Aglomerado	melamina
Paredes laterales	melamina	Aglomerado	melamina
Pared inferior	melamina	Aglomerado	melamina
Puerta	-	Vidrio	-

Fuente: elaboración propia

➤ **Condiciones de operación del modulo en las pruebas**

Estas son las condiciones para las pruebas y las características fisicoquímicas del producto para el recinto de congelación:

Producto de Prueba	:	Agua destilada
Temperatura de entrada del producto (T_i)	:	36.2 ó 72 ° C
Temperatura de Conservación (T_c)	:	- 6° C
Temperatura de Congelación del producto (T_g)	:	0° C
Temperatura al interior del Recinto (T_{iR})	:	-10° C
Temperatura al exterior del Recinto (T_{eR})	:	12.5° C
Calor específico antes de su congelación (C_{p1})	:	1Kcal/kg °C
Calor latente después de su congelación (C_{p2})	:	0.48Kcal/Kg.°C
Latente de congelación (L_c)	:	80 Kcal/Kg

Estos datos se obtienen del Anexo A.2.4

B. Ambiente de instalación.

El clima de la zona y el ambiente donde se evalúa el sistema de refrigeración ejercen influencia en el trabajo del sistema. Para ello es necesario determinar las condiciones ambientales del medio de instalación o ambiente para montar y evaluar al MER.

Las condiciones ambientales en el que se ejecuta el presente trabajo son las siguientes:

- ✓ Temperatura promedio en el Taller al día 12.5 °C (mes de Junio).
- ✓ Humedad 60% al día.
- ✓ Presión atmosférica de la ciudad (Juliaca) 1037 mb

C. Carga de enfriamiento

Las fuentes de calor más comunes que suministran la carga de refrigeración del sistema son (Stoecker, W 1965: 60):

- a. Calor que pasa del exterior al espacio refrigerado por conducción a través de paredes no aisladas.
- b. Calor que llega del espacio por radiación directa a través de vidrieras o de otros materiales transparentes.
- c. Calor que pasa al espacio debido al aire exterior que pasa a través de puertas y ventanas que se abren y a través de rendijas que se tienen alrededor de puertas y ventanas (en este caso no se considera).
- d. Calor cedido por la personas dentro del espacio refrigerado (en este caso no se considera).
- e. Calor cedido por equipos eléctricos localizados dentro del espacio refrigerado (en este caso no se considera).

Se calcula la carga de enfriamiento en las condiciones en que opera el sistema, la carga térmica total es la sumatoria de todas las cargas generadas por diferentes fuentes para lo cual se utiliza las siguientes ecuaciones:

$$Q_{\text{Total}} = \sum Q_i \quad \text{Ec. (01)}$$

Donde:

Q_T = Carga térmica total (Kcal/h)

Q_i = Carga térmica atribuible a cada una de las diferentes fuentes (KCal/h)

➤ Carga térmica debido a las pérdidas por transmisión de calor (Q_I)

La cantidad de calor transmitida en la unidad de tiempo a través de las paredes del espacio refrigerado, es función de tres factores cuya relación se expresa a través de la siguiente ecuación (Stoecker, W 1965: 60).

$$Q = A U \Delta T \quad \text{Ec. (02)}$$

$$Q = A U (T_{eR} - T_{iR})$$

Donde :

Q = Cantidad de calor transferido por paredes (Watts)

A = Área de la superficie de la pared externa, m^2

U = Coeficiente Global de transmisión de calor, $Kcal/(m^2h.^{\circ}C)$

T_{eR} = Temperatura ambiente media $^{\circ}C$

T_{iR} = Temperatura del espacio refrigerado $^{\circ}C$

Calculando el Coeficiente Global de Transmisión de Calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{1}{h_i} \quad \text{Ec. (03)}$$

Donde :

h_e = Coeficiente de *transferencia* de calor por convección cara externa , se toma el valor de $25 Kcal/(m^2h.^{\circ}C)$ (Sanchez T 2002: 326)

h_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección cara interna de las tablas se obtiene $8 Kcal/(m^2h.^{\circ}C)$ ((ver anexo A.2.1)

x_1 = Espesor del material que compone recinto, 0.02 m aglomerado y 0.008 m vidrio

k_1 = Coeficiente de transferencia de calor por conducción en función al tipo de material, para el aglomerado se tiene un valor de $0.1 Kcal/(m^2h.^{\circ}C)$ y para el vidrio se tiene $0.038 Kcal/(m^2h.^{\circ}C)$ (ver anexo A.2.2)

La carga térmica total debido a las pérdidas por transmisión de calor por paredes laterales, superior, inferior y puerta viene dada por la sumatoria:

$$Q_1 = \sum Q_i \quad \text{Ec. (04)}$$

O sea:

$$Q_1 = Q_{\text{Pared Posterior}} + 2 \times Q_{\text{Paredes Laterales}} + Q_{\text{P Techo}} + Q_{\text{P Piso}} + Q_{\text{Puerta}}$$

A) Calculo de la carga térmica de la pared posterior

$$Q_{PP} = U A_{\text{Pared posterior}} (T_{eR} - T_{iR})$$

B) Calculo de la carga térmica de la paredes laterales

$$Q_{PL} = U A_{\text{Paredes laterales}} (T_{eR} - T_{iR})$$

C) Calculo de la carga térmica de la pared del techo

$$Q_{PT} = U A_{\text{P Techo}} (T_{eR} - T_{iR})$$

D) Calculo de la carga térmica de la pared del piso

$$Q_{PP} = U A_{\text{P Piso}} (T_{eR} - T_{iR})$$

E) Calculo de la carga térmica de la puerta

$$Q_{PP} = U A_{\text{P Piso}} (T_{eR} - T_{iR})$$

➤ **Carga térmica debido a las necesidades por renovación de aire**
(Q_2)

La carga térmica del recinto debido a las renovaciones de aire viene dado por la siguiente expresión:

$$Q_2 = Q_{2.1} + Q_{2.2} \quad \text{Ec. (05)}$$

Donde:

Q_2 = Carga térmica debido a las necesidades de renovación de aire (Watts)

$Q_{2.1}$ = Carga térmica debido a las renovaciones térmicas de aire (Watts)

$Q_{2.2}$ = Carga térmica debido a las renovaciones equivalentes (Watts)

Son las renovaciones térmicas aconsejables para una buena conservación del producto. Por lo general los productos almacenados desprenden gases como el etileno, CO₂ y otros, ejerciendo estos una influencia negativa sobre su conservación, por lo tanto deben ser eliminadas del ambiente de la cámara.

En nuestro caso el producto a congelar es Agua, por lo tanto:

$$Q_{2,1} = 0$$

Debido que no desprende ningún tipo de gases, por lo tanto no ejerce influencia negativa sobre su conservación.

Por otro lado la carga térmica debido a las renovaciones equivalentes viene a ser las pérdidas por infiltración, esto en función al volumen de la cámara y al numero de veces en que se apertura la puerta.

$$Q_{2,2} = \mathbf{m} \Delta h \quad \text{Ec. (06)}$$

$$Q_{2,2} = \mathbf{V_a} \times \rho_a \times \Delta h \quad \text{Ec. (07)}$$

Donde :

$Q_{2,2}$ = Carga térmica debido a las renovaciones equivalentes (Watts)

V_a = Volumen de aire que permite el recinto frigorífico

ρ_a = Densidad media del aire

Δh = Diferencia de entalpías entre el aire interior y exterior (Kcal/Kg)

Para calcular el volumen de aire que permite el recinto frigorífico utilizamos:

$$V_a = \left[\frac{1}{3} A x h \sqrt{1 - \frac{\rho_e}{\rho_i}} \right] \quad \text{Ec. (08)}$$

Donde:

V_a = Volumen de aire que permite el recinto frigorífico (m³/s)

A = Área de la puerta 0.14 m²

h = Altura de la puerta 0.38 m

ρ_i = Densidad del aire interior (Kg/m³) según su temperatura

ρ_e = Densidad del aire exterior (Kg/m³) según la temperatura

Luego se multiplica el número de renovaciones diarias con el volumen de aire que permite el recinto frigorífico según el producto.

Para la densidad media del aire se calcula la entalpías del mismo de las tablas a baja presión (Ver anexo A.2.6) resultando ρ_a en Kg/m³

Dado que nuestro recinto solo tiene un volumen interno de $V_i = 0.063$ m³ las necesidades de renovación por aire no son significativas pero si es que se quiere precisar la carga térmica las Ecuaciones 06, 07 y 08 se aplican en este requerimiento.

➤ **Carga térmica debido a la refrigeración de congelación (Q_3)**

Para los cálculos de congelar productos se tiene:

$$Q_3 = Q_{3.1} + Q_{3.2} + Q_{3.3} \quad \text{Ec. (09)}$$

Donde:

Q_3 = Carga térmica debido a la refrigeración de congelación (Watts)

$Q_{3.1}$ = Carga térmica de refrigeración del producto (Watts)

$Q_{3.2}$ = Carga térmica de congelación (Watts)

$Q_{3.3}$ = Carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación (T_g) hasta la temperatura de conservación en estado (T_f) (Watts)

Para calcular la carga térmica de refrigeración del producto (Watts), necesitamos conocer el calor específico del producto para ello la ecuación es la siguiente:

$$Q_{3.1} = m \times C_{p1} \times (T_i - T_c) \quad \text{Ec. (10)}$$

Donde:

$Q_{3.1}$ = Carga térmica de refrigeración del producto agua (Watts)

m = Masa del producto a refrigerar Kg/día

C_{p1} = Calor específico del producto antes de su congelación (Kcal/Kg°C)

T_i = Temperatura de entrada del producto °C

T_c = Temperatura de conservación del producto °C

Para calcular la carga térmica de congelación necesitamos conocer su latente de congelación para lo cual utilizamos la siguiente ecuación:

$$Q_{3.2} = m \times L_c \quad \text{Ec. (11)}$$

Donde:

$Q_{3.2}$ = Carga térmica de congelación (Watts)

m = Masa del producto a refrigerar (Kg/día)

L_c = Latente de congelación (Kcal/Kg)

Para el cálculo de la carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación (T_g), hasta la temperatura de conservación en estado congelado (T_f) se tiene:

$$Q_{3.3} = m \times Cp_2 \times (T_g - T_f) \quad \text{Ec. (12)}$$

Donde:

$Q_{3.3}$ = Carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación T_g hasta la temperatura de conservación en estado congelado T_f (Watts)

m = Masa del producto a refrigerar (Kg/día)

Cp_2 = Calor específico del producto después de su congelación = (Kcal/Kg°C)

T_g = Temperatura de congelación del producto °C

T_f = Temperatura de conservación del producto en estado congelado °C

➤ **Carga térmica debido a las necesidades de conservación del producto (Q_4)**

$$Q_4 = m \times Cr \quad \text{Ec. (13)}$$

Donde:

Q_4 = Carga térmica debido a las necesidades de conservación (Watts)

m = Masa del producto a refrigerar Kg./día

Cr = Calor de respiración del producto "0"

➤ **Carga térmica debido al calor desprendido por los ventiladores (Q_5)**

$$Q_5 = P \times N \quad \text{Ec. (14)}$$

Donde:

Q_5 = Carga térmica debido al calor desprendido por ventiladores (Watts)

P = Potencia unitaria del motor (HP)

N = Numero de horas de funcionamiento de los motores al día

➤ **Carga térmica debido al calor desprendido por circulación de operarios en las cámaras (Q_6)**

El calor aportado por operarios viene dada por:

$$Q_6 = n \times C \times N \quad \text{Ec. (15)}$$

Donde:

Q_6 = Carga térmica debido al calor desprendido por operarios en la cámara (Watts)

n = Numero de personas en el recinto (0)

C = Calor emitido por cada operario Kcal./h

N = Tiempo de permanencia en el interior de la cámara (horas /día) por la apertura de la puerta al día

➤ **Carga térmica debido a la necesidad por iluminación (Q_7)**

En función al nivel de iluminación de la cámara y al tiempo de uso

$$Q_7 = P \times N \quad \text{Ec. (16)}$$

Donde:

Q_7 = Carga térmica debido a las necesidades por iluminación (Watts)

P = Potencia de Luminarias (0) (Watts)

N = Tiempo de Funcionamiento (0)(h/día)

➤ **Carga térmica debido a las necesidades por perdidas diversas (Q_8)**

$$Q_8 = \alpha (Q_1 + Q_2 + Q_3) \quad \text{Ec. (15)}$$

Donde:

Q_8 = Carga térmica debido a las necesidades por perdidas diversas (Watts)

α = Coeficiente equivalente a las perdidas (0.05)

Q_1 = Carga térmica debido a las pérdidas por transmisión de calor por las paredes, el techo y el piso (Watts)

Q_2 = Carga térmica debida a las necesidades de renovación de aire (0) (Watts)

Q_3 = Carga térmica debida a la refrigeración de congelación (Watts)

➤ **Calculo de la carga térmica total (Q_{TOTAL})**

El balance térmico de la cámara de congelación vendrá a ser la suma de todos los anteriores:

$$Q_{TOTAL} = \sum Q_i \quad \text{Ec. (01)}$$

Donde:

Q_{TOTAL} = Carga térmica total

Q_i = Carga térmica atribuible a cada una de las diferentes fuentes (Kcal./h)

$$Q_{TOTAL} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8$$

3.5.2. Montaje del sistema

Para este propósito se inicia con el diseño de un esquema didáctico para la distribución y acoplamiento de los componentes básicos, dispositivos e instrumentos; a si como la determinación para la ubicación de los mismos en la bancada y tablero (estructura metálica para el montaje), lo mismo que la elaboración y diseño del diagrama de control eléctrico como el de arranque.

De esta manera se procede a la construcción de la estructura METAL-MAPRESA para el acople físico de los componentes, dispositivos e instrumentos de medición según el diseño del esquema de componentes y diseño eléctrico. Finalmente esta etapa culmina con la carga de gas refrigerante (R134 a) al sistema.

Montado el sistema se realiza una prueba preliminar de funcionamiento del sistema para determinar sus temperaturas, dimensionamiento del motor compresor, presiones, entalpías y el diagrama de presión versus entalpía. La figura N° 08 sintetiza en diagrama el procedimiento para esta parte del trabajo:

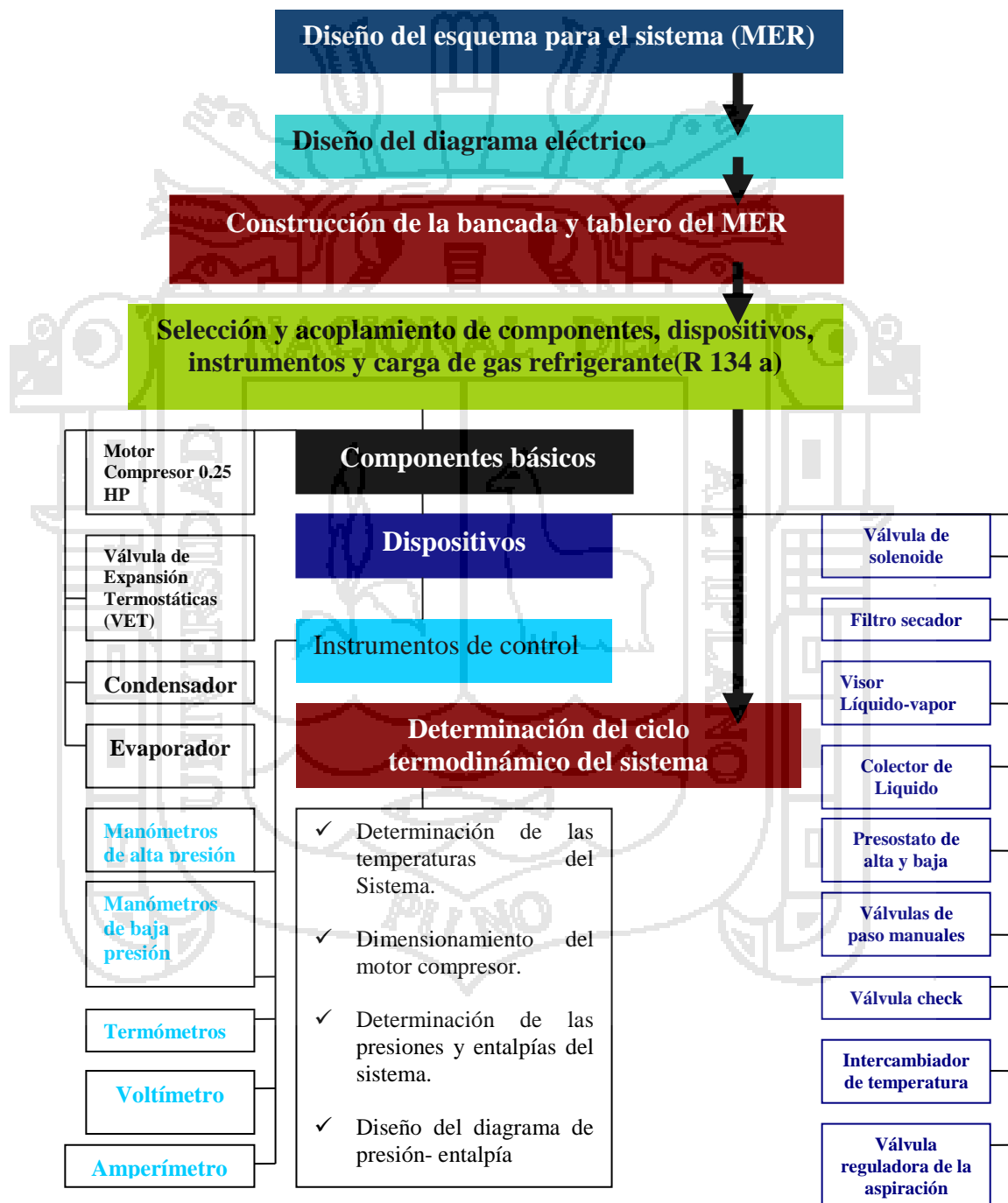


Figura N° 08: Procedimiento para el montaje del sistema (MER)

3.5.2.1. Diseño del esquema para la instalación de componentes.

En base a lo investigado y aprendido con los datos obtenidos de los distribuidores de componentes de refrigeración y la ayuda técnica de los especialistas se planteo el esquema para el ciclo del MER presentado en la figura N° 09.

3.5.2.2. Diseño del sistema de control eléctrico y de arranque

Para hacer del MER un sistema didáctico para el análisis del ciclo de refrigeración con simulador de fallas se debe diagramar su sistema eléctrico. Se planteo simular cuatro fallas en general en las válvulas de solenoide y en los motores de ventilación del condensador como en el de evaporación (recinto de congelación). Siendo el compresor el componente activo debe ser protegido al simular estas fallas contra: presiones demasiado altas o bajas y sobrecorrientes lo cual se grafica en los diagramas de las figuras N° 10 y N° 11.

3.5.2.3. Construcción de la estructura metálica y el tablero de montaje del MER.

En base a módulos diseñados para refrigeración y el planteado para este trabajo un sistema básico frigorífico con servicios paralelos de dos evaporadores para congelación y refrigeración se determino la forma del MER.

La bancada esta destinada para instalar los componentes y elementos del sistema tales como el compresor, condensador, tubo recibidor y los recintos frigoríficos (congelación y refrigeración). El tablero de montaje se designa para el: Control, mando, el resto de componentes, dispositivos y sobre todo los instrumentos de medición, para registrar los datos experimentales que captan presiones, temperaturas, y potencia como los interruptores para la simulación de fallas. La bancada y el tablero tienen las dimensiones pertinentes para la manipulación y mantenimiento del sistema. La estructura es METAL-MAPRESA(ver figura N°12)

COMPONENTES	
1	: COMPRESOR
2	: CONDENSADOR
3,13	: TIRO FORZADO
4	: COLECTOR
5	: FILTRO SECADOR
6,16	: VISOR DE REFRIGERANTE
7,8	: VALVULA DE SOLENOIDE
9,10	: V.E.T.
11	: RECINTO CONGELADOR
12	: RECINTO FRIGORIFICO NORMAL
14	: VALVULA SHECK
15	: INTERCAMBIADOR DE CALOR
LLAVES DE PASO	
S1,S2,S3	
INSTRUMENTOS	
TERMOMETROS	
T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7, T8	
MANOMETRO	
P1, P2, P3, P4, P5, P6	

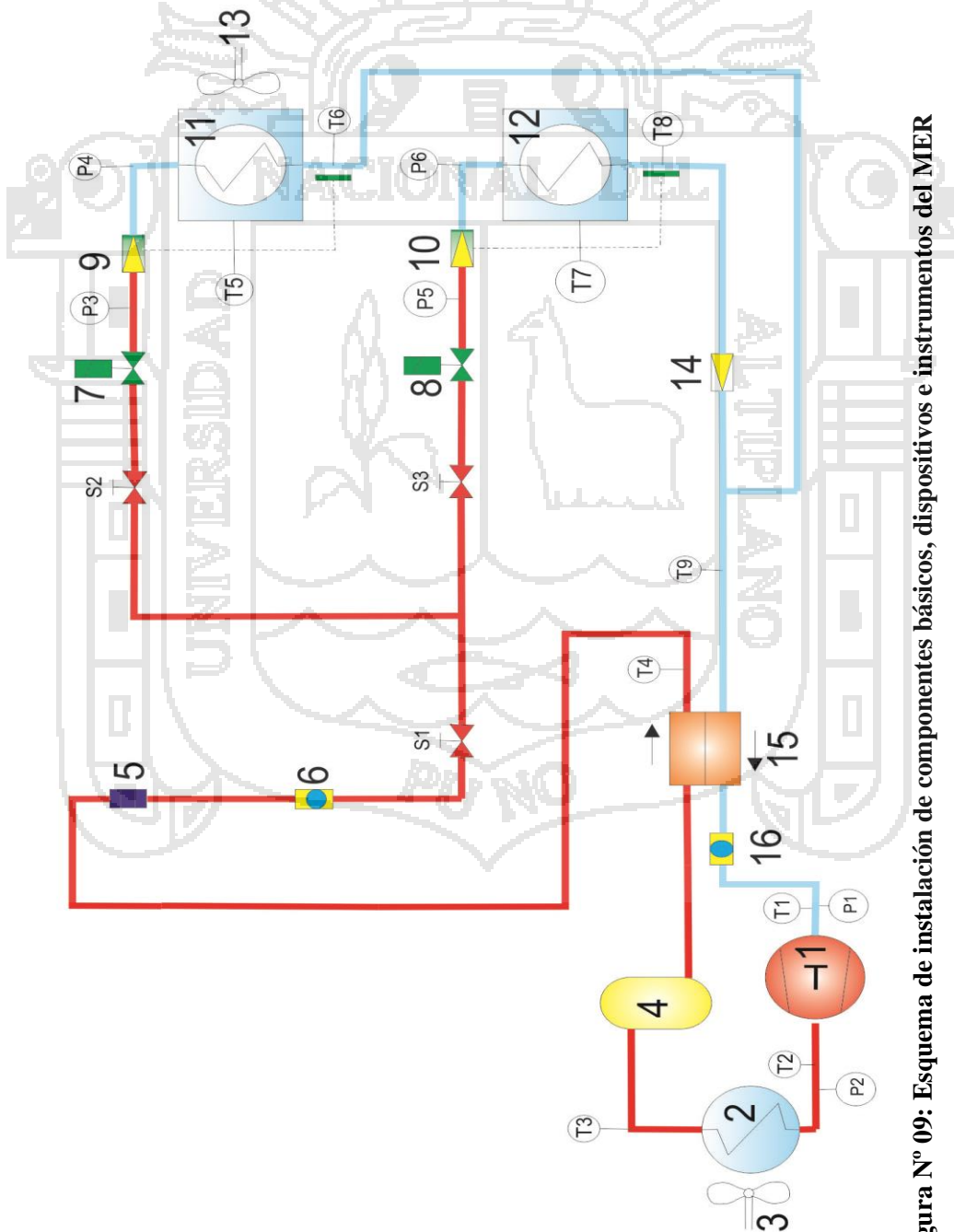
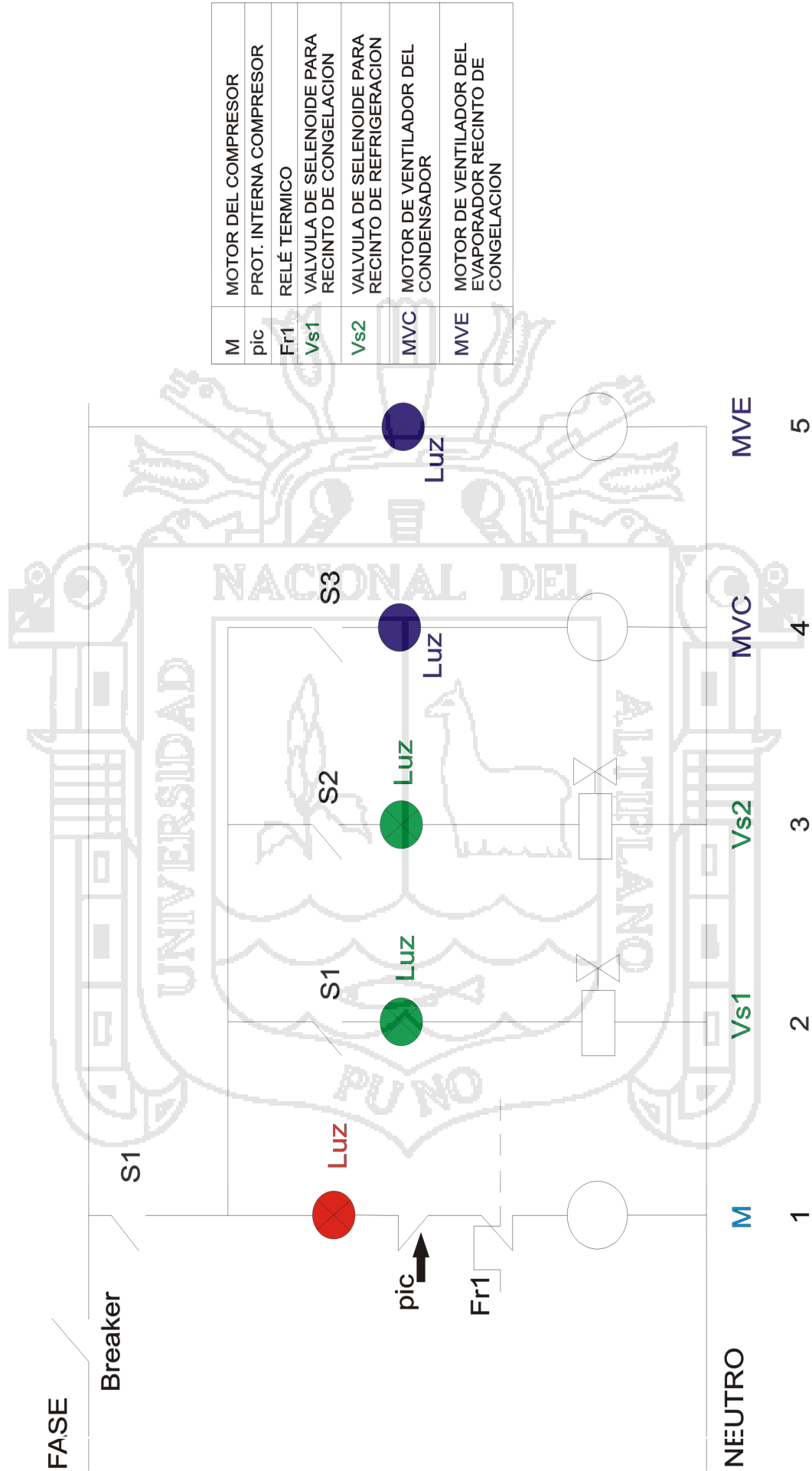


Figura N° 09: Esquema de instalación de componentes básicos, dispositivos e instrumentos del MER



M	MOTOR DEL COMPRESOR
pic	PROT. INTERNA COMPRESOR
Fr1	RELÉ TERMICO
Vs1	VALVULA DE SELENOIDE PARA RECINTO DE CONGELACION
Vs2	VALVULA DE SELENOIDE PARA RECINTO DE REFRIGERACION
MVC	MOTOR DE VENTILADOR DEL CONDENSADOR
MVE	MOTOR DE VENTILADOR DEL EVAPORADOR RECINTO DE CONGELACION

Figura N° 10: Diagrama de control eléctrico

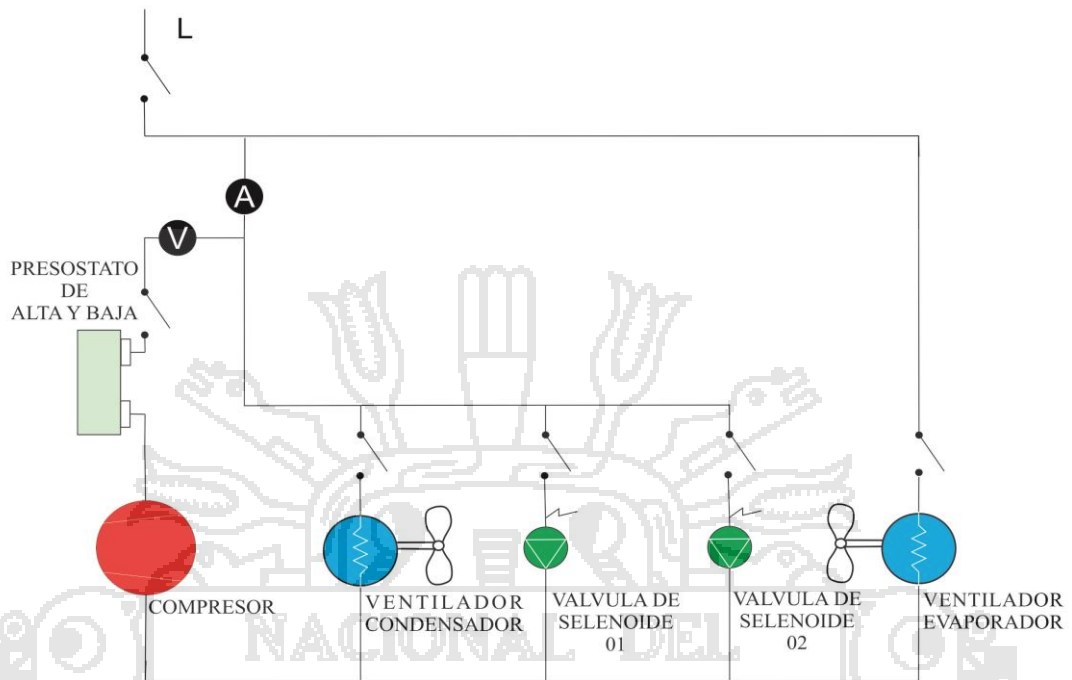


Figura N° 11: Diagrama eléctrico de arranque

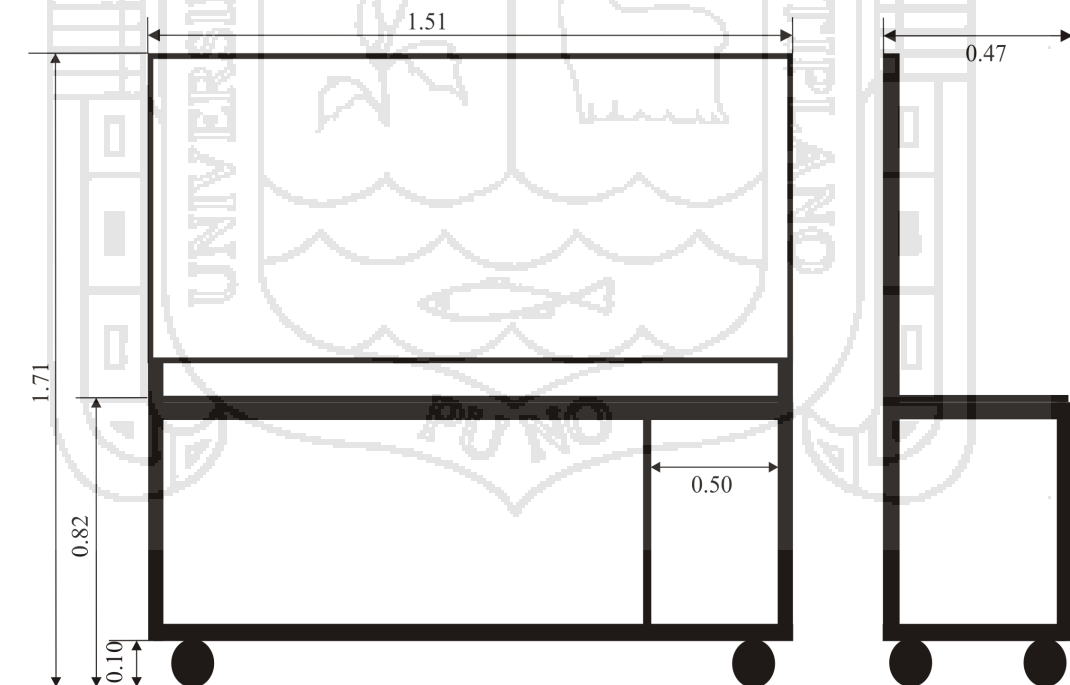


Figura N° 12: Estructura METAL-MAPRESA, bancada y tablero de montaje

3.5.2.4. Selección y acoplamiento de componentes, dispositivos, instrumentos y carga del gas refrigerante. R134a

A. Montaje de componentes

Puesto que los componentes básicos, los dispositivos e instrumentos ya han sido seleccionados y sus características descritas en todo el acápite 3.2. Para acoplar los mismos se tiene que realizar el dimensionamiento, disposición e instalación correcta de las tuberías y accesorios para mantener el buen funcionamiento del sistema y evitar pérdidas de refrigerante.

Las tuberías de cobre utilizadas para refrigeración se denominan tuberías ACR (Air Conditioning and Refrigeration).

El diámetro exterior de tuberías utilizadas para acoplar y unir en el sistema fueron de dos dimensiones: $\frac{1}{4}$ de pulga para la línea de alta presión, $\frac{3}{8}$ de pulgadas para la línea de baja presión; llegándose a extender e instalar 3.45 metros en la línea de alta presión y 3.69 metros en la línea de baja presión (ver figura N° 13).

Se unieron con soldadura autógena (oxiacetilénica) la entrada y salida del compresor, entrada y salida del condensador, entrada y salida de los dos evaporadores, entrada y salida de la válvula “check” entrada del tubo receptor, el presostato a la línea de alta presión y baja presión, así como los manómetros de alta y baja presión: el resto de componentes e instrumentos se unieron abocinando los extremos de los tubos y con uniones roscables. Cabe mencionar que las tuberías ACR vienen tapadas en ambos extremos para mantener su interior seco y limpio.

Las tuberías de ACR se aíslan a menudo en el lado de baja presión entre el evaporador y el compresor par evitar que el refrigerante absorba calor. El aislamiento también evita que se forme condensación en los conductos.

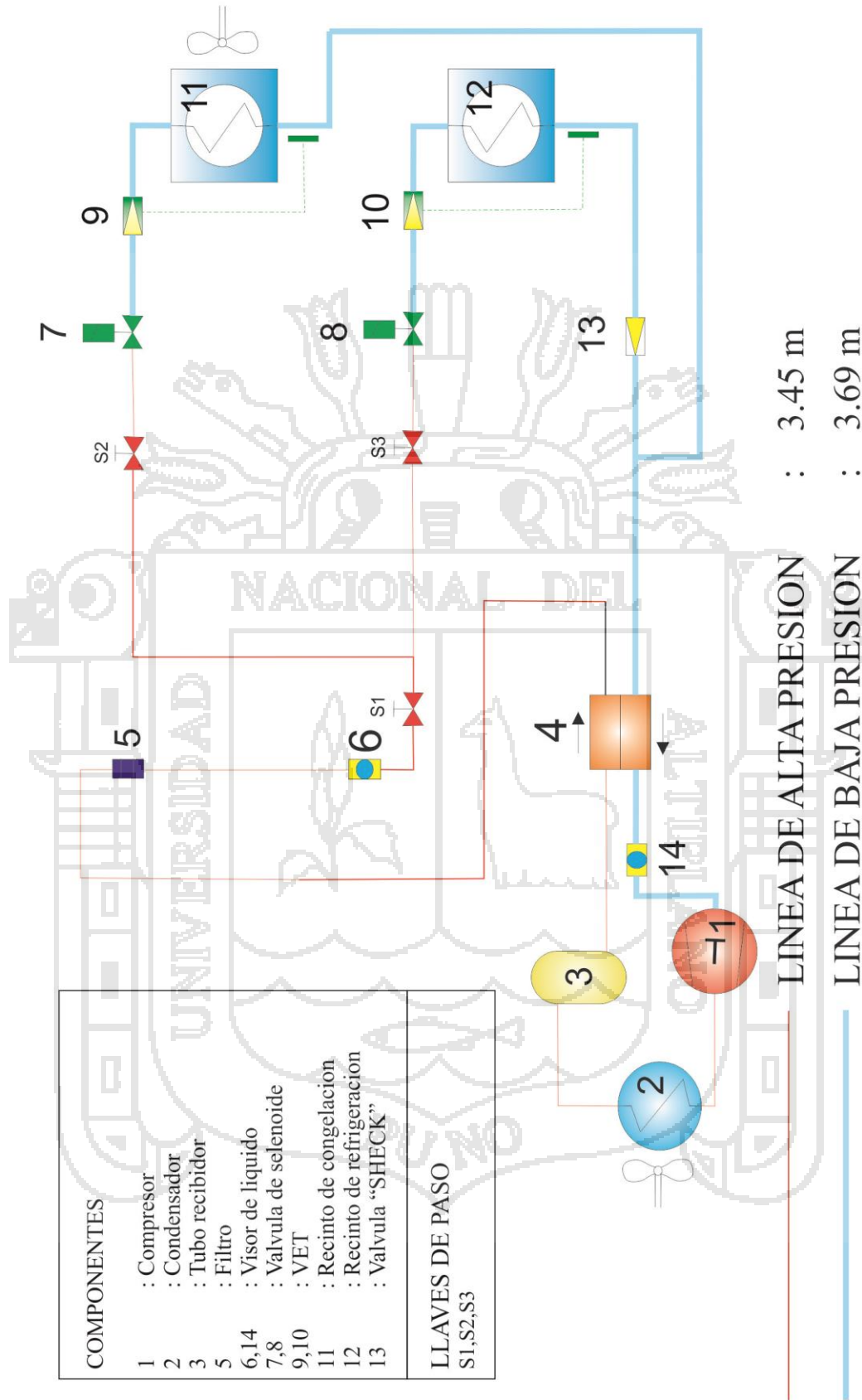


Figura N° 13: Línea de tubería instalada en el sistema; ¼” línea de alta presión y 3/8” línea de baja presión.

B. Carga de gas refrigerante (R-134 a)

Para cargar gas refrigerante al MER se tiene que realizar antes un vacío en su sistema. Con el vacío el sistema queda evacuado, seco, limpio y exento de fugas; las mangueras que conectan al cilindro de gas con el sistema (al compresor) son purgadas y evacuadas para eliminar humedad, después de conectarlas y antes de abrir las válvulas de servicio del cilindro de carga se verifica que no existan fugas en las conexiones antes de comenzar a transferir refrigerante.

En este procedimiento se utiliza la presión interna del cilindro de refrigerante para trasegar gas al sistema.

Cuando las presiones se han equilibrado, la válvula de servicio de la línea de vapor se cierra parcialmente para restringir el paso de gas desde los evaporadores del sistema y obligar a que el compresor aspire gas del cilindro. Finalmente se pone en marcha el compresor.

Cuando se alcancen presiones cercanas al rango aceptable, se comienza a cerrar la válvula del cilindro y observar las presiones. Se abre y cierra la válvula del cilindro para permitir transferencias de pequeñas cantidades cada vez hasta que las presiones alcancen los valores deseados. Al final se permite que el gas en la manguera sea aspirado por el compresor antes de cerrar la válvula de baja del manómetro y abrir la válvula de servicio del lado de baja (que se había entrecerrado al principio del procedimiento) totalmente para permitir el flujo normal dentro del sistema y verificar presiones en estas condiciones.

3.5.2.5. Determinación del ciclo termodinámico del sistema

Al quedar el sistema listo para operar como tal, se realiza una prueba preliminar en las condiciones ambientales del momento y del lugar.

Se diseña un ciclo termodinámico que será el **ciclo termodinámico teórico patrón** del sistema, para tal proceso se realizan los siguientes cálculos:

➤ **Temperatura de condensación del sistema**

Para esto se debe de hallar la temperatura media del Bulbo Seco en el recinto de experimentación (recinto de congelación)

$$T_c = T_a + DT_c \quad \text{Ec. (16)}$$

Donde:

T_c = Temperatura de condensación del sistema

T_a = Temperatura media del espacio a refrigerar.

DT_c = Diferencia de temperatura entre la temperatura de BS del aire a la entrada y la temperatura del refrigerante dentro del condensador

DT_c del condensador, es entendida como la cantidad de °C que este puede remover del vapor refrigerante, de manera que el refrigerante se condense a su estado líquido. (Beltrán N. e Illacutipa R. 2002:38)

En la práctica los rangos de DT_c en el condensador son de 15 °C a 25 °C. Las DT_c del condensador en los rangos extremos están limitados a aquellas aplicaciones en lugares donde la temperatura de bulbo seco BS del diseño exterior sean relativamente altas ($DT_c=15$ °C) ó bajas ($DT_c=25$ °C) (Roy J Dossat 1998: 323).

Al encontrarnos en un lugar donde las temperaturas medias anuales fluctúan entre los rangos de 5.07 °C a 11.15°C (SENAMIH) , las cuales son bajas, asumiremos que el DT_c del condensador será de 22 °C según lo expresado anteriormente.

➤ **Temperatura de evaporación del sistema**

La conservación de alimentos, productos y el confort humano, en condiciones optimas de refrigeración, dependen no solo de la temperatura del espacio refrigerado sino también de la humedad del espacio (Beltrán N. e Illacutipa R. 2002:39).

$$T_e = DT_e - T_a \quad \text{Ec. (17)}$$

Donde:

T_e = Temperatura de evaporación del sistema

DT_e = Diferencia de temperatura entre la temperatura de BS del aire a la salida y la temperatura del refrigerante dentro del evaporador.

T_a = Temperatura media del espacio a refrigerar.

El factor mas importante que regula la humedad en el espacio refrigerado es la DT_e del evaporador. Mientras menor sea la diferencia de temperatura entre el evaporador y el espacio, mayor será la humedad relativa en el espacio. Así mismo mayor DT_e del evaporador, se tendrá menor humedad relativa en el espacio (Roy J Dossat 1998: 245). Los valores recomendados de diseño de la DT_e del evaporador se dan a continuación en el cuadro N° 03.

Cuadro N° 03: DT_e para el diseño del evaporador

HUMEDAD RELATIVA %	DISEÑO DT_e °F	
	CONVECCION NATURAL	CONVECCION FORZADA
69 – 65	22 – 24	18 – 20
64 – 60	24 – 26	20 – 22
59 – 55	26 – 28	22 – 24
54 – 50	28 – 30	24 – 26
49 – 45	30 – 32	26 – 28
44 – 40	32 – 34	28 – 30
39 – 35	34 – 36	30 – 32
34 – 30	36 – 38	32 – 34

Fuente: “Principios de Refrigeración”(Roy Dossat 1998: 245)

Las condiciones de proyecto mas frecuentes usadas de humedad relativa en la que la mayoría de la gente se encuentra confortable y la conservación de los alimentos y otros productos permanecen en condiciones optimas de refrigeración, se encuentran en un intervalo entre 35 y 45 % (Stoecker W 1965: 325).

Por lo tanto, con la finalidad de obtener resultados óptimos de conservación, asumiremos que la humedad relativa será de 40% según lo expresado anteriormente.

De la tabla 03 obtenemos que el DT_e de diseño del evaporador para una humedad relativa de 40% es 30°F equivalente a -1.4 °C, puesto que el evaporador será del tipo convección forzada, por el hecho de que se conseguirá la evaporación del refrigerante por intermedio del aire que atravesará el evaporador proveniente del ventilador correspondiente.

➤ **Temperatura de vapor sobrecalentado**

$$T_{vs} = T_c + DT_c \quad \text{Ec. (18)}$$

Donde:

T_{vs} = temperatura del vapor sobrecalentado.

T_c = Temperatura de condensación de diseño.

DT_c = Diferencia de temperatura entre la temperatura de BS del aire a la entrada y la temperatura del refrigerante dentro del condensador.

3.5.2.6. Dimensionamiento del motor compresor

Las temperaturas de operación del sistema y la potencia del motor compresor son:

Temperatura de evaporación : -13.4 °C,

Temperatura de Condensación : 34 °C

Potencia del compresor : 0.25 HP equivalente 186.425 *Watts*.

Con esta referencia se procede a los siguientes cálculos:

➤ **Calculo del flujo másico de refrigeración**

El flujo másico representa, la cantidad de refrigerante que circulara a través del sistema de refrigeración y el motor compresor, con la finalidad de producir una capacidad de refrigeración. Este viene determinado por la siguiente ecuación (Pita, E 1991: 74)

$$m = \frac{Q}{H_2 - H_1} \quad \text{Ec. (19)}$$

Donde:

m = Flujo másico del refrigerante en Kg/s

Q = Carga de refrigeración en 0.072 kW

H_2 = Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador en KJ/Kg.

H_1 = Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador en KJ/Kg.

➤ **Desplazamiento teórico requerido por el compresor**

Al volumen de gas que el compresor debe ser capaz de manejar en el ciclo ideal, se llama desplazamiento teórico del compresor y viene dada por la siguiente ecuación (Pita, E 1991: 76 - 77):

$$V_c = (u)(m) \quad \text{Ec. (20)}$$

Donde:

V_c = Desplazamiento teórico del compresor, m³/s.

u = Volumen específico del refrigerante en el compresor, m³ /Kg.

m = Caudal masico del refrigerante, Kg/s

Se utiliza el volumen específico del vapor saturado a -13.4 (succión del compresor), cuyo valor se obtiene de las propiedades termodinámicas saturadas del refrigerante R 134a siendo este igual a $0.1134 \text{ m}^3/\text{kg}$.

➤ **Potencia suministrada al refrigerante por el compresor (q_w)**

Viene dada por la siguiente ecuación (Singh R y Heldman D 2009: 325):

$$q_w = m(H_3 - H_2) \quad \text{Ec. (21)}$$

Donde:

q_w = Potencia suministrado al refrigerante en el compresor, kW

m = Caudal másico del refrigerante, Kg/s Ec. (19)

H_3 = Entalpía del refrigerante a la salida del compresor, KJ/Kg.

H_2 = Entalpía del refrigerante a la entrada del compresor, KJ/Kg.

➤ **Flujo de calor intercambiado en el evaporador (q_e)**

El flujo de calor intercambiado en el evaporador se calcula con la siguiente ecuación. (Singh R y Heldman D 2009: 325)

$$q_e = m(H_2 - H_1) \quad \text{Ec. (22)}$$

Donde:

q_e = Flujo de calor intercambiado en el evaporador , kW

m = Caudal masico del refrigerante, Kg/s Ec. (21)

$(H_2 - H_1)$ = Efecto refrigerante, KJ/Kg.

➤ **Coficiente de rendimiento (COP)**

Este cociente se denomina coeficiente de rendimiento e indica la eficiencia del sistema. (Singh R y Heldman D 2009: 325)

$$\text{COP} = \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_2} \quad \text{Ec. (23)}$$

Donde:

COP = Coeficiente de Rendimiento

$(H_2 - H_1)$ = Efecto refrigerante, KJ/Kg.

$(H_3 - H_2)$ = Trabajo del compresor, KJ/Kg.

3.6. Factores de estudio

Puebla, J.A. (2009: 21) indica que el coeficiente de desempeño (**COP**) se usa para definir la eficiencia de un compresor (eficiencia que es también la del sistema). Se expresa como la relación entre la cantidad de calor que el compresor puede absorber, bajo condiciones de funcionamiento normalizadas (q_e), y la potencia suministrada a este para tal fin (q_w).

A diferencia de la primera prueba de funcionamiento del sistema (determinación del ciclo termodinámico teórico patrón) ahora se evalúa la eficiencia del mismo congelando agua destilada, es decir mas la carga térmica del producto (agua destilada). Para este propósito nuestras variables de estudio son:

- ✓ Trabajo suministrado por el compresor al refrigerante (q_w)
- ✓ Flujo de calor intercambiado en el evaporador (q_e)
- ✓ Coeficiente de rendimiento del sistema (**COP**)

3.7. Variables de respuesta

La entalpía es una propiedad calculable en la materia que algunas veces se define en forma general como “contenido total de calor” (Roy Dossat 1998: 96).

La cantidad de calor que gana el refrigerante en el evaporador y la cantidad de energía que le aumenta el compresor en el ciclo termodinámico, se calculan con las siguientes entalpías identificadas en el ciclo, que son a su vez nuestras variables de respuesta:

- ✓ H_1 : Entalpía del refrigerante (Líquido saturado, temp. de condensación)
- ✓ H_2 : Entalpía del refrigerante (Vapor saturado, temp. de evaporación)
- ✓ H_3 : Entalpía del refrigerante (Vapor sobrecalentado)

3.8. Análisis estadístico

Se evalúa la eficacia del sistema al 100% y 85% de la potencia del compresor, es decir evaluaremos la potencia nominal y no nominal del compresor como sistema de refrigeración.

Para Tirawanti, E (2005:03) Potencia nominal es aquella potencia para la cual está diseñada la máquina, teniendo en cuenta su temperatura y el trabajo continuo durante su tiempo de uso (funcionamiento). Las máquinas pueden funcionar también en condiciones no nominales (sobrecarga y subcarga, potencia superior o inferior a la nominal, tensión y corriente diferentes del nominal).

Para comparar las dos muestras (100% y 85%) utilizaremos el siguiente estadístico:

3.8.1. Análisis de dos muestras

Se puede considerar a los dos procesos como dos tratamientos o dos niveles diferentes de un factor dado con un tamaño de muestra de 10 (10 evaluaciones en cada caso); para ello analizaremos el rendimiento o eficiencia del sistema (COP)

Se tiene que la media muestral del COP al 85% es \bar{y}_1 y la del COP al 100% es \bar{y}_2 . El contraste de hipótesis que se tiene que realizar es bilateral:

$$h_1 : \mu_1 \neq \mu_2$$

Suponiendo que las desviaciones estándar $\sigma_1^2 = \sigma_2^2$, se utiliza el siguiente estadístico:

$$l_0 = \frac{\bar{y}_1 - \bar{y}_2}{s_p \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}}} \quad \text{Est. (01)}$$

Donde:

\bar{y}_1 = Promedio COP al 85%

\bar{y}_2 = Promedio COP al 100%

n_1 = tamaño de muestra del COP al 85% (10)

n_2 = tamaño de muestra del COP al 85% (10)

$$s_p = \frac{(n_1 - 1)s_1^2 + (n_2 - 1)s_2^2}{n_1 + n_2 - 2} \quad \text{Est. (02)}$$

Donde:

s_1^2 = Varianza del COP al 85%

s_2^2 = Varianza del COP al 100%

Se verifica las diferencias significativas con un nivel de confianza del 95% para aceptar o rechazar h_1

Cabe mencionar que el numero de evaluaciones realizadas en cada prueba se basaron en las realizadas por Castañón N. e Illacutipa R. (2002) quienes determinaron el numero de 10 evaluaciones para su módulo de climatización y refrigeración a similares condiciones atmosféricas y ambientales en las que se implementa el MER. Como también Álvarez F. y Reina J. (2009) quienes también solo evaluaron el funcionamiento del sistema de su modulo de refrigeración con la correcta distribución de sus componentes.

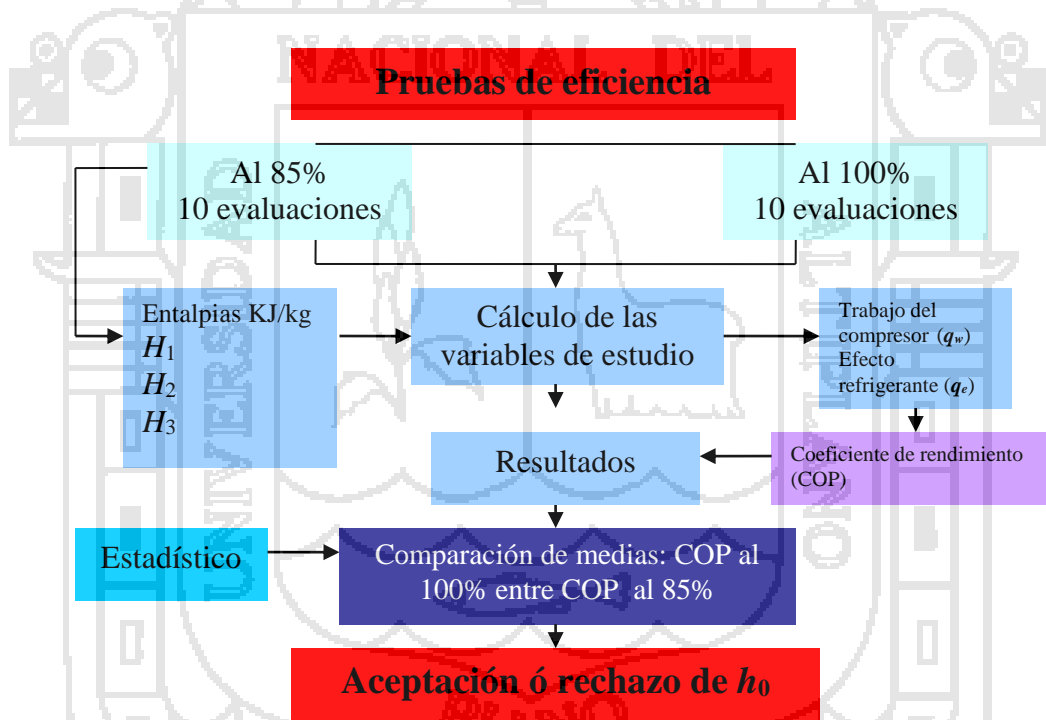


Figura N° 14: Procedimiento para las evaluaciones COP del sistema del MER

IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. Resultados

4.1.1. Dimensionamiento del sistema de refrigeración del MER.

Para nuestro trabajo de implementación del MER se dimensiona su sistema de refrigeración a partir de la potencia de un compresor de **0.25 HP** equivalente a **186.47 Watts**. Es decir que la carga térmica total no excede de esa cantidad.

4.1.1.1. Estructura metálica y tablero de montaje.

Se determino la forma del MER en función a la manipulación y operación del mismo de manera que sean visibles los componentes básicos, dispositivos e instrumentos de medición y control como de manipulación. El montaje se realizo en una bancada y tablero de estructura metálica y material de aglomerado (melanina).

4.1.1.2. Determinación de la ubicación de los elementos.

A. Componentes básicos.

Como se expuso anteriormente son cuatro los elementos básicos en un sistema de refrigeración su ubicación es de gran importancia para un buen funcionamiento: Las válvulas VET están ubicadas en el tablero cerca a la ubicación de los evaporadores para evitar caídas de presión, los evaporadores (refrigeración y congelación) están aislados en recintos sobre la bancada, el motor compresor de igual forma esta ubicada en la bancada a un extremo y el condensador esta ubicada al medio de la bancada totalmente fuera del área de evaporación.

B. Dispositivos.

Estos están distribuidos a lo largo del circuito y su ubicación se determino según su funcionamiento para su ubicación se interviene en las tuberías que unen el sistema de refrigeración del MER.

C. Instrumentos de medición y control.

De igual forma están ubicadas a lo largo del circuito según su función y necesidad de control del ciclo de refrigeración del sistema del MER.

4.1.2. Cálculos de ingeniería del MER.

Los cálculos de ingeniería para un sistema de refrigeración son los que se realizan según la cantidad de carga de refrigeración (carga térmica del producto), carga térmica por distintas fuentes (carga térmica ganada por tipos de aislamiento del espacio a refrigerar, puertas, luces, motores, personas y tamaño del mismo como también las temperaturas del medio ambiente en donde se instala)

Estos datos servirán para evaluar el ciclo termodinámico del sistema de refrigeración del MER, la potencia del compresor suministrado al refrigerante, la cantidad de calor ganado por el refrigerante y la eficiencia de su sistema con cualquier cantidad de carga de refrigeración.

Para el sistema de refrigeración del MER se calculo la carga térmica que gana por transmisión de calor el recinto de congelación (recinto de pruebas y evaluación) siendo esta la cantidad de **68.40 Watts**. que se convierte en una constante.

4.1.2.1. Ciclo termodinámico teórico patrón del sistema de refrigeración MER

Se determinó este ciclo termodinámico sin ninguna carga de refrigeración (producto) en los recintos de refrigeración y congelación. Al poner en funcionamiento el sistema del MER se calculó las temperaturas de condensación y evaporación, presiones y entalpías. De la tabla termodinámicas del refrigerante R134a (Anexo A.2.5) se obtienen los siguientes valores que se muestran en el cuadro N° 04 y su diagrama del ciclo termodinámico en la figura N°15

Cuadro N° 04 Temperaturas, presiones y entalpías del refrigerante en su recorrido por el sistema de refrigeración

	ESTADO	TEMP	PRESION	ENTALPIA
H_1	Líquido saturado	34 °C	8.631 bar.	147.5 KJ/Kg.
H_2	Vapor saturado	-13.4 °C	1.752 bar.	290.7 KJ/Kg.
H_3	Vapor sobrecalentado	56 °C	15.290 bar.	325.4 KJ/Kg.

Fuente: Tabla de propiedades termodinámicas del refrigerante R-134a

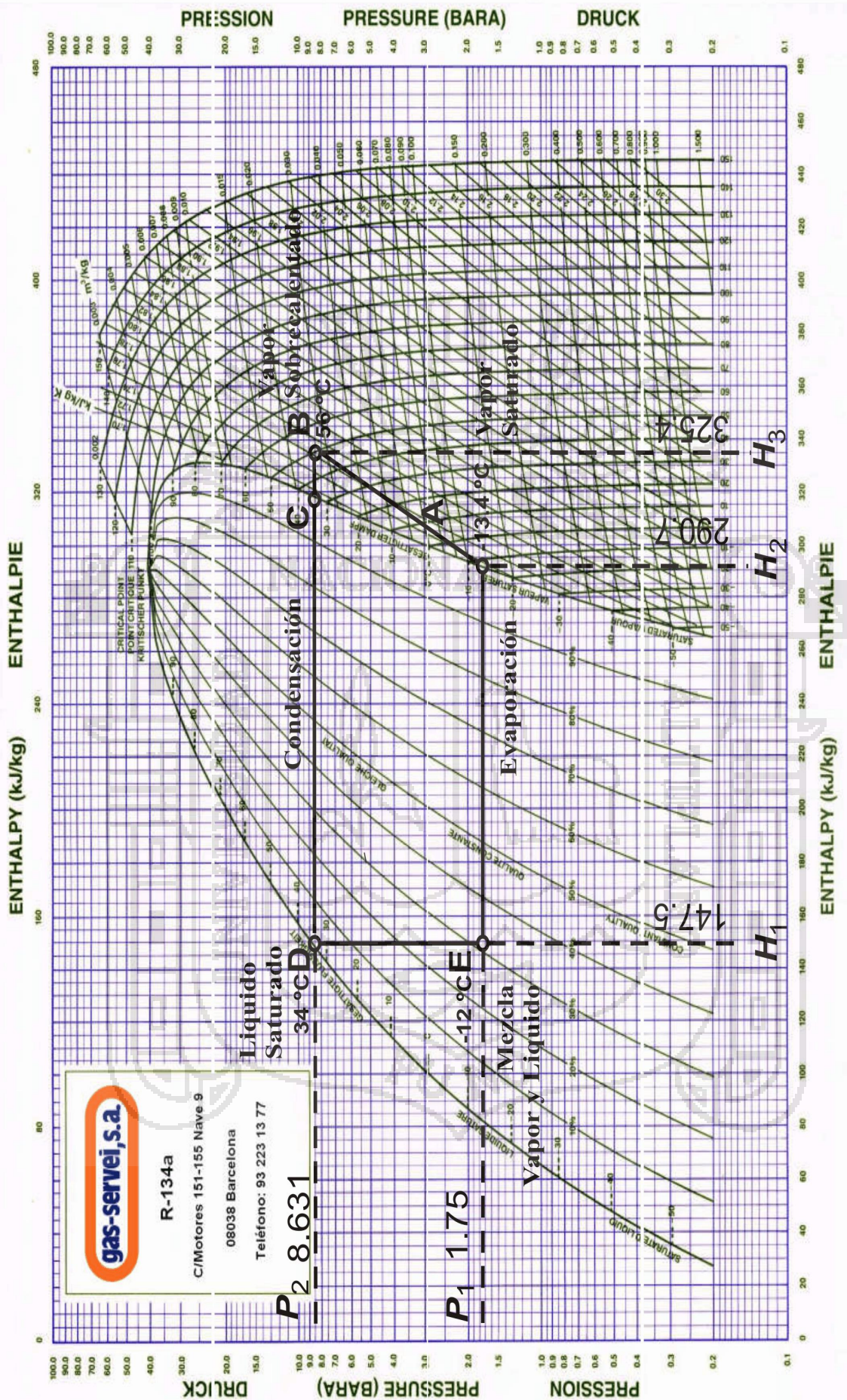


Figura N° 15 : Ciclo termodinamico teorico patron del MER

4.1.1.2. Carga térmica total para una potencia del 100% del compresor

Los resultados se muestran en el cuadro N° 05. Para el equivalente de la carga térmica debido a la refrigeración de congelación (Q_3) se congelo 0.6 Kg de agua destilada a 68.5 °C (ver anexo A.3.1)

Cuadro N° 05: Resultados de la carga térmica de las distintas fuentes y la carga térmica total con 0.6 Kg de agua destilada a 68.5 °C

Cargas térmicas	Total
Carga Térmica debido a las pérdidas por transmisión de calor (Q_1)	$Q_1 = 59.02 \text{ Kcal./h} \approx 68.40 \text{ Watts}$
Carga Térmica Debido a las Necesidades por Renovación de Aire (Q_2)	$Q_2 = 0 \text{ Watts.}$
Carga Térmica Debido a la Refrigeración de Congelación (Q_3)	$Q_3 = 109.10 \text{ Watts}$
Carga Térmica debido a las Necesidades de Conservación del Producto (Q_4)	$Q_4 = 0$
Carga Térmica debido a las Necesidades de Conservación del Producto (Q_5)	$Q_5 = 0$
Carga Térmica debido al Calor Desprendido por Circulación de Operarios en las Cámaras (Q_6)	$Q_6 = 0 \text{ Watts}$
Carga Térmica debido a la Necesidad por Iluminación (Q_7)	$Q_7 = 0 \text{ Watts}$
Carga Térmica debido a las Necesidades por Perdidas Diversas (Q_8)	$Q_8 = 8.88 \text{ Watts}$
$Q_{TOTAL} = 186.47 \text{ Watts}$	$Q_T = 186.47 \text{ Watts}$

Fuente: Cálculos obtenidos en el anexo A.3.1

4.1.1.3. Carga Térmica Total para una Potencia del 85 % del compresor

Los resultados se muestran en el cuadro N° 06. Para el equivalente de la carga térmica debido a la refrigeración de congelación (Q_3) se congelo 0.6 Kg de agua destilada a 30.5 °C (ver anexo A.3.1 Q_3)

Cuadro N° 06: Resultados de la carga térmica de las distintas fuentes y la carga térmica total con 0.6 Kg de agua destilada a 30.5 °C

Cargas térmicas	Total
Carga Térmica debido a las pérdidas por transmisión de calor (Q_1)	$Q_1 = 59.02 \text{ Kcal./h} \approx 68.40 \text{ Watts}$
Carga Térmica Debido a las Necesidades por Renovación de Aire (Q_2)	$Q_2 = 0 \text{ Watts.}$
Carga Térmica Debido a la Refrigeración de Congelación (Q_3)	$Q_3 = 82.52 \text{ Watts}$
Carga Térmica debido a las Necesidades de Conservación del Producto (Q_4)	$Q_4 = 0$
Carga Térmica debido a las Necesidades de Conservación del Producto (Q_5)	$Q_5 = 0$
Carga Térmica debido al Calor Desprendido por Circulación de Operarios en las Cámaras (Q_6)	$Q_6 = 0 \text{ Watts}$
Carga Térmica debido a la Necesidad por Iluminación (Q_7)	$Q_7 = 0 \text{ Watts}$
Carga Térmica debido a las Necesidades por Perdidas Diversas (Q_8)	$Q_8 = 7.55 \text{ Watts}$
$Q_{TOTAL} = 158.47 \text{ Watts}$	$Q_T = 158.47 \text{ Watts}$

Fuente: Cálculos obtenidos en el anexo A.3.1

4.1.2. Montaje del sistema

El acoplamiento y la distribución física de los componentes en el MER, responde básicamente a mostrar el comportamiento del refrigerante en el ciclo termodinámico de refrigeración. A partir de un esquema básico (compresor, condensador, evaporador y válvula de expansión) los dispositivos e instrumentos que lo complementan se distribuyeron así. (Figura N° 16)

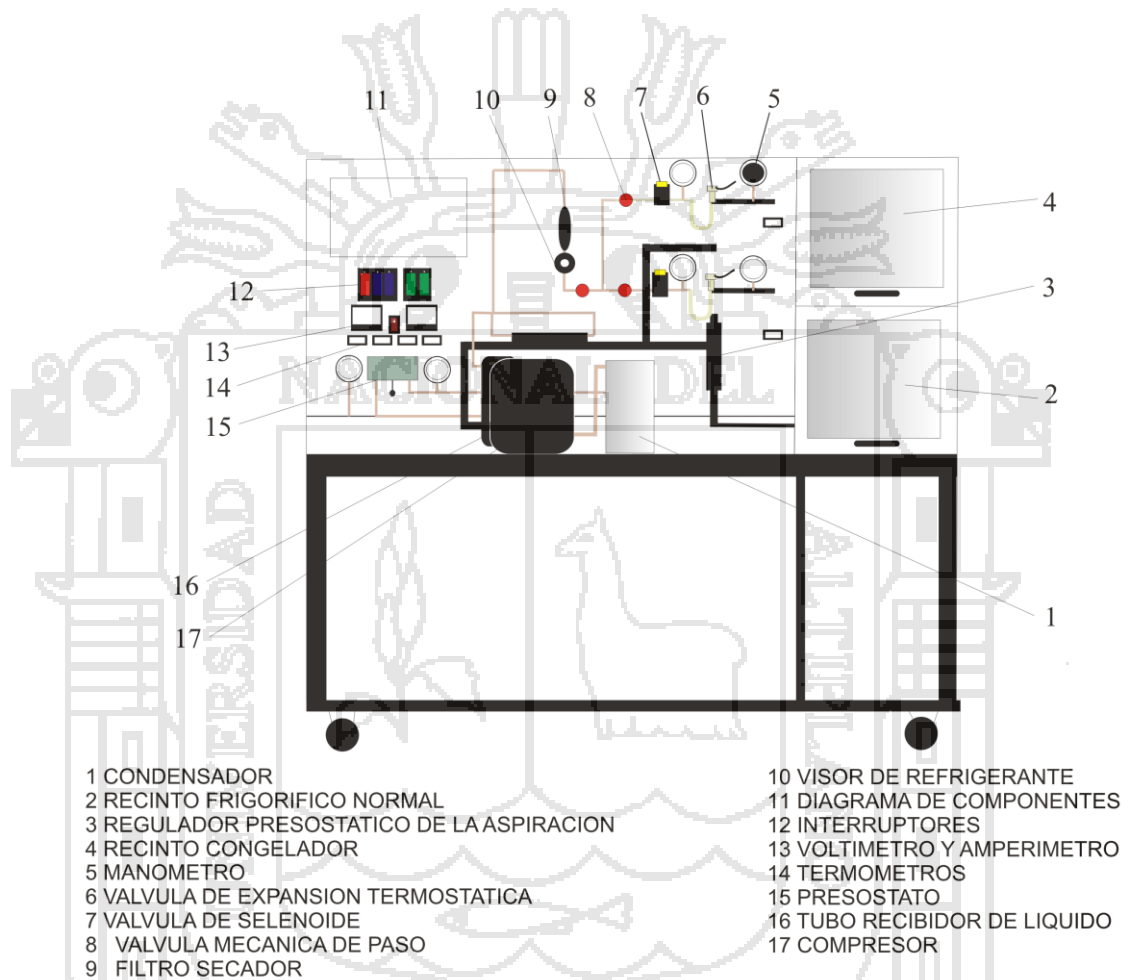


Figura N° 16: Distribución física de los componentes del módulo para ensayos de refrigeración industrial (MER)

A. Simulación de fallas

El modulo además de mostrar el funcionamiento, distribución de componentes y el comportamiento del refrigerante en el ciclo termodinámico, se puede simular fallas en el mismo. Y estas son:

Falla en el evaporador: En el recinto de congelación el evaporador cuenta con tiro forzado (motor ventilador), para crear convección forzada, este dispositivo se puede apagar totalmente y así disminuir el intercambio de calor, generando ineficacia en el sistema. Para simular esta falla se oprime el interruptor “I2” del tablero de control y mando del MER (figura N° 17).

Falla en el condensador: Puesto que la función del condensador es intercambiar el calor total con el medio ambiente (la ganancia de calor del evaporador y el compresor) y licuar el refrigerante, lo mismo que el evaporador del recinto de refrigeración este cuenta con tiro forzado; este se puede apagar totalmente y generar subidas de presión en la línea de alta e ineficacia en el sistema. Par simular esta falla se apaga con el interruptor “I3” del tablero de control y mando del MER (figura N° 16).

Fallas de obstrucción de tubería: Por lo general se presentan fallas en el sistema de tubería por acumulación de suciedad, aplanamiento de las mismas; las cuales obstruyen y generan aumento de la presión del refrigerante. Para simular estas fallas se pueden apagar las válvulas de solenoide instaladas en la línea de congelación y la línea de refrigeración para esto se oprimen los interruptores “I4” y “I5” respectivamente en el tablero de control y mando del MER (figura N° 17).

Cabe mencionar que el sistema esta protegido contra presiones por fuera de los limites que se pueda ocasionar al simular las fallas antes mencionada u otras. El dispositivo de protección para estos casos es el presostato.

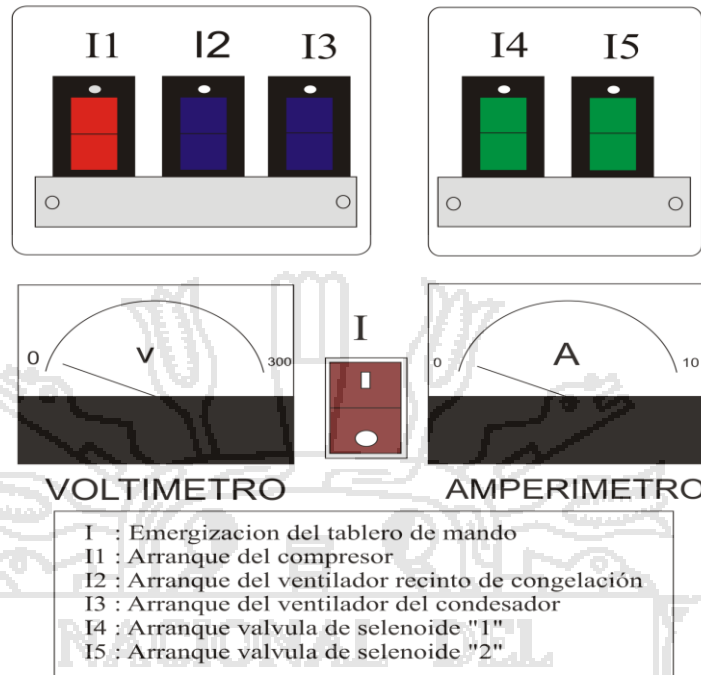


Figura N° 17: Tablero de control y mando del MER

4.1.3. Evaluación de suministro de potencia.

A. Potencia suministrada al refrigerante por el compresor (q_w) al 100 % de la capacidad del compresor (cuadro N° 07)

Cuadro N° 07: Resultados de la potencia suministrada por el compresor con una carga térmica de refrigeración de 186.47 Watts

Evaluaciones	Carga de refrigeración KJ/s	Variable de estudio
		q_w (W)
1	0,00066943	0,157
2	0,00066943	0,162
3	0,00066943	0,162
4	0,00066943	0,162
5	0,00066943	0,166
6	0,00066943	0,162
7	0,00066943	0,164
8	0,00066943	0,162
9	0,00066943	0,162
10	0,00066943	0,166

Fuente: Obtenido del Anexo A.3.5 cuadro N° 03

B. Potencia suministrada por el compresor al refrigerante (q_w) al 85 % de la capacidad del compresor (Cuadro N° 08)

Cuadro N° 08: Resultados de la potencia suministrada por el compresor con un carga térmica de refrigeración de 158.47 Watts

Evaluaciones	Carga de refrigeración KJ/s	Variable de estudio
		q_w (W)
1	0,00056891	0,107
2	0,00056891	0,107
3	0,00056891	0,107
4	0,00056891	0,107
5	0,00056891	0,109
6	0,00056891	0,109
7	0,00056891	0,107
8	0,00056891	0,107
9	0,00056891	0,107
10	0,00056891	0,109

Fuente: Obtenido del Anexo A.3.5 cuadro N° 04

4.1.2.3. Evaluación de flujo de calor.

Los cuadros N° 09 y N° 10 muestran los resultados

Cuadro N° 09: Flujo de calor ganado por el refrigerante en el evaporador con una carga térmica de refrigeración de 186.47 Watts

Evaluaciones	Carga de refrigeración KJ/s	Flujo másico Kg/s	Variable de estudio
			q_e (W)
1	0,00066943	0,826	0,669
2	0,00066943	0,831	0,669
3	0,00066943	0,831	0,669
4	0,00066943	0,831	0,669
5	0,00066943	0,836	0,669
6	0,00066943	0,831	0,669
7	0,00066943	0,833	0,669
8	0,00066943	0,831	0,669
9	0,00066943	0,831	0,669
10	0,00066943	0,836	0,669

Fuente: Obtenido del Anexo A.3.5 cuadro N° 03

Cuadro N° 10: Flujo de calor ganado por el refrigerante en el evaporador con una carga térmica de refrigeración de 158.47 Watts

Evaluaciones	Carga de refrigeración	Flujo másico Kg/s	Variable de estudio
	KJ/s		q_e (W)
1	0,00056891	0,676	0,569
2	0,00056891	0,676	0,569
3	0,00056891	0,676	0,569
4	0,00056891	0,676	0,569
5	0,00056891	0,677	0,569
6	0,00056891	0,677	0,569
7	0,00056891	0,676	0,569
8	0,00056891	0,676	0,569
9	0,00056891	0,676	0,569
10	0,00056891	0,677	0,569

Fuente: Obtenido del Anexo A.3.5 cuadro N° 04

4.1.2.4. Eficacia del sistema (COP)

Cuadro N° 11: COP al 85 y 100% de la capacidad del compresor

COP al 85% de la capacidad del compresor	COP al 100% de la capacidad del compresor
5,3	4,3
5,3	4,1
5,3	4,1
5,3	4,1
5,2	4,0
5,2	4,1
5,3	4,1
5,3	4,1
5,3	4,1
5,2	4,0

Fuente: Obtenido del Anexo A.3.5 cuadros N° 03 y N° 04

Se tiene que las medias muestrales son:

$$\text{COP al 85\% } \bar{y}_1 = 5.3$$

$$\text{COP al 100\% } \bar{y}_2 = 4.1$$

Por otro lado, $l_{\frac{\alpha}{2}; n_1+n_2-2} = l_{0.025; 18} = 2,10$ y como $|l_0| = 40.22 > l_{0.025; 18} =$

2,10

Entonces se acepta h_1 , esto es, existen diferencias significativas entre las dos medias al nivel de confianza del 95%.(Anexo A.3.3)

4.2. Discusiones

Es importante aclarar que para discutir los resultados del presente trabajo, las tres variables dependientes o factores de estudio:

1. Trabajo suministrado por el compresor al refrigerante (q_w)
2. Flujo de calor intercambiado en el evaporador (q_e)
3. Coeficiente de rendimiento del sistema (COP)

Están dadas por la siguiente formulas:

1. $q_w = m(H_3 - H_2)$
2. $q_e = m(H_2 - H_1)$
3. $COP = \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_2}$

Donde:

- m** = Caudal masico del refrigerante, Kg/s
- H₁** = Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador en KJ/Kg.
- H₂** = Entalpía del refrigerante a la entrada del compresor, KJ/Kg.
- H₃** = Entalpía del refrigerante a la salida del compresor, KJ/Kg.

Se puede observar que el COP es el cociente de q_e entre q_w , al eliminarse el flujo másico, a si mismo las diferencias de H_2 y H_1 entre H_3 y H_2 ; las tres entalpías que contienen los resultados del ciclo termodinámico del sistema del MER.

Puesto que la finalidad del presente trabajo es implementar un modulo para ensayos de refrigeración totalmente operativo y eficiente, por lo mencionado anteriormente, se evaluaron los resultados de las dos evaluaciones COP.

La capacidad del compresor también es la del sistema, y en nuestro sistema se instaló un compresor hermético, reciprocante

Goribar, H (2005:251) dice que la capacidad de un compresor reciprocante al trasportar refrigerante depende del desplazamiento volumétrico (velocidad de desplazamiento de refrigerante en el sistema), la eficiencia volumétrica a considerar para estos compresores esta en el orden del 76% a 90%.

Para nuestro caso evaluamos el desplazamiento volumétrico en el orden del 100% y el 85% cuanto mas sea la velocidad de desplazamiento del refrigerante en volumen mas eficiente será el sistema y este se puede determinar también obteniendo un valor COP. Se comparó la eficiencia del sistema con el COP la potencia nominal y la no nominal del compresor

Comparando la potencia nominal (186.47 W) entre la no nominal (158.47 W) sus promedios COP fueron:

Promedio de un COP al 85% $\bar{y}_1 = 5.3$

Promedio de un COP al 100% $\bar{y}_2 = 4.1$

Puebla, J.J. (2009: 21) con referencia al COP dice: “A mayor capacidad de un compresor, aumenta este valor por cuanto los componentes intrínsecos que consumen energía, tales como fricción, pérdidas de carga, etc. son proporcionalmente menores, así, en pequeños compresores empleados en refrigeración doméstica (con motores de Baja Presión 0.25HP) este valor es del orden de 4 ~ 5, en tanto que en compresores de mayores capacidades, estos valores son típicamente de 10 ~12”.

Por otra parte un compresor medido en condiciones ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) a 60 Hz con una potencia de 1/4 HP son llamados compresores de Baja Presión (LBP). Y sus condiciones de medición de capacidad son:

- ✓ Temperatura de evaporación : -23.3 ° C
- ✓ Temperatura de condensación : 54,4 ° C
- ✓ Temperatura del gas de retorno : 32,2 ° C
- ✓ Temperatura del líquido : 32,2 ° C
- ✓ Temperatura ambiente : 32,2 ° C

Nuestro compresor esta dentro de los compresores de baja presión por su capacidad, según estas condiciones de operación nuestros datos no sobrepasaron estas temperaturas, es por que nuestra temperatura media del ambiente media la año en nuestra región es de 16 ° C al año y en el ambiente de evaluación al día fue de 12.5 ° C.

La razón de analizar estadísticamente las dos muestras de eficiencia de la potencia nominal y no nominal del sistema es demostrar que apesar de observarse la diferencia entre los promedios de las muestras de 1.2 que estas no son producto del azar. Si las diferencia hubieran sido porcentuales, hubiera sido necesario verificar entre una y otra muestra diferencias significativas. En este caso se considero que los datos proceden de una distribución normal, y que el diseño es completamente aleatorio.

Por lo que el contraste de hipótesis es bilateral:

$$h_1 : \mu_1 \neq \mu_2$$

Al comparar dos muestras de igual tamaño se halló el valor de “ t_0 calculada”

$t_0 = 40.22$; remitiéndonos a los valores de la tabla “ t ” se obtuvo:

$$l_{\frac{\alpha}{2}; n_1+n_2-2} = l_{0.025; 18} = 2,10$$

y

$$|t_0| = 40.22 > l_{0.025; 18} = 2,10$$

El valor de 40.22 de “ t_0 calculada” demuestra que cuando estos valores sean menores o cercanas a 0 las diferencias no son significativas, en nuestro caso estadísticamente queda demostrado una diferencia entre los valores de la primera muestra (COP $\bar{y}_1 = 5.3$, 85%) y la segunda muestra (COP $\bar{y}_2 = 4.1$, 100%) con lo que queda demostrado que cuanto menor sea la carga térmica a retirar de un sistema de refrigeración mayor será su eficiencia y menor el consumo de energía.

V. CONCLUSIONES

De la implementación y ensayos de refrigeración se concluyó:

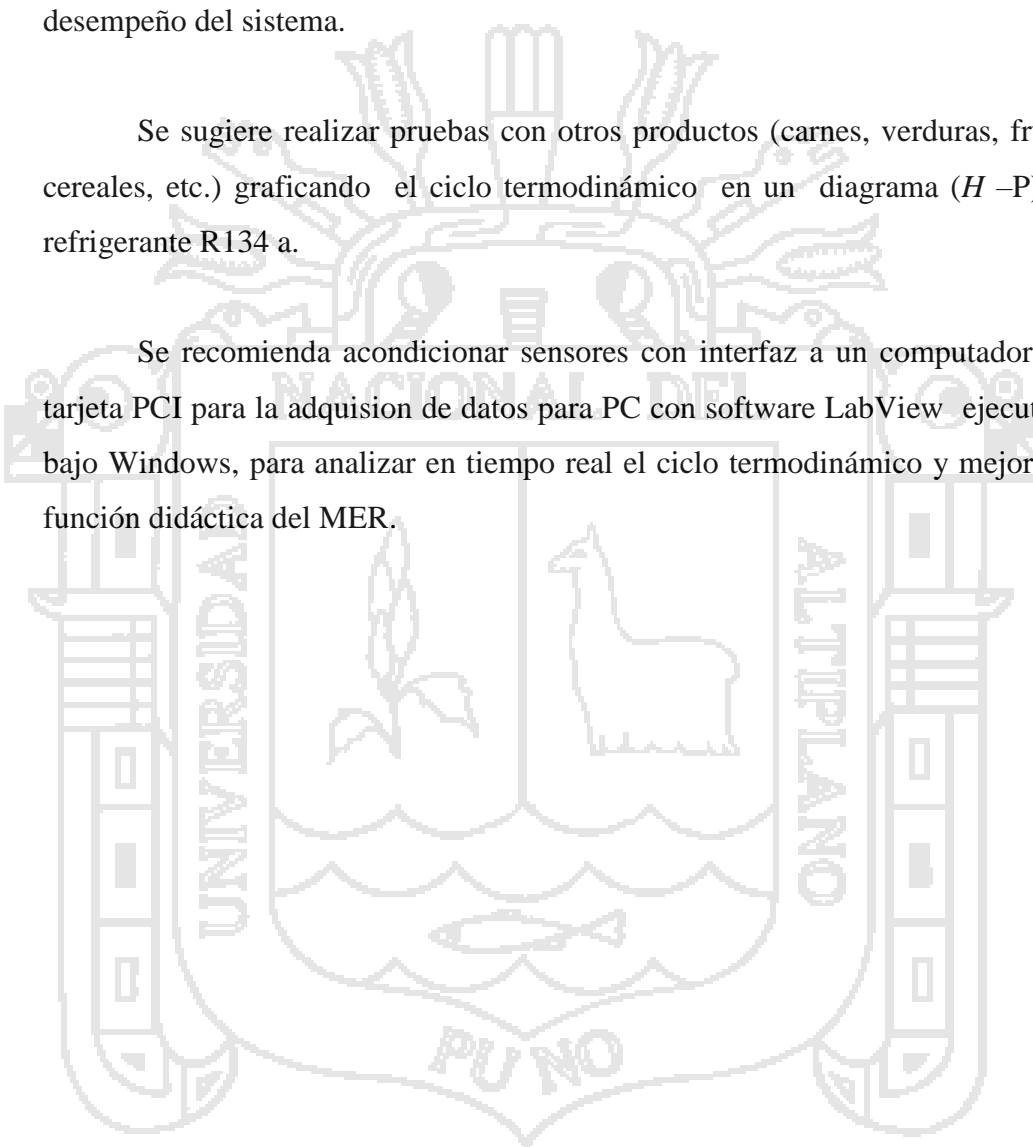
1. El dimensionamiento del sistema del MER (Módulo para Ensayos de Refrigeración) con un motor compresor de 0.25HP opera sin dificultad con la capacidad para extraer calor de hasta 186.47 *Watts*, equivalente a 160.32 Kcal/h. La distribución de componentes en el tablero y bancada son los habituales para ensayar técnicas de refrigeración.
2. Los valores COP (Coeficiente de desempeño) obtenidos al 85 y 100% de la capacidad total del sistema se hallan dentro del rango de 4 a 5 para compresores de baja presión como el que se instaló en el sistema del MER. Por lo tanto el MER trabaja eficientemente operando con su capacidad no nominal (85% de su capacidad total) y su capacidad nominal (100% de su capacidad total), siendo más eficiente el desempeño del sistema cuando está sub cargado (85% de su capacidad total).

IV. RECOMENDACIONES

Es importante seguir los pasos del manual de Operación y mantenimiento del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración) para el buen funcionamiento y desempeño del sistema.

Se sugiere realizar pruebas con otros productos (carnes, verduras, frutas, cereales, etc.) graficando el ciclo termodinámico en un diagrama ($H - P$) del refrigerante R134 a.

Se recomienda acondicionar sensores con interfaz a un computador con tarjeta PCI para la adquisición de datos para PC con software LabView ejecutable bajo Windows, para analizar en tiempo real el ciclo termodinámico y mejorar la función didáctica del MER.



REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Álvarez Gallo Carlos F.;Reina delgado Javier I. (2009) Diseño y Construcción de un Módulo Didáctico de Refrigeración, Tesis de grado, Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería eléctrica y Electrónica. Ecuador

Beltrán Castañón Norman J.; Illacutipa Mamani Juan R.(2002) Diseño, Selección, Montaje e Instalación de un Módulo de Refrigeración y Aire Acondicionado para la C.P.I.M.E. Tesis de Grado, Universidad Nacional del Altiplano, Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Perú.

Bohn (2005) Manual de Ingeniería Frigorífica Bohn, Grupo Frigus Therme. Alemania

Blanco Machín Einar; Rivero González Julio (2010) Análisis Energético de un sistema Frigorífico. Universidad de Pinar del Río, Facultad de Geología Mecánica especialidad de Ingeniería Mecánica. Cuba

Catálogo 2006 Normas Técnicas Peruanas, Tecnología de la Refrigeración, INDECOPI, Perú

Coloma Rodríguez Luis A., (2002) Manual de Capacitación, Buenas Prácticas En Sistemas de Refrigeración INACAP Chile

Chura Vargas Yanet C.,(2005) Evaluar el Sistema de Refrigeración de la Cámara de conservación de Agua de Hielo del Centro de Investigaciones y Servicio C.I.S. Frigorífico de la UNA –PUNO. Tesis de grado, Universidad Nacional del Altiplano, Facultad de Ingeniería Química Perú

Empresa de Generación Eléctrica de San Gabán S.A. (1998) Manual de Equipos de Enfriamiento. Perú

- Hernández Goribar Eduardo, (2005) Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración, Editorial LIMUSA S.A de C.V, México d.f.
- Hernández Valdez José, (1999) Manual de Refrigeración Domestica, Sexta reimpresión, Editorial TRILLAS ,S.A. de C.V, México.
- Jones J.B.; Dugan R.E, (1997) Ingeniería Termodinámica, Editorial PRENTICE HALL, México.
- Puebla Jorge Alberto, FONDOIN (2009) Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración, Imprenta Negrín Central, C.A. Venezuela
- Montgomery Douglas C., traducido por Rodolfo Piña García (2006) Probabilidad y Estadística Aplicada a la Ingeniería, Editorial LIMUSA S.A de C.V, México d.f.
- Pita Edward G. (1991), Principios y Sistemas de refrigeración, Editorial LIMUSA S.A de C.V, México d.f.
- Rodríguez Valdés Yaquelin, (2005), Compresores utilizados en la refrigeración doméstica. Calidad y fiabilidad, Instituto Politécnico Nacional de México, D.F. México.
- Rodríguez Rodríguez Ernesto, (2005), Los Refrigerantes en las Instalaciones Frigoríficas, Editorial THOMSON EDITORES SPAIN PARANINFO,S.A, España
- Roy J.; Dossat (1998), Principios de Refrigeración. Décima octava reimpresión, Compañía Editorial Continental S.A. de C.V México D.F.

Valycontrol S.A DE CV. (2000) Manual Técnico de Refrigeración Industrial Sudamericana de seguros S.A.(2002), Manual de Mantenimiento de Componentes de Frío.

Singh R. Paul y Heldman Dennis R. (2009) Introducción a la Ingeniería de los Alimentos, Segunda edición, Editorial ACRIBIA, S.A. Zaragoza-España.

Stoecker W.F., traducido por José Seijas Domínguez (1965), Refrigeración Y Acondicionamiento De Aire, Ediciones del castillo S.A. Madrid – España.

BIBLIOGRAFIA ELECTRONICA

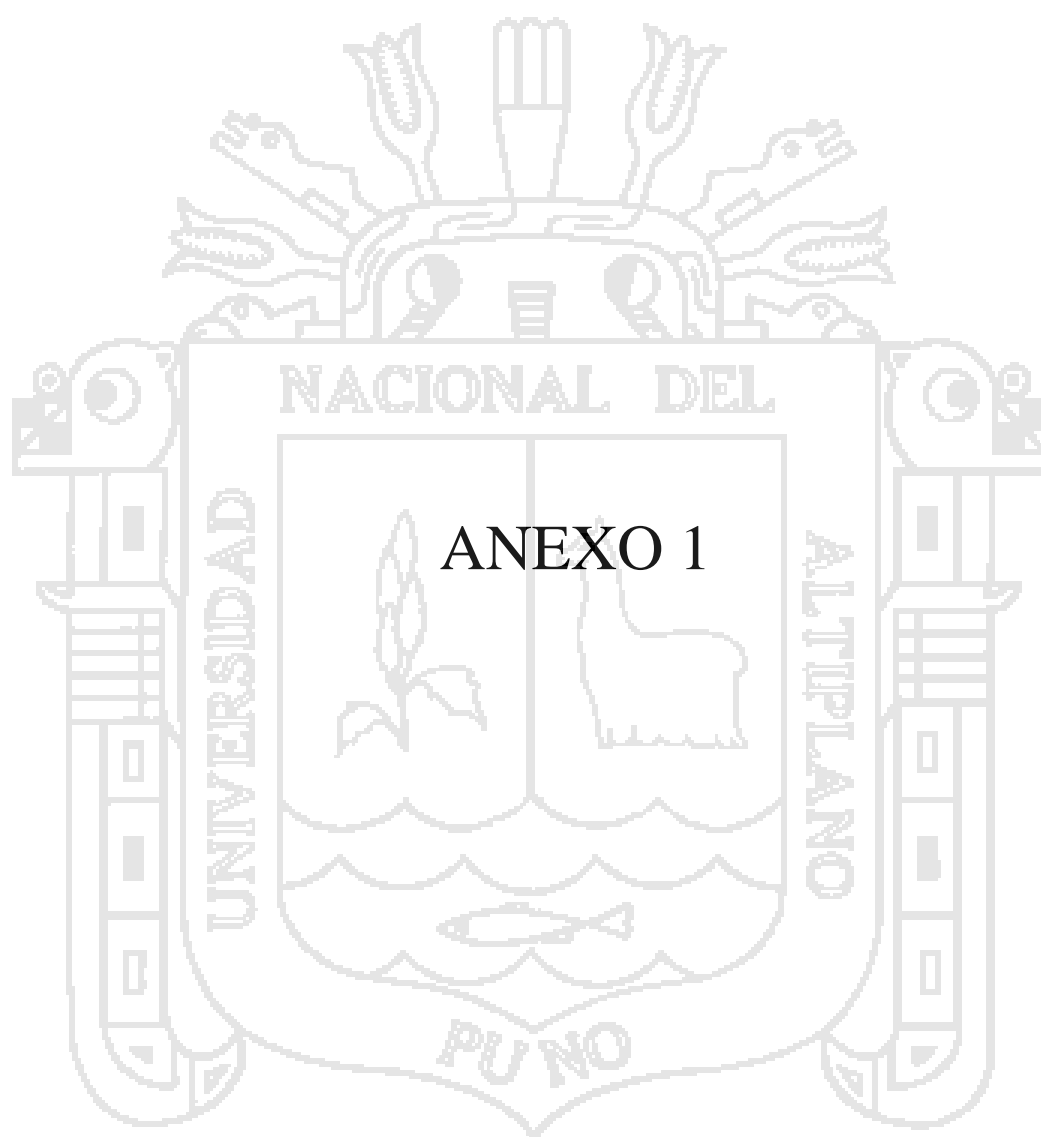
Foro frío (2008). Blog biblioteca de refrigeración. (On line). <<http://www.forofrio.com>> (10 de Setiembre 2010)

MOGOF,S.A. \de C.V. (2010) Instrumentos y herramientas para refrigeración y aire acondicionado. (On Line) <http://avaly.com.mx> (20 de agosto 2011)

Tirawanti Eduardo (2005) Maquinas eléctricas (On line) <<http://www.stilar.net>> (17 de Julio 2010)



ANEXOS



NOMENCLATURA:

COP	=	Coficiente de performance
q_w	=	Potencia suministrado al refrigerante en el compresor, kW
q_e	=	Flujo de calor intercambiado en el evaporador , kW
H_3	=	Entalpía del refrigerante a la salida de la compresión en KJ/Kg.
H_2	=	Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador en KJ/Kg.
H_1	=	Entalpía del refrigerante a la salida del condensador en KJ/Kg.
m	=	Flujo masico del refrigerante en Kg/s
A	=	Área de la superficie de la pared externa, m ²
U	=	Coficiente Global de transmisión de calor, Kcal/(m ² h.°C)
T_{eR}	=	Temperatura ambiente media °C
T_{iR}	=	Temperatura del espacio refrigerado °C
h_e	=	Coficiente de <i>transferencia</i> de calor por convección cara externa Kcal/(m ² h.°C)
h_i	=	Coficiente de transferencia de calor por convección cara interna Kcal/(m ² h.°C)
x_1	=	Espesor del material que compone recinto m
k_1	=	Coficiente de transferencia de calor porconducción en función al tipo de material, Kcal/(m ² h.°C)
Q_T	=	Carga térmica total (Kcal/h)
Q	=	Cantidad de calor transferido por paredes (Watts)
Q_{PP}	=	Carga Térmica de la Pared Posterior Kcal./h
Q_{PL}	=	Carga Térmica de la Paredes Laterales Kcal./h
Q_{PT}	=	Carga Térmica de la Pared del Techo Kcal./h
Q_{PP}	=	Carga Térmica de la Pared del Piso Kcal./h
Q_{PP}	=	Carga Térmica de la Puerta Kcal./h
Q_2	=	Carga térmica debido a las necesidades de renovación de aire (Watts)
$Q_{2.1}$	=	Carga térmica debido a las renovaciones térmicas de aire (Watts)
$Q_{2.2}$	=	Carga térmica debido a las renovaciones equivalentes (Watts)

$Q_{2,2}$	=	Carga térmica debido a las renovaciones equivalentes (Watts)
Q_3	=	Carga térmica debido a la refrigeración de congelación (Watts)
$Q_{3.1}$	=	Carga térmica de refrigeración del producto (Watts)
$Q_{3.2}$	=	Carga térmica de congelación (Watts)
$Q_{3.3}$	=	Carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación
Q_4	=	Carga térmica debido a las necesidades de conservación (Watts)
Q_5	=	Carga térmica debido al calor desprendido por ventiladores (Watts)
Q_6	=	Carga térmica debido al calor desprendido por operarios en la cámara (Watts)
Q_7	=	Carga térmica debido a las necesidades por iluminación (Watts)
Q_8	=	Carga térmica debido a las necesidades por pérdidas diversas (Watts)
ρ_a	=	Densidad media del aire
Δh	=	Diferencia de entalpías entre el aire interior y exterior (Kcal/Kg)
V_a	=	Volumen de aire que permite el recinto frigorífico (m^3/s)
A	=	Área de la puerta m^2
H	=	Altura de la puerta m
ρ_i	=	Densidad del aire interior (Kg/m^3) °C
ρ_e	=	Densidad del aire exterior (Kg/m^3) °C
m	=	Masa del producto a refrigerar Kg/h
Cp_1	=	Calor específico del producto antes de su congelación (Kcal/Kg°C)
T_i	=	Temperatura de entrada del producto °C
T_c	=	Temperatura de conservación del producto °C
L_c	=	Latente de congelación (Kcal/Kg)
Cp_2	=	Calor específico del producto después de su congelación (Kcal/Kg°C)
T_g	=	Temperatura de congelación del producto °C
T_f	=	Temperatura de conservación del producto en estado congelado °C
Cr	=	Calor de respiración del producto
P	=	Potencia unitaria del motor (Hp)

N	=	Numero de horas de funcionamiento de los motores al día
n	=	Numero de personas en el recinto
C	=	Calor emitido por cada operario Kcal./h
N	=	Tiempo de permanencia en el interior de la cámara por la apertura de la puerta al día (horas /día)
P	=	Potencia de Luminarias (0) (Watts)
N	=	Tiempo de Funcionamiento (0)(h/día)
α	=	Coficiente equivalente a las perdidas (0.05)
T_c	=	Temperatura de condensación del sistema
T_a	=	Temperatura media del espacio a refrigerar.
DT_c	=	Diferencia de temperatura entre la temperatura de BS del aire a la entrada y la temperatura del refrigerante dentro del condensador.
T_e	=	Temperatura de evaporación del sistema
DT_e	=	Diferencia de temperatura entre la temperatura de BS del aire a la salida y la temperatura del refrigerante dentro del evaporador.
T_a	=	Temperatura media del espacio a refrigerar.
T_{vs}	=	Temperatura del vapor sobrecalentado.
T_c	=	Temperatura de condensación de diseño.
V_c	=	Desplazamiento teórico del compresor, m ³ /s.
u	=	Volumen especifico del refrigerante en el compresor, m ³ /Kg.
BS	=	Bulbo Seco del aire
\bar{y}_1	=	Promedio COP al 85%
\bar{y}_2	=	Promedio COP al 100%
n_1	=	Tamaño de muestra del COP al 85%
n_2	=	Tamaño de muestra del COP al 85%
s_1^2	=	Varianza del COP al 85%
s_2^2	=	Varianza del COP al 100%

MANUAL DE OPERACIONES Y MANTENIMIENTO

Facultad de Ciencias Agrarias
E.P. de Ing. Agroindustrial

Modulo para Ensayos de Refrigeracion Industrial



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE CIENCIAS AGRARIAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA AGROINDUSTRIAL

MODULO PARA ENSAYOS DE REFRIGERACION INDUSTRIAL

I. OPERACIONES DEL SISTEMA (MERI)

1.1 Precauciones antes de la puesta en marcha.

Verificar visualmente las condiciones del equipo antes de conectar a la toma de fuente de energía de 220 Voltios.

Verificar que las presiones de los manómetros se encuentren por encima de 0.276 Mpa (40 PSI).

Verificar que las válvulas manuales estén totalmente abiertas

1.2 Procedimiento de operación del sistema.

Antes de energizar el tablero de control y mando verificar que el interruptor **(I1)** de arranque del compresor este apagado (presionado hacia abajo).

Energizar el de control y mando conectando la fuente de alimentación al tomacorriente de 220 v. para luego accionar el interruptor **(I)** y verificar que el voltaje de la red sea aceptable. (nota: solo el Led **(I2)** se encenderá)

Encender el interruptor **(I1)** esto pondrá en funcionamiento el compresor y por ende el sistema estará operando, al encenderse la luz del Led **(I2, I3, I4, I5)**

Para simular falla en el evaporador de congelación apagar el interruptor **(I2)**

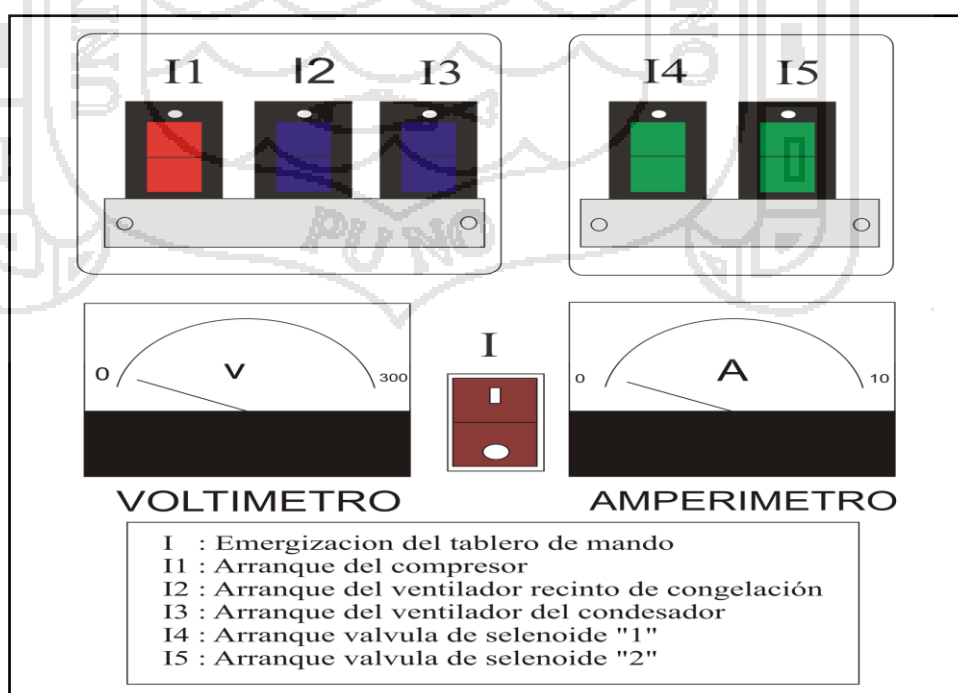
(Vuelva a su posición una vez simulada la falla)

Para simular falla en el condensador de congelación apagar el interruptor **(I3)** (Vuelva a su posición una vez simulada la falla)

Para simular falla en el por obstrucción en la línea del recinto de congelación, apagar el interruptor **(I4)** (Vuelva a su posición una vez simulada la falla)

Para simular falla en el por obstrucción en la línea del recinto de refrigeración, apagar el interruptor **(I5)** (Vuelva a su posición una vez simulada la falla).

Tablero de control y mando del MERI



II. MANTENIMIENTO DEL SISTEMA

El mantenimiento del sistema se realiza cada tres meses revisando su estructura, presiones del gas y estado físico de los diferentes aparatos que componen el modulo.

Revisar las conexiones de los componentes eléctricos, verificar el buen contacto de los bornes de alimentación eléctrica del compresor y comprobar con un multímetro la continuidad de las bobinas del compresor.

Verifique que no haya fugas en los empates de las tuberías con los accesorios, las fugas se ayudan de una esponja y espuma de jabón o detergente, esta espuma se aplica a los diferentes puntos y uniones. Si no hay fuga no formara burbujas.

Compruebe la exactitud de los manómetros, verificando que este marque cero cuando el sistema se encuentre si gas refrigerante.

Observar el funcionamiento del ventilador cada tres meses de uso, verificando la continuidad de sus bobinas.

2.1. Mantenimiento preventivo.

Con una escobilla limpie el condensador para eliminar acumulación de polvo, lo mismo en los serpentines de los recintos de congelación si hubiera.

Mantener limpio las superficies del sistema. Para cambio de filtro, cambio de aceite, carga de gas refrigerante; consulte con un técnico especialista para tal efecto.



Modulo para
Ensayos de

Refrigeracion Industrial

GUIA DE PRACTICAS DE LABORATORIO

Facultad de Ciencias Agrarias
E.P. de Ing. Agroindustrial





UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE CIENCIAS AGRARIAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA AGROINDUSTRIAL

MODULO PARA ENSAYOS DE REFRIGERACION

CICLO TERMODINAMICO DE REFRIGERACIÓN

I OBJETIVO:

1.1 OBJETIVOS GENERALES:

Analizar el funcionamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- ✓ Identificar el proceso de un ciclo termodinámico de refrigeración y sus componentes.
- ✓ Hallar el Coeficiente de Performance de un Ciclo de Refrigeración.
- ✓ Determinar el flujo másico y el trabajo mecánico del compresor.
- ✓ Determinar el Efecto refrigerante y el calor de rechazo por efecto de condensación.
- ✓ Indicar medidas de ahorro de energía en Ciclo de Refrigeración.

TIEMPO: 2 horas

II. EQUIPOS Y MATERIALES:

1. Modulo para ensayos de refrigeración industrial
2. Diagramas de presión – entalpía
3. Guía impresa
4. Tablas de refrigerante.

2.1. COMPONENTES Y DISPOSITIVOS DEL EQUIPO DEL MODULO

- ✓ 01 Motor compresor 0.25 HP (186.47 W)
- ✓ 02 serpentines de expansión directa (recintos de congelación y refrigeración)
- ✓ 02 válvulas de expansión termostáticas
- ✓ 02 válvulas de solenoide
- ✓ 01 botella (recibidor de liquido)
- ✓ 03 válvulas de paso y retención manuales
- ✓ 01 filtro secador roscable
- ✓ 02 visores liquido- vapor

2.2. SEGURIDAD

- ✓ Antes de poner en marcha el Modulo para Ensayos de Refrigeración (MER) repase las indicaciones del manual de operación.
- ✓ Tenga precaución en la operación del MER y verifique que los led's de los interruptores estén encendidos.

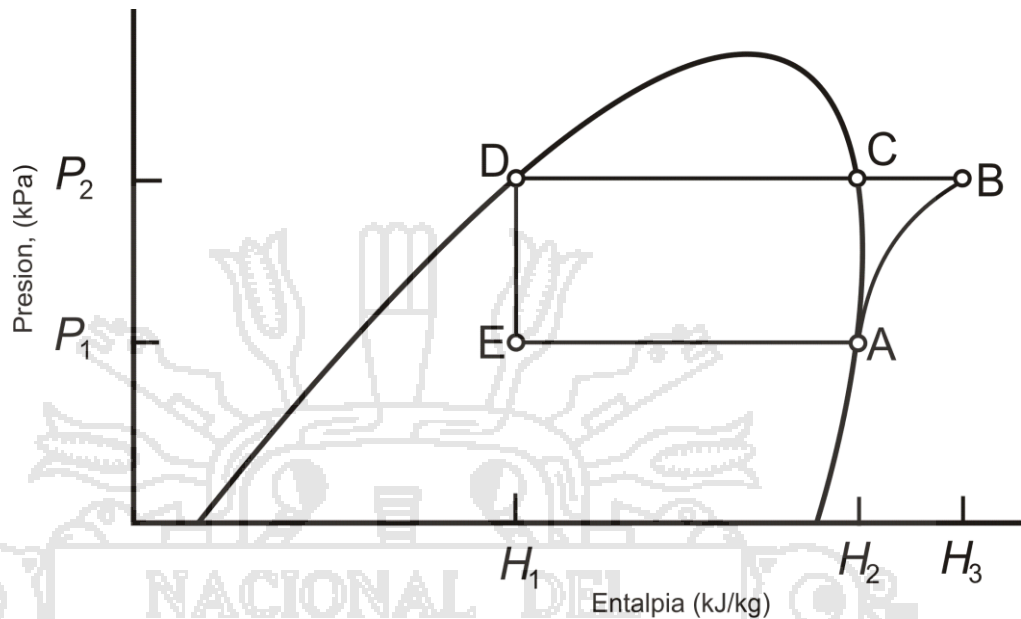
2.3. RECONOCIMIENTO GENERAL DEL SISTEMA

En la siguiente página identifique y describa la función de cada uno de los componentes y dispositivos del sistema.

Identifique los componentes del sistema de refrigeración MERI



2.4. PARÁMETROS DE CONTROL PARA LA EXPERIMENTACION



EFFECTO REFRIGERANTE:

El aumento de la entalpia del refrigerante en el evaporador se conoce como efecto refrigerante (E.R) y se expresa en BTU/lb. o KJ./Kg.

Estará dado por:

$$ER = H_2 - H_1$$

Donde:

H_2 = Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador, evaluado como vapor saturado a la presión de baja.

H_1 = Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador, evaluado a la presión de baja, es también la entalpia del punto de liquido saturado a la salida del condensador.

FLUJO MÁSIICO DEL REFRIGERANTE:

El flujo másico que circula a través de un sistema con el fin de producir una capacidad dada de refrigeración, se puede hallar como se indica a continuación:

$$M = Q / E.R$$

Donde:

M = flujo másico en Lb/min o Kg/min.

Q = Capacidad de refrigeración del sistema

$E.R$ = Efecto Refrigerante.

(sin carga térmica, $Q_p = 0.0002458 \text{ KJ} / s$ equivalente a 68.40 W que es la carga de refrigeración sin producto del recinto de congelación del MER)

TRABAJO DE COMPRESIÓN:

Cuando se comprime el refrigerante, aumenta su presión, temperatura y entalpía (KJ/Kg).

$$W_c = H_3 - H_2$$

Donde:

W_c = Trabajo de compresor.

H_2 = Entalpía a la entrada del compresor, se asume en el punto de vapor saturado a la presión de baja.

H_3 = Entalpía a la salida del compresor, idealmente se asume que es un proceso isentrópico $S = \text{cte}$, evaluando la entropía en el punto "A" y con una cruce de esta isentrópica, con el valor de la presión de alta en la zona de vapor sobrecalentado se puede obtener este valor H_3

POTENCIA TEORICA DEL COMPRESOR:

Generalmente más conviene determinar la cantidad de potencia necesaria para accionar el compresor, que determinar el trabajo requerido. Esta potencia se puede hallar a partir del trabajo de compresión y del flujo másico, utilizando la siguiente ecuación:

$$P = W_c * M$$

Donde:

P = Potencia teórica requerida por el compresor

W_c = Trabajo de compresor.

M = flujo másico

Es conveniente siempre expresarlo en términos de caballos de fuerza. Resulta también conveniente determinar la potencia requerida en caballos por tonelada de refrigeración, a fin de poder comparar el efecto que se obtiene al operar bajo condiciones diferentes.

CALOR DE RECHAZO:

El calor de rechazo (C.R) se define como la cantidad de calor removido por libra de refrigerante en el condensador.

Esta generalmente es mayor al Efecto refrigerante ya que el punto D es más distante que el punto C hacia la derecha

$$\mathbf{C.R = H_3 - H_1}$$

La cantidad de calor de rechazo del condensador se obtiene por la siguiente ecuación:

$$\mathbf{Q_p = M * (H_3 - H_1)}$$

Esta cantidad de calor nos permitirá dimensionar la superficie de transferencia de calor del condensador y la masa del fluido refrigerante.

COEFICIENTE DE REFRIGERACIÓN:

También llamado Coeficiente de Performance o Rendimiento COP Es la comparación entre el Efecto Refrigerante y el Trabajo del compresor.

$$\mathbf{COP = E.R / W}$$

En un primer análisis podemos decir que un COP mayor, indica que se obtiene mayor E.R, con menos trabajo mecánico del compresor, mientras que un COP menor, indica que se obtiene menos E.R con mayor trabajo del compresor.

TON. DE REFRIGERACIÓN:

Es la cantidad necesaria absorbida por una tonelada de agua a 32°F y 14.7 psi , en la conversión de un liquido puro a solido (hielo) durante un periodo de 24 horas.



Se requieren 144 BTU para convertir 1 Lib de agua líquida saturada a 32°F y 14.7 Psi en hielo a 32°F. Por consiguiente 1 TON de refrigeración es:

$$144 \text{ BTU/Lb} * 2000 \text{ Lb/TON} * 1/24 \text{ horas} = 12000 \text{ BTU/h} = 200 \text{ BTU/min}$$

III. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL Y DATOS POR CONSIGNAR:

1. Verificar que el Equipo esta operando en perfectas condiciones , encenderlo y dejarlo que ingrese a un etapa de régimen normal de trabajo ,15 minutos
2. Tomar lecturas de :
 - a. Presión de Alta.
 - b. Presión de Baja.
 - c. Temperatura en el evaporador, cámara interna.
 - d. Corriente.
 - e. Temperatura ambiental.
3. Realizar la misma toma de datos cada 4 minutos (incluyendo los valores iniciales), ejecutando un total de ____ mediciones. Presentando el siguiente cuadro :

Cuadro N° 1: Control de lectura de datos

	1	2	3	4	5	6	7	8
Hora								
presión de Alta								
presión de Baja								
Temperatura								
Tensión (V)								
Corriente(A)								

4. Apagar el equipo y dejar la zona de trabajo correctamente limpia.
5. Se puede realizar las operaciones agregando carga al recinto de congelamiento, tal como alimentos hidrobiológicos.
- 6.

IV. CUESTIONARIO:

1. Construir el Ciclo termodinámico de los ensayos realizados a través de un Diagrama P vs H (Tomar un valor característicos o promedio de los 8 ensayos realizados) Detallando los valores de entalpia, y presión en los 4 puntos del proceso.
2. Hallar los valores de :
 - ✓ **E.R** = **Efecto Refrigerante.**
 - ✓ **W** = **Trabajo del Compresor.**
 - ✓ **M** = **Masa del refrigerante.**
 - ✓ **C.R** = **Calor de Rechazo.**
 - ✓ **P** = **Potencia teórica del compresor.**
 - ✓ **COP** = **Coefficiente de Performance.**

Presentar los valores en una Tabla de Resultados.

3. Comparar la potencia teórica del Compresor P , con la Potencia en función a los parámetros eléctricos V (Tensión) y A (Corriente). Comentar resultados. ¿Se podría determinar la eficiencia del compresor?
4. Investigar acerca de las propiedades fisicoquímicas del Refrigerante Ecológico R 134-A
5. Investigar acerca de las metodologías existentes para mejorar las características de Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.
6. Que hubiese sucedido con el **COP.**, **E.R** y el **C.R.** si en vez de utilizar R-134 A, se hubiese utilizado Refrigerante R-404, R-22 o Amoniaco, representar datos en un cuadro comparativo.

IX BIBLIOGRAFÍA:

- Guía de laboratorio (2005) Laboratorio del Ingeniero Mecánico II. FIM-
Universidad Nacional de Ingeniería, Perú.

Guía de laboratorio (2009) Laboratorio de Termodinámica. Pontificia universidad católica. Perú.

Pita Edward G. (1991), Principios y Sistemas de refrigeración, Editorial LIMUSA S.A de C.V, México d.f.





A.2.1

TABLA N° 01: Coeficientes de convección para algunos casos particulares

Condiciones	Posición de la superficie	Flujo térmico	Coefficiente de convección (Kcal/m² h °C)
Aire en calma	Horizontal	Ascendente	8
	Inclinada a 45°	Ascendente	8
	vertical	Horizontal	7
	Inclinada a 45°	Descendente	6.5
	Horizontal	Descendente	5
Viento de 12 Km/h	Cualquier posición	En cualquier dirección	20
Viento de 24 Km/h	Cualquier posición	En cualquier dirección	29

Fuente: Sánchez, T (2001)

A.2.2

TABLA N° 02: **Coefficiente de transmisión de calor y densidades de los materiales aislantes**

Aislante	Coefficiente de transmisión de calor por conducción (Kcal/m h °C)	Densidad (Kg/m³)
Algodón	0.047	81
Corcho expandido puro	0.035	150
Corcho granulado	0.050	124
Fibra de madera aglomerada	0.1	380
Fibra de madera en copos, exp.	0.33	24-32
Fibra mineral (de 0°C a + 30°C)	0.22 – 0.038	40-150
Fieltro	0.031	270
Kieselguhr	0.064	350
Lana	0.033	136
Lana vegetal	0.04	150
Lana de escoria	0.035	110
Lana de roca	0.03	120
Lana de vidrio	0.04	100
Poliestireno expandido	0.023 – 0.030	16-40
Poliestireno extruido	0.023 – 0.030	28-40
Polisocianurato, espuma	0.022	35
Poliuretano expandido	0.025 – 0.028	30-60
Polivinilo expandido	0.024 – 0.030	30-100
Vermiculita expandida	0.030	120
Vidrio	0.038	160

Fuente: Sánchez, T. (2001)

A.2.3

TABLA N° 03: **Numero de renovaciones de aire diarias por apertura de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y su nivel de temperatura.**

Volumen de la cámara (m ³)	Renovaciones de aire diarias		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diarias	
	t > 0° C	t < 0° C		t > 0° C	t < 0° C
2.5	70	52	100	9	6.8
3.0	63	47	150	7	5.4
4.0	53	40	200	6	4.6
5.0	47	35	250	5.3	4.1
7.5	38	28	300	4.8	3.7
10.0	32	24	400	4.1	3.1
15.0	28	19	500	3.6	2.8
20	22	16.5	600	3.2	2.5
25	19.5	14.5	80	2.8	2.1
30	17.5	13.0	1000	2.4	1.9
40	15.0	11.5	1500	1.95	1.5
50	13.0	10.0	2000	1.65	1.3
60	12.0	9.0	2500	1.45	1.1
80	10.0	7.7	3000	1.30	1.05

Fuente: Sánchez, T. (2001)

A.2.4

TABLA N° 03: Calor específico, composición temperatura de congelación y de almacenamiento, volumen de almacenamiento, movimiento de aire.

Producto	CALOR ESPECIFICO kcal/kg °C (a)		CALOR LATENTE DE FUSIÓN kcal/kg (b)	PUNTO DE CONGEL. MAS ALTO °C	CONT. DE HUMEDAD %	ALMACENAJE CORTO			ALMACENAJE PROLONGADO				
	ARRIBA DEL PUNTO DE CONGEL.	ABAJO DEL PUNTO DE CONGEL.				TEMP. °C	% h.r. MIN. MAX	CALOR DE RESPIRACION kcal/kg DIA	TEMP. °C	% h.r. MIN. MAX	CALOR DE RESPIRACION kcal/kg DIA	VIDA DE ALMACENAMIENTO APROX.	
Pollo	0.80	0.42	58.9	-2.8(c)	74.0	-2	85 - 90	-	-	-	-	-	10 días
Ganso	0.58	0.35	38.3	-2.2	48.0	-2	85 - 90	-	-	-	-	-	10 días
Pavo	0.66	0.38	45.6	-2.2	57.0	-2	85 - 90	-	-	-	-	-	10 días
Aves Congeladas	0.80	0.42	63.3	-2.8(c)	77.0	-2	85 - 90	-	-	-	-	-	10 días
Alcachofas	0.87	0.45	66.7	-1.2	83.7	4	90 - 95	4.0	-0.5	90 - 95	2.8	1-2	Seman
Espárragos	0.94	0.48	74.5	-0.7	93.0	0	85 - 90	.47	0	85 - 90(h)	0.5	3-4	seman.
Habas	0.73	0.40	52.2	-0.6	66.5	4	85 - 90	4.0	0	85 - 90(h)	2.7	1-2	seman.
Hielo	1.00	0.48	80	0.0	100	-6	85 - 90	-	-8	-	-	-	6-8 meses

Fuente: Adaptado de Sánchez, t. (2001); Valycontrol S. A.



A.2.5

TABLA N° 04: **Propiedades del líquido y vapor saturados para el R-134a R-134a, CH₂F-CF₃, 1,1,1,2-Tetrafluoretano**

t (°C)	P (kPa)	ρ _l (kg/ m ³)	v _g (m ³ /kg)	h _l (kJ/kg)	h _g (kJ/kg)	s _l (kJ/kg·K)	s _g (kJ/kg·K)
-50	29.5	1446.3	0.6056	35.7	267.6	0.741	1.780
-48	33.1	1440.6	0.5436	38.2	268.9	0.752	1.777
-46	37.0	1434.9	0.4891	40.6	270.2	0.763	1.774
-44	41.4	1429.2	0.4410	43.1	271.5	0.774	1.770
-42	46.1	1423.5	0.3985	45.6	272.7	0.785	1.767
-40	51.2	1417.7	0.3608	48.1	274.0	0.796	1.764
-38	56.9	1411.9	0.3273	50.7	275.3	0.806	1.761
-36	62.9	1406.1	0.2975	53.2	276.5	0.817	1.759
-34	69.6	1400.2	0.2709	55.7	277.8	0.828	1.756
-32	76.7	1394.3	0.2471	58.2	279.1	0.838	1.754
-30	84.4	1388.4	0.2258	60.8	280.3	0.849	1.751
-28	92.8	1382.4	0.2067	63.3	281.6	0.859	1.749
-26	101.7	1376.5	0.1895	65.9	282.8	0.869	1.747
-24	111.4	1370.4	0.1739	68.5	284.1	0.880	1.745
-22	121.7	1364.4	0.1600	71.1	285.3	0.890	1.743
-20	132.8	1358.3	0.1473	73.6	286.5	0.900	1.741
-18	144.7	1352.1	0.1358	76.2	287.8	0.910	1.740
-16	157.4	1345.9	0.1254	78.8	289.0	0.921	1.738
-14	170.9	1339.7	0.1160	81.4	290.2	0.931	1.736
-12	185.4	1333.4	0.1074	84.1	291.4	0.941	1.735
-10	200.7	1327.1	0.0995	86.7	292.7	0.951	1.733
-8	217.1	1320.8	0.0924	89.3	293.9	0.961	1.732
-6	234.4	1314.3	0.0858	92.0	295.1	0.971	1.731
-4	252.9	1307.9	0.0798	94.6	296.2	0.980	1.729
-2	272.4	1301.4	0.0743	97.3	297.4	0.990	1.728
0	293.0	1294.8	0.0693	100.0	298.6	1.000	1.727
2	314.8	1288.1	0.0646	102.7	299.8	1.010	1.726
4	337.9	1281.4	0.0603	105.4	300.9	1.019	1.725
6	362.2	1274.7	0.0564	108.1	302.1	1.029	1.724
8	387.9	1267.9	0.0528	110.8	303.2	1.039	1.723
10	414.9	1261.0	0.0494	113.6	304.3	1.048	1.722
12	443.3	1254.0	0.0463	116.3	305.4	1.058	1.721
14	473.2	1246.9	0.0434	119.1	306.5	1.068	1.720
16	504.6	1239.8	0.0407	121.9	307.6	1.077	1.720
18	537.5	1232.6	0.0383	124.7	308.7	1.087	1.719
20	572.1	1225.3	0.0360	127.5	309.7	1.096	1.718
22	608.3	1218.0	0.0338	130.3	310.8	1.106	1.717
24	646.2	1210.5	0.0318	133.1	311.8	1.115	1.716
26	685.8	1202.9	0.0300	136.0	312.8	1.125	1.716
28	727.3	1195.2	0.0282	138.8	313.8	1.134	1.715
30	770.6	1187.5	0.0266	141.7	314.8	1.143	1.714
32	815.9	1179.6	0.0251	144.6	315.8	1.153	1.714
34	863.1	1171.6	0.0237	147.5	316.7	1.162	1.713
36	912.4	1163.4	0.0224	150.5	317.6	1.172	1.712
38	963.7	1155.2	0.0211	153.4	318.5	1.181	1.712
40	1017.1	1146.7	0.0200	156.4	319.4	1.190	1.711
42	1072.8	1138.2	0.0189	159.4	320.3	1.200	1.710
44	1130.7	1129.5	0.0178	162.4	321.1	1.209	1.710
46	1190.9	1120.6	0.0169	165.5	321.9	1.219	1.709
48	1253.6	1111.5	0.0159	168.5	322.7	1.228	1.708
50	1318.6	1102.3	0.0151	171.6	323.4	1.237	1.707
52	1386.2	1092.9	0.0143	174.7	324.1	1.247	1.706
54	1456.3	1083.2	0.0135	177.9	324.8	1.256	1.705
56	1529.0	1073.4	0.0128	181.1	325.4	1.266	1.704
58	1604.5	1063.2	0.0121	184.3	326.0	1.275	1.703
60	1682.8	1052.9	0.0114	187.5	326.6	1.285	1.702
62	1763.8	1042.2	0.0108	190.8	327.1	1.294	1.701
64	1847.9	1031.3	0.0102	194.1	327.6	1.304	1.700
66	1934.9	1020.0	0.0097	197.4	328.0	1.314	1.699
68	2025.0	1008.3	0.0091	200.8	328.3	1.323	1.697
70	2118.2	996.3	0.0086	204.3	328.6	1.333	1.695

Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa, J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 23, No. 5, 1994.

A.2.6

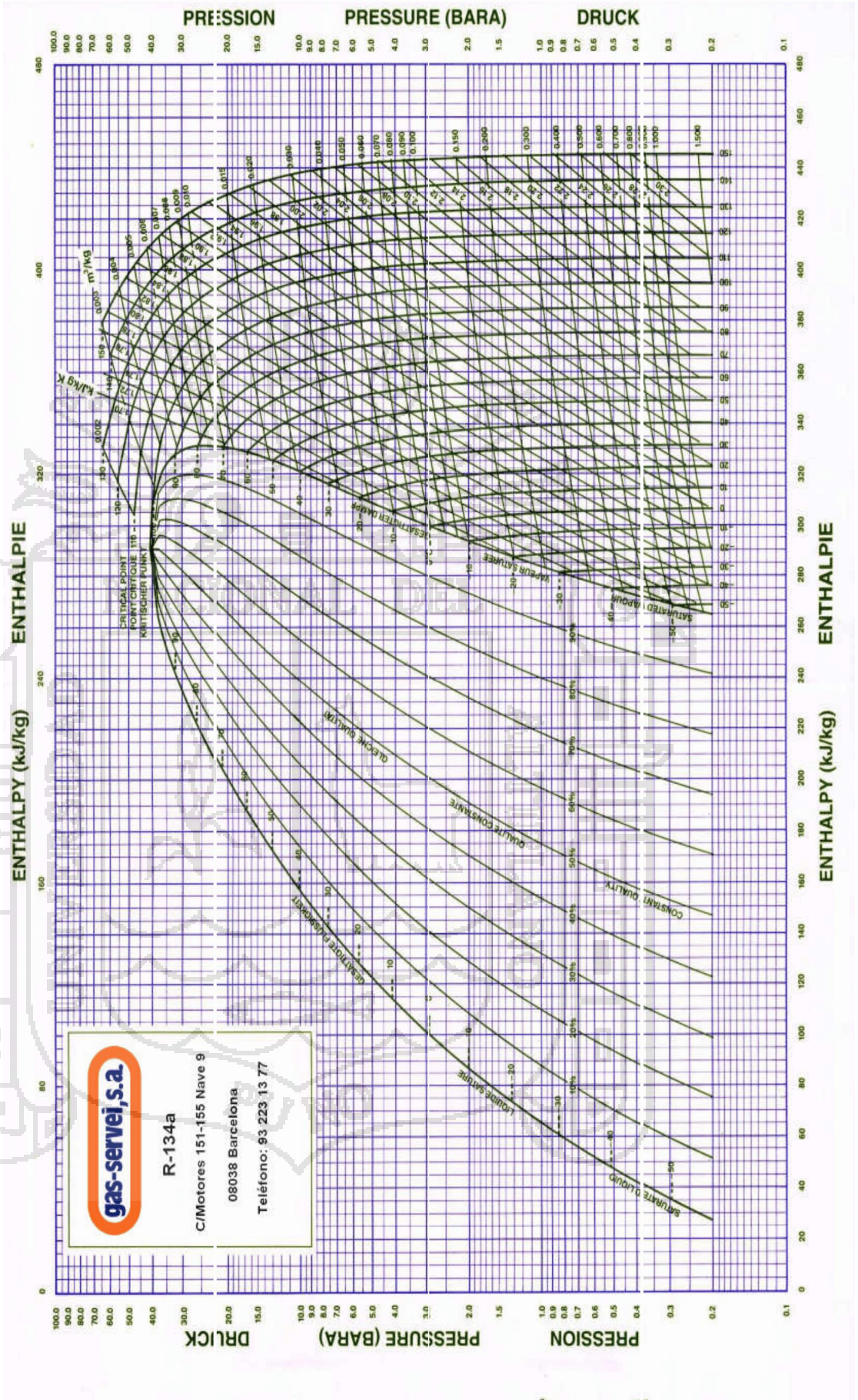
TABLA N° 05: **Propiedades termodinámicas del aire a baja presión**

T (°K)	H (Kj/Kg)	Pr	μ (KJ/Kg)	Vr	S (KJ/Kg°K)
100	99.76	0.02990	71.06	2230.0	1.4143
110	109.77	0.04171	78.20	1758.4	1.5098
120	119.79	0.05652	85.34	1415.7	1.5971
130	129.81	0.07474	92.51	1159.8	1.6773
140	139.84	0.09681	99.67	964.2	1.7515
150	149.86	0.12318	106.81	812.0	1.8206
160	159.87	0.15431	113.95	691.4	1.8853
170	169.89	0.19068	121.11	594.5	1.9461
180	179.92	0.23279	128.28	515.6	2.0033
190	189.94	0.28114	135.40	450.6	2.0575
200	199.96	0.33630	142.56	396.6	2.1088
210	209.97	0.39870	149.70	351.2	2.1577
220	219.99	0.46900	156.84	312.8	2.2043
230	230.01	0.54770	163.98	280.0	2.2489
240	240.03	0.63550	171.15	251.8	2.2915
250	250.05	0.73290	178.29	227.45	2.3325
260	260.09	0.84050	185.45	206.26	2.3717
270	270.12	0.95900	192.59	187.74	2.4096
280	280.14	1.08890	199.78	171.45	2.4461
290	290.17	1.23110	206.92	157.07	2.4813
300	300.19	1.38600	214.09	144.32	2.5153

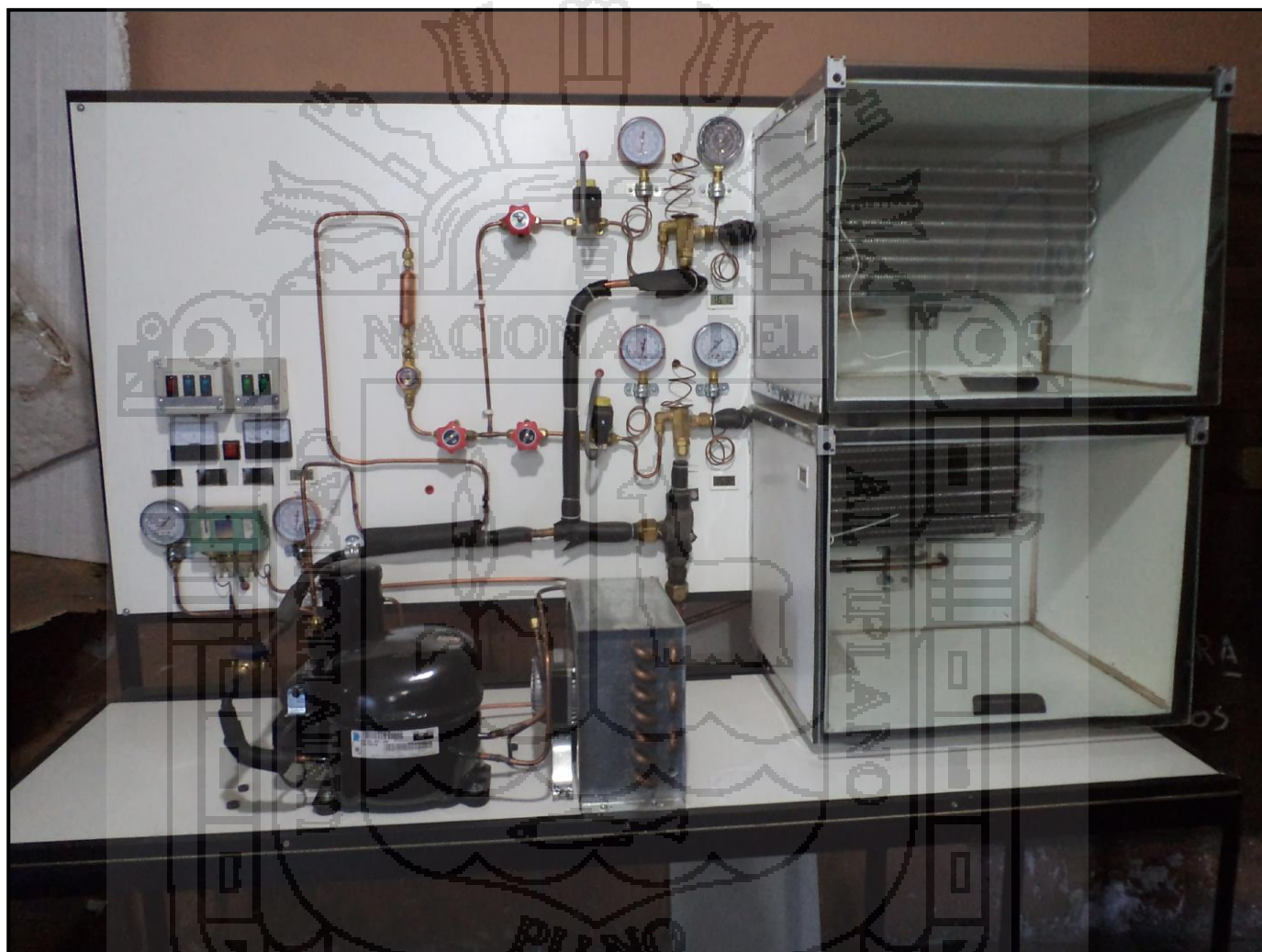
Fuente: Ragas, J. (1987)

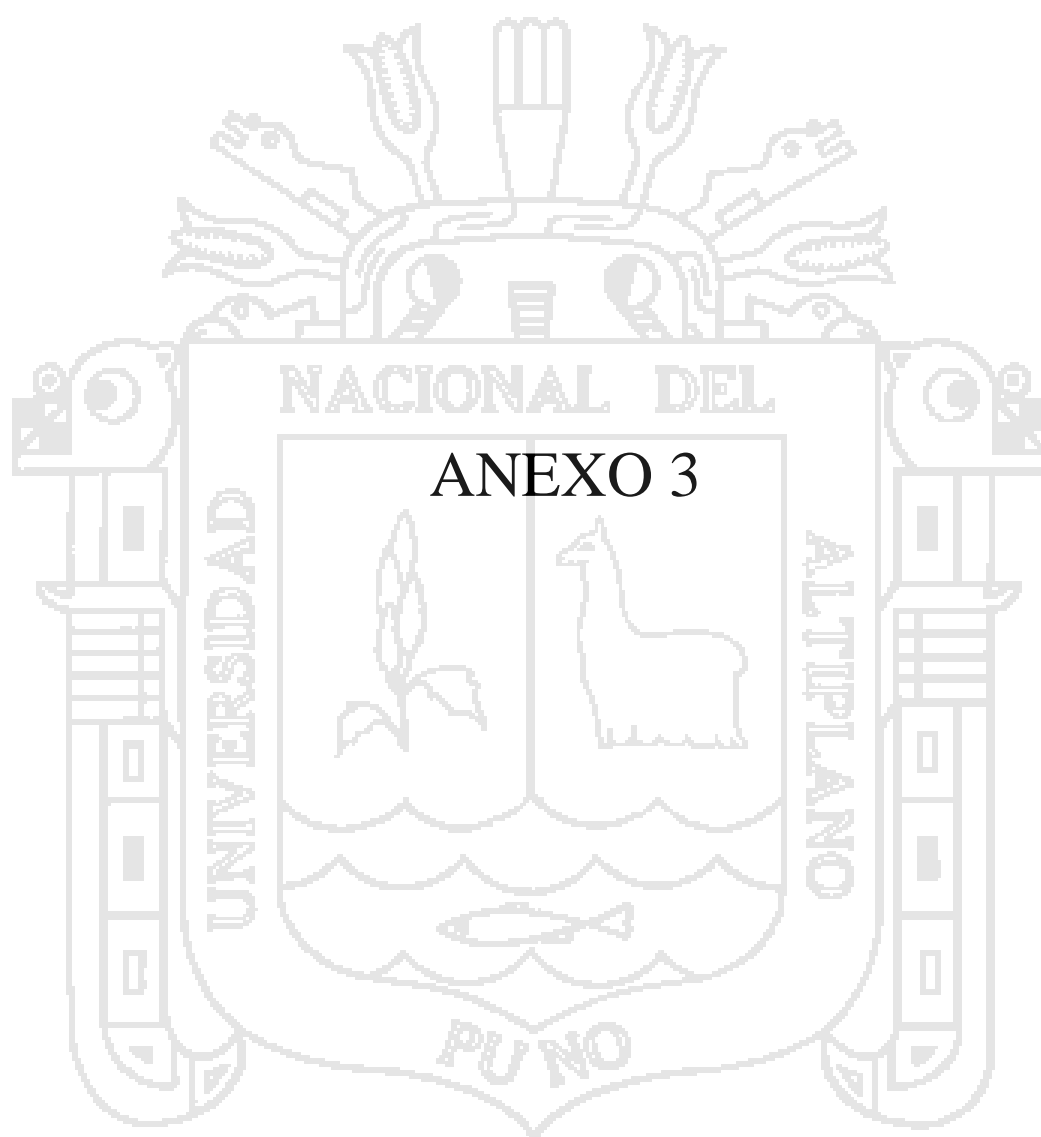
A.2.7

FIGURA N° 01: Diagrama de Mollier refrigerante R-134a, CH₂F-CF₃, 1,1,1,2-Tetrafluoretano



A.2.8.

MODULO PARA ENSAYOS DE REFRIGERACION INDUSTRIAL



A.3.1

Cálculos para la carga térmica total

➤ **Carga Térmica debido a las perdidas por transmisión de calor (Q_I)**

Calculando el Coeficiente Global de Transmisión de Calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{1}{h_i} \quad \text{Ec. (03)}$$

Reemplazando datos para el aglomerado: $\frac{1}{U} = \frac{1}{25} + \frac{0.02}{0.1} + \frac{1}{8}$

$$U = 2.74 \text{ Kcal}/(\text{m}^2\text{h}.\text{°C})$$

Reemplazando datos para el vidrio : $\frac{1}{U} = \frac{1}{25} + \frac{0.008}{0.038} + \frac{1}{8}$

$$U = 2.8 \text{ Kcal}/(\text{m}^2\text{h}.\text{°C})$$

$$Q = A U \Delta T \quad \text{Ec. (02)}$$

$$Q = A U (T_{eR} - T_{iR})$$

A) Calculo de la Carga Térmica de la Pared Posterior

$$Q_{PP} = U A_{\text{Pared posterior}} (T_{eR} - T_{iR})$$

$$Q_{PP} = (2.74 \text{ Kcal}/(\text{m}^2\text{h}.\text{°C})) (0.46 \text{ m} \times 0.36 \text{ m}) [12.5 - (-10)] \text{ °C}$$

$$Q_{PP} = 12.48 \text{ Kcal./h}$$

F) Calculo de la Carga Térmica de la Paredes Laterales

$$Q_{PL} = U A_{\text{Paredes laterales}} (T_{eR} - T_{iR})$$

$$Q_{PL} = (2.74 \text{ Kcal}/(\text{m}^2\text{h}.\text{°C})) (0.38 \text{ m} \times 0.36 \text{ m}) [17.5 - (-10)] \text{ °C}$$

$$Q_{PL} = 10.31 \text{ Kcal./h} \times (2)$$

$$Q_{PL} = 20.62 \text{ Kcal./h}$$

G) Calculo de la Carga Térmica de la Pared del Techo

$$Q_{PT} = U A_{P \text{ Techo}} (T_{eR} - T_{iR})$$

$$Q_{PT} = (2.74 \text{ Kcal}/(\text{m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C})) (0.38 \text{ m} \times 0.46 \text{ m}) [17.5 - (-10)] ^\circ\text{C}$$

$$Q_{PT} = 13.17 \text{ Kcal./h}$$

H) Calculo de la Carga Térmica de la Pared del Piso

$$Q_{PP} = U A_{P \text{ Piso}} (T_{eR} - T_{iR})$$

$$Q_{PP} = (2.74 \text{ Kcal}/(\text{m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C})) (0.38 \text{ m} \times 0.46 \text{ m}) [17.5 - (-10)] ^\circ\text{C}$$

$$Q_{PP} = 13.17 \text{ Kcal./h}$$

I) Calculo de la Carga Térmica de la Puerta

$$Q_{PP} = U A_{P \text{ Piso}} (T_{eR} - T_{iR})$$

$$Q_{PP} = (2.8 \text{ Kcal}/(\text{m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C})) (0.36 \text{ m} \times 0.46 \text{ m}) [17.5 - (-10)] ^\circ\text{C}$$

$$Q_{PP} = 12.75 \text{ Kcal./h}$$

Remplazando valores en la ecuación (04)

$$Q_1 = \sum Q_i \quad \text{Ec. (04)}$$

$$Q_1 = Q_{\text{Pared Posterior}} + 2 \times Q_{\text{Paredes Laterales}} + Q_{\text{P Techo}} + Q_{\text{P Piso}} + Q_{\text{Puerta}}$$

$$Q_1 = (12.48 + 20.62 + 13.17 + 13.17 + 12.75) \text{ Kcal./h}$$

$$Q_1 = 59.02 \text{ Kcal./h} \approx 68.40 \text{ Watts}$$

➤ **Carga Térmica Debido a las Necesidades por Renovación de Aire (Q_2)**

$$Q_2 = Q_{2,1} + Q_{2,2} \quad \text{Ec. (05)}$$

$$Q_{2,2} = m \Delta h \quad \text{Ec. (06)}$$

$$Q_{2,2} = V_a \times \rho_a \times \Delta h \quad \text{Ec. (07)}$$

$$V_a = \left[\frac{1}{3} A x h \sqrt{1 - \frac{\rho_e}{\rho_i}} \right] \quad \text{Ec. (08)}$$

La carga térmica debido a las necesidades de renovación de aire por lo tanto será:

$$Q_2 = Q_{2,1} + Q_{2,2} \quad \text{Ec. (05)}$$

$$Q_2 = 0 \text{ Watts.}$$

➤ **Carga Térmica Debido a la Refrigeración de Congelación (Q_3)**

Si el 100% de la potencia del compresor es 186.47 *Watts* y debe ser igual o mayor a la carga total entonces:

$$Q_{TOTAL} \geq 186.47 \text{ Watts}$$

$$(68.40 + X + ((68.40 + X) 0.05)) \text{Watts} = 186.47 \text{ Watts}$$

$$X = \mathbf{109.19 \text{ Watts}}$$

$$\text{Entonces } Q_3 \cong 109.19 \text{ Watts}$$

$$Q_3 = Q_{3,1} + Q_{3,2} + Q_{3,3} \quad \text{Ec. (09)}$$

$$Q_{3,1} = m \times C_{p1} \times (T_i - T_c) \quad \text{Ec. (10)}$$

Donde:

$Q_{3,1}$ = Carga térmica de refrigeración del producto agua (*Watts*)

m = Masa del producto a refrigerar **0.6 Kg/h**

C_{p1} = Calor específico del producto antes de su congelación 1 (*Kcal/Kg°C*)

T_i = Temperatura de entrada del producto **68.5 °C**

T_c = Temperatura de conservación del producto -6 °C

Remplazando datos:

$$Q_{3,1} = 0.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times [68.5 - (-6)]^\circ\text{C}$$

$$Q_{3,1} = 44.7 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{4184\text{J}}{1\text{Kcal}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$Q_{3,1} = 51.94 \text{ J/s} \approx 51.94 \text{ Watts}$$

Para calcular la carga térmica de congelación necesitamos conocer su latente de congelación para lo cual utilizamos la siguiente ecuación:

$$Q_{3,2} = m \times L_c \quad \text{Ec. (11)}$$

Donde:

$Q_{3.2}$ = Carga térmica de congelación (Watts)

m = Masa del producto a refrigerar 0.6 Kg/h

L_c = Latente de congelación del hielo 80 Kcal/Kg

$$Q_{3.2} = 0.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 80 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{3.2} = 48 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{4184\text{J}}{1\text{Kcal}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$Q_{3.2} = 55.78 \text{ J/s} \approx 55.78 \text{ Watts}$$

Para el cálculo de la carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación (T_g), hasta la temperatura de conservación en estado congelado (T_f) se tiene:

$$Q_{3.3} = m \times Cp_2 \times (T_g - T_f) \quad \text{Ec. (12)}$$

Donde:

$Q_{3.3}$ = Carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación T_g hasta la temperatura de conservación en estado congelado T_f (Watts)

m = Masa del producto a refrigerar (Kg/h)

Cp_2 = Calor específico del producto después de su congelación = (Kcal/Kg°C)(ver anexo A.2.4)

T_g = Temperatura de congelación del producto °C

T_f = Temperatura de conservación del producto en estado congelado °C

$$Q_{3.3} = 0.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 0.48 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times [0 - (-4)]^\circ\text{C}$$

$$Q_{3.3} = 1.15 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{4184\text{J}}{1\text{Kcal}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$Q_{3.3} = 1.34 \text{ J/s} \approx 1.34 \text{ Watts}$$

Remplazando datos en la Ec.(09) se tiene:

$$Q_3 = Q_{3.1} + Q_{3.2} + Q_{3.3} \quad \text{Ec. (09)}$$

$$Q_3 = (51.95 + 55.78 + 1.34) \text{ Watts}$$

$$Q_3 = 109.10 \text{ Watts}$$

Para el 85% de la Potencia del Compresor

Si el 85% de la potencia del compresor es 158.47 *Watts* y debe ser igual o mayor al carga total entonces:

$$Q_{TOTAL} \geq 158.47 \text{ Watts}$$

$$(68.40 + Y + ((68.40 + Y) 0.05)) \text{Watts} = 158.47 \text{ Watts}$$

$$Y = 82.52 \text{ Watts}$$

$$\text{Entonces } Q_3 \cong 82.52 \text{ Watts}$$

De igual forma para los cálculos de carga térmica debido a la refrigeración de congelación nos remitimos a la Ec (09)

$$Q_{3.1} = m \times C_{p1} \times (T_i - T_c) \quad \text{Ec. (10)}$$

Remplazando datos:

$$Q_{3.1} = 0.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times [30.5 - (-6)]^\circ\text{C}$$

$$Q_{3.1} = 21.9 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{4184\text{J}}{1\text{Kcal}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$Q_{3.1} = 25.45 \text{ J/s} \approx 25.45 \text{ Watts}$$

$$Q_{3.2} = m \times L_c \quad \text{Ec. (11)}$$

$$Q_{3.2} = 0.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 80 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{3.2} = 48 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{4184\text{J}}{1\text{Kcal}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$Q_{3.2} = 55.78 \text{ J/s} \approx 55.78 \text{ Watts}$$

$$Q_{3.3} = m \times Cp_2 \times (T_g - T_f) \quad \text{Ec. (12)}$$

$$Q_{3.3} = 0.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 0.48 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times [0 - (-4)]^\circ\text{C}$$

$$Q_{3.3} = 1.15 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{4184\text{J}}{1\text{Kcal}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$Q_{3.3} = 1.34 \text{ J/s} \approx 1.34 \text{ Watts}$$

Reemplazando datos en la Ec.(09) se tiene:

$$Q_3 = Q_{3.1} + Q_{3.2} + Q_{3.3} \quad \text{Ec. (09)}$$

$$Q_3 = (29.37 + 55.78 + 1.34) \text{ Watts}$$

$$Q_3 = 82.56 \text{ Watts}$$

➤ **Carga Térmica debido a las Necesidades de Conservación del Producto**

(Q_4)

$$Q_4 = m \times Cr(0) \quad \text{Ec. (13)}$$

$$Q_4 = 0.6\text{Kg} \times 0$$

$$Q_4 = 0$$

➤ **Carga Térmica debido a las Necesidades de Conservación del Producto**

(Q_5)

$$Q_5 = P \times N \quad \text{Ec. (14)}$$

$$Q_5 = P \times N$$

Es mínimo el calor desprendido por el ventilador.

$$\therefore Q_5 = 0$$

➤ **Carga Térmica debido al Calor Desprendido por Circulación de Operarios en las Cámaras (Q_6)**

$$Q_6 = n \times C \times N \quad \text{Ec. (15)}$$

Obviamente por el tamaño del los recinto es imposible que entre un persona; el valor de n es “0”

$$Q_6 = 0 \times 0 \times 0 \quad \text{Ec. (15)}$$

$$\therefore Q_6 = 0 \text{ Watts}$$

➤ **Carga Térmica debido a la Necesidad por Iluminación (Q_7)**

$$Q_7 = P \times N \quad \text{Ec. (16)}$$

Ninguna necesidad por iluminacion

$$\therefore Q_7 = 0 \text{ Watts}$$

➤ **Carga Térmica debido a las Necesidades por Perdidas Diversas (Q_8)**

$$Q_8 = \alpha (Q_1 + Q_2 + Q_3) \quad \text{Ec. (15)}$$

$$Q_8 = 0.05 (68.40 + 0 + 109.19) \text{ Watts}$$

$$Q_8 = 8.88 \text{ Watts}$$

Ó

$$Q_8 = 0.05 (68.40 + 0 + 82.52) \text{ Watts}$$

$$Q_8 = 7.55 \text{ Watts}$$

➤ **Calculo de la Carga Térmica Total (Q_{TOTAL})**

$$Q_{TOTAL} = \sum Q_i \quad \text{Ec. (16)}$$

$$Q_{TOTAL} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8$$

$$Q_{TOTAL} = (68.40 + 0 + 109.19 + 0 + 0 + 0 + 0 + 8.88) \text{ Watts}$$

$$Q_{TOTAL} = 186.47 \text{ Watts}$$

Ó

$$Q_{TOTAL} = (68.40 + 0 + 82.52 + 0 + 0 + 0 + 0 + 7.55) \text{ Watts}$$

$$Q_{TOTAL} = 158.47 \text{ Watts}$$

A.3.2

Calculo de las temperaturas del sistema

La temperatura media de bulbo seco BS es de 12 °C esta dato fue obtenido de mediciones durante el día dentro del recinto frigorífico. Esta temperatura sirve para determinar las temperaturas de condensación, de evaporación, del vapor sobrecalentado y de la mezcla vapor líquido del refrigerante que adoptara el sistema de refrigeración

Temperatura de Condensación del Sistema

$$T_c = T_a + DT_c \quad \text{Ec. (16)}$$

$$T_c = 12^\circ \text{C} + 22^\circ \text{C}$$

$$T_c = 34^\circ \text{C}$$

Temperatura de Evaporación del Sistema

$$T_e = DT_e - T_a \quad \text{Ec. (17)}$$

$$T_e = -1.4^\circ \text{C} - 12^\circ \text{C}$$

$$T_e = -13.4^\circ \text{C}$$

Temperatura de Vapor Sobrecalentado

$$T_{vs} = T_c + DT_c \quad \text{Ec. (18)}$$

$$T_{vs} = 34^\circ \text{C} + 22^\circ \text{C}$$

$$T_{vs} = 56^\circ \text{C}$$

	ESTADO	TEMP	PRESION	ENTALPIA
H_1	Líquido saturado	34 °C	8.631 bar.	147.5 KJ/Kg.
H_2	Vapor saturado	-13.4 °C	1.752 bar.	290.7 KJ/Kg.
H_3	Vapor sobrecalentado	56 °C	15.290 bar.	325.4 KJ/Kg.

Fuente: Tabla de propiedades termodinámicas del refrigerante R134a

Calculo del Flujo Masico de Refrigeración

$$m = \frac{Q}{H_2 - H_1} \quad \text{Ec. (19)}$$

Remplazando valores en la Ec. (19) con la carga térmica total se tiene (0.0002458 KJ/s equivalente a 68.40 W que es la carga de refrigeración sin producto)

$$m = \frac{0.0002458 \text{ KJ} / \text{s}}{(401.3 - 247.5) \text{ KJ} / \text{Kg.}}$$

$$m = 1.598 * 10^{-6} \text{ Kg/s.}$$

Desplazamiento Teórico Requerido por el Compresor

$$V_c = (u)(m) \quad \text{Ec. (20)}$$

Se utiliza el volumen específico del vapor saturado a -13.4 (succión del compresor), cuyo valor se obtiene de las propiedades termodinámicas saturadas del refrigerante R 134a siendo este igual a $0.1134 \text{ m}^3/\text{kg}$.

$$V_c = (0.1134 \text{ m}^3/\text{kg.})(1.598 * 10^{-6} \text{ Kg/s.})$$

$$V_c = 1.81 * 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s.}$$

A.3.3

Análisis estadístico**Análisis de los dos niveles de prueba del sistema**

Analizando el coeficiente de rendimiento del sistema (COP)

Se tiene que la media muestral del COP al 85% es $\bar{y}_1 = 5.3$ y la del COP al 100% es $\bar{y}_2 = 6.7$

$$h_1 : \mu_1 \neq \mu_2$$

Suponiendo que las desviaciones estándar $\sigma_1^2 = \sigma_2^2$, se utiliza el siguiente estadístico:

$$l_0 = \frac{\bar{y}_1 - \bar{y}_2}{s_p \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}}} \quad \text{Est. (01)}$$

Donde:

\bar{y}_1 = Promedio COP al 85% (5.3)

\bar{y}_2 = Promedio COP al 100% (4.1)

n_1 = tamaño de muestra del COP al 85% (10)

n_2 = tamaño de muestra del COP al 100% (10)

$$S_p = \frac{(n_1 - 1)s_1^2 + (n_2 - 1)s_2^2}{n_1 + n_2 - 2} \quad \text{Est. (02)}$$

Donde:

s_1^2 = Varianza del COP al 85% (0.0025)

s_2^2 = Varianza del COP al 100% (0.0064)

Remplazando datos en el Est (02) se tiene:

$$s_p^2 = \frac{(10-1)*0.0025 + (10-1)*0.0064}{10+10-2}$$

$$s_p^2 = 0.0045$$

$$S_p = \mathbf{0.067}$$

Así, sustituyendo valores en Est. (01),

$$l_0 = \frac{5.3 - 4.1}{0.067 \sqrt{\frac{1}{10} + \frac{1}{10}}}$$

$$l_0 = \mathbf{40.22}$$

Por otro lado, $l_{\frac{\alpha}{2}; n_1+n_2-2} = l_{0.025; 18} = 2,10$ y como $|l_0| = 40.22 > l_{0.025; 18} = 2,10$

entonces no se acepta h_0 , esto es, existen diferencias significativas entre las dos medias al nivel de confianza del 95%.

A.3.4

Cuadro N° 01: Resultados experimentales por mediciones directas al 85% de la potencia del compresor

Pruebas	Voltímetro V	Amperímetro A	Temperaturas								Presiones			
			T1 °C	T2 °C	T3 °C	T4 °C	T5 °C	T6 °C	P1 PSI	P2 PSI	P3 PSI	P4 PSI		
1	215	4	3.00	70.00	32.00	10.00	13.00	-10.00	23.00	137.0	135.0	23.0		
2	215	4	4.00	72.00	32.00	10.00	15.00	-11.00	23.50	138.0	136.0	23.50		
3	215	4	3.50	73.00	31.00	11.00	14.00	-11.00	23.50	138.0	120.5	23.50		
4	215	4	5.00	70.00	32.00	10.00	15.00	-10.00	24.00	137.0	136.0	23.00		
5	215	4	4.00	71.00	31.00	10.50	10.00	-10.00	23.50	138.5	132.0	23.00		
6	215	4	5.00	75.00	31.00	11.00	13.00	-10.00	24.00	139.0	135.0	23.00		
7	215	4	5.00	70.05	32.00	10.50	14.00	-11.00	24.50	137.00	134.0	23.50		
8	215	4	6.00	72.50	31.00	11.00	14.00	-10.50	25.00	138.0	134.0	23.00		
9	215	4	3.00	73.00	31.00	10.50	15.00	-10.00	23.50	138.0	136.0	23.00		
10	215	4	4.00	70.00	32.00	11.00	15.00	-11.00	24.00	137.0	136.5	23.50		

Fuente: Elaboración propia; obtenidas por mediciones directas en el MER

Cuadro N° 02: Resultados experimentales por mediciones directas al 100% de la potencia del compresor

Pruebas	Voltímetro V	Amperímetro A	Temperaturas						Presiones			
			T1 °C	T2 °C	T3 °C	T4 °C	T5 °C	T6 °C	P1 PSI	P2 PSI	P3 PSI	P4 PSI
1	220	5	3.00	70.00	32.00	10.00	13.00	-10.00	23.00	137.0	135.0	23.0
2	220	5	4.00	72.00	32.00	10.00	15.00	-11.00	23.50	138.0	136.0	23.50
3	220	5	3.50	73.00	31.00	11.00	14.00	-11.00	23.50	138.0	120.5	23.50
4	220	5	5.00	70.00	32.00	10.00	15.00	-10.00	24.00	137.0	136.0	23.00
5	220	5	4.00	71.00	31.00	10.50	10.00	-10.00	23.50	138.5	132.0	23.00
6	220	5	5.00	75.00	31.00	11.00	13.00	-10.00	24.00	139.0	135.0	23.00
7	220	5	5.00	70.05	32.00	10.50	14.00	-11.00	24.50	137.00	134.0	23.50
8	220	5	6.00	72.50	31.00	11.00	14.00	-10.50	25.00	138.0	134.0	23.00
9	220	5	3.00	73.00	31.00	10.50	15.00	-10.00	23.50	138.0	136.0	23.00
10	220	5	4.00	70.00	32.00	11.00	15.00	-11.00	24.00	137.0	136.5	23.50

Fuente: Elaboración propia; obtenidas por mediciones directas en el MER

A.3.5

Cuadro N° 03: Cálculo de variables de estudio al 100% de la potencia suministrada por el compresor (186.47 W)

Pruebas	Carga de refrigeración en KJ/s	Temperatura de evaporación °C	Temperatura De Condensación °C	Variables independientes KJ/Kg			Flujo masico g/s	Variables de estudio		
				H ₁	H ₂	H ₃		q _w (W)	q _e (W)	COP
1	0,00066943	-13,0	35	149,2	291,2	324,5	0,826	0,157	0,669	4,3
2	0,00066943	-14,0	35	149,2	290,6	324,7	0,831	0,162	0,669	4,1
3	0,00066943	-14,0	35	149,2	290,6	324,7	0,831	0,162	0,669	4,1
4	0,00066943	-14,0	35	149,2	290,6	324,7	0,831	0,162	0,669	4,1
5	0,00066943	-15,0	35	149,2	289,9	324,9	0,836	0,166	0,669	4,0
6	0,00066943	-14,0	35	149,2	290,6	324,7	0,831	0,162	0,669	4,1
7	0,00066943	-14,0	35,5	149,9	290,6	325,0	0,833	0,164	0,669	4,1
8	0,00066943	-14,0	35	149,2	290,6	324,7	0,831	0,162	0,669	4,1
9	0,00066943	-14,0	35	149,2	290,6	324,7	0,831	0,162	0,669	4,1
10	0,00066943	-15,0	35	149,2	289,9	324,9	0,836	0,166	0,669	4,0

Fuente: Cálculos obtenidos de las evaluaciones al MER.

Cuadro N° 04: Cálculo de variables de estudio al 85% de la potencia suministrada por el compresor

Pruebas	Carga de refrigeración KJ/s	Temperatura de evaporación °C	Temperatura De Condensación °C	Variables independientes KJ/Kg			Flujo masico Kg/s	Variables de estudio		
				H ₁	H ₂	H ₃		q _w (W)	q _e (W)	COP
1	0,00056891	-11,5	29	140,3	292,2	320,7	0,676	0,107	0,569	5,3
2	0,00056891	-11,5	29	140,3	292,2	320,7	0,676	0,107	0,569	5,3
3	0,00056891	-11,5	29	140,3	292,2	320,7	0,676	0,107	0,569	5,3
4	0,00056891	-11,5	29	140,3	292,2	320,7	0,676	0,107	0,569	5,3
5	0,00056891	-12,0	29	140,3	291,8	320,7	0,677	0,109	0,569	5,2
6	0,00056891	-12,0	29	140,3	291,8	320,7	0,677	0,109	0,569	5,2
7	0,00056891	-11,5	29	140,3	292,2	320,7	0,676	0,107	0,569	5,3
8	0,00056891	-11,5	29	140,3	292,2	320,7	0,676	0,107	0,569	5,3
9	0,00056891	-11,5	29	140,3	292,2	320,7	0,676	0,107	0,569	5,3
10	0,00056891	-12,0	29	140,3	291,8	320,7	0,677	0,109	0,569	5,2

Fuente: Cálculos obtenidos de las evaluaciones al MER.

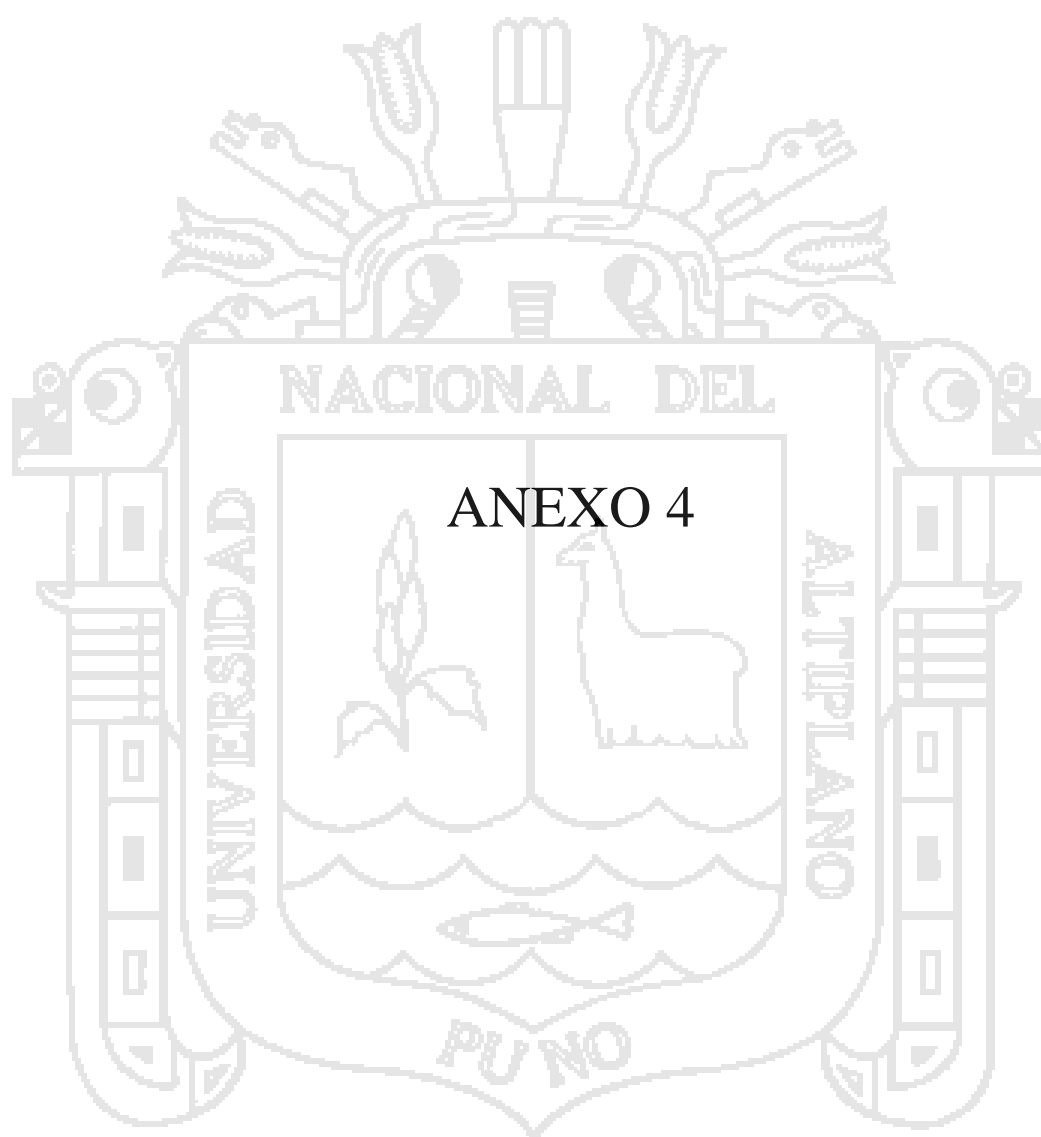
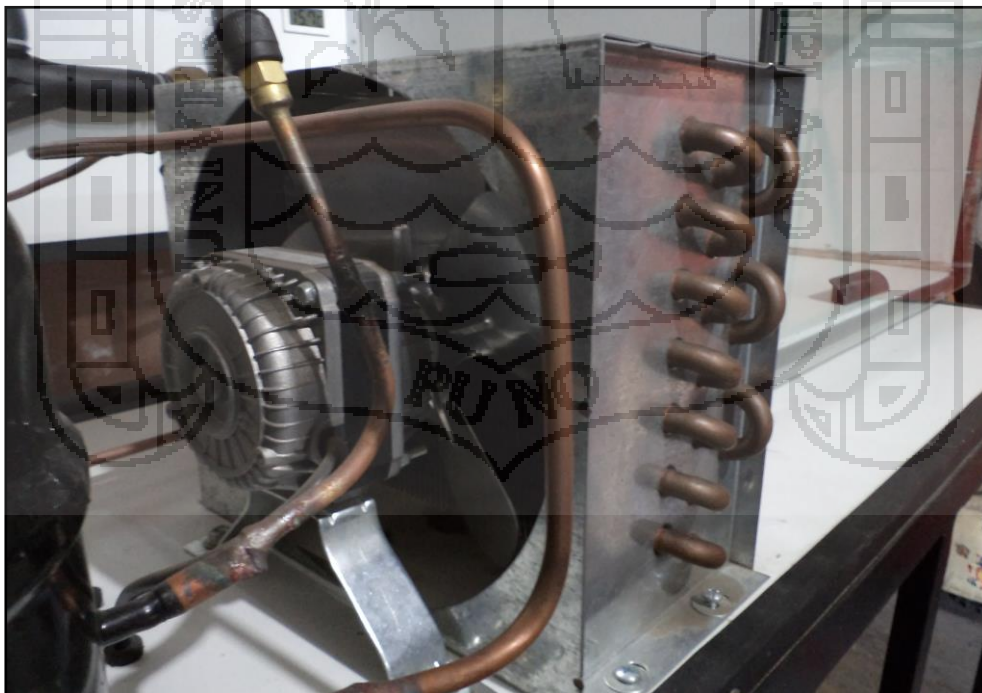


Figura N° 01: Motor compresor Tecumseh de 0.25 hp de potencia



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 02: Condensador (Con tiro forzado)



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 03: Válvula de expansión termostática (VET) marca Emerson para refrigerante R-134a



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 04: Evaporador de tiro forzado con un ventilador de 220 V (recinto de congelación).



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 05: Evaporador de tiro natural con aleteado (recinto de refrigeración).



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

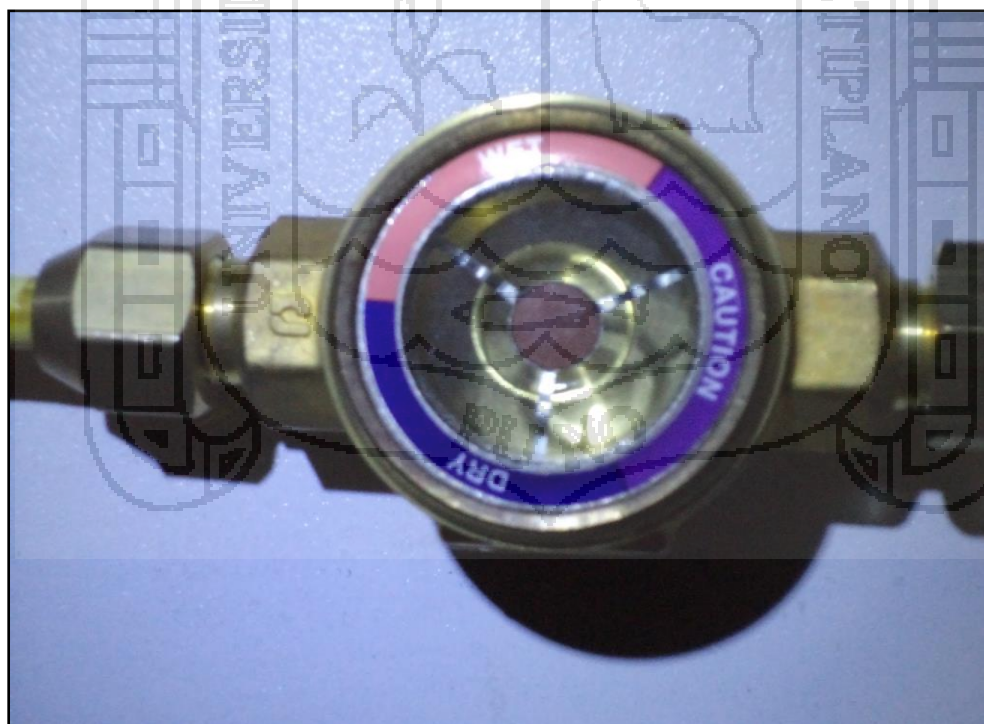
Figura N° 06: Válvula de solenoide de dos vías, normalmente cerrada, operada por piloto con diafragma flotante.



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 07: Filtro deshidratador

Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 08: Indicador de líquido humedad

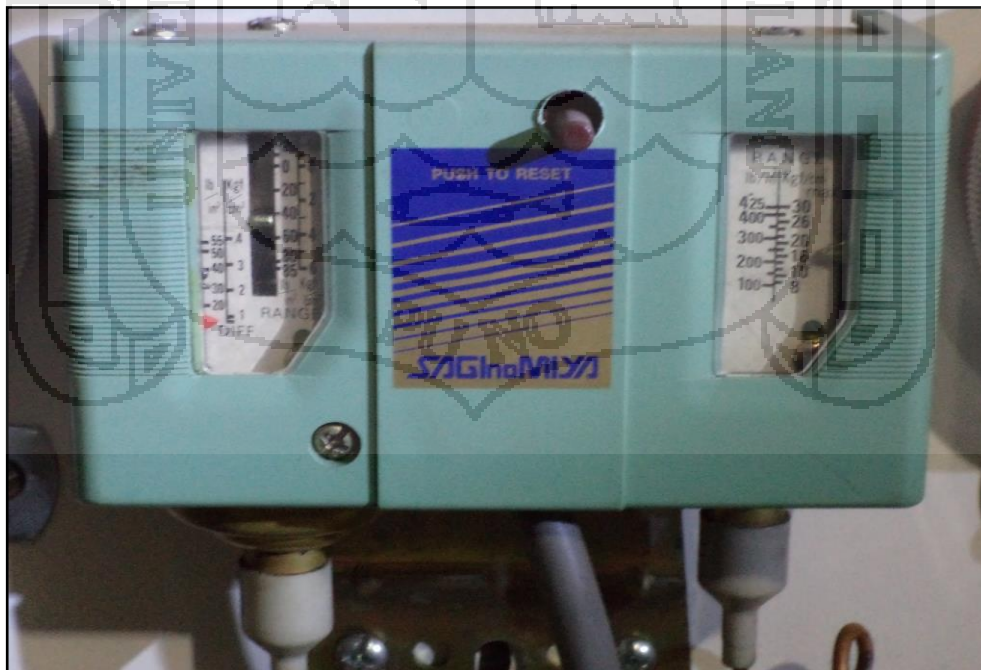
Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 09: Colector de líquido



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 10: Presostato de alta y baja



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 11: Válvula de paso manual tipo globo sin empaque



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 12: Válvulas de retención check



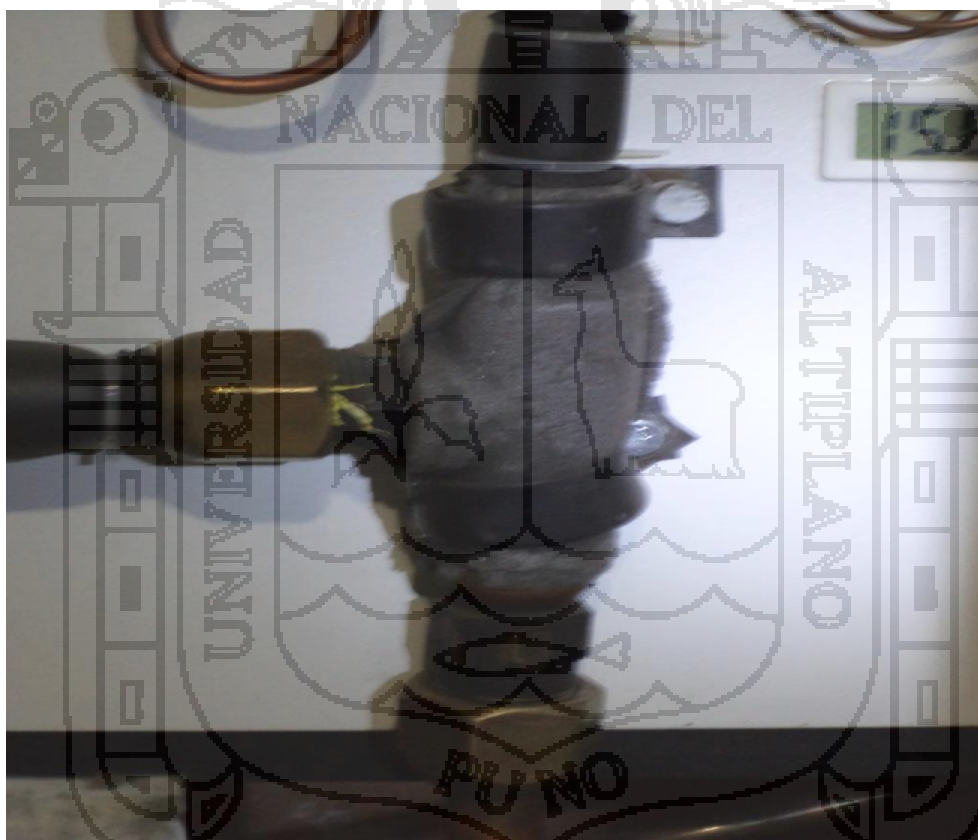
Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 13: Intercambiador para realizar subenfriamiento y recalentamiento en el sistema



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 14: Válvula reguladora de la presión de aspiración.



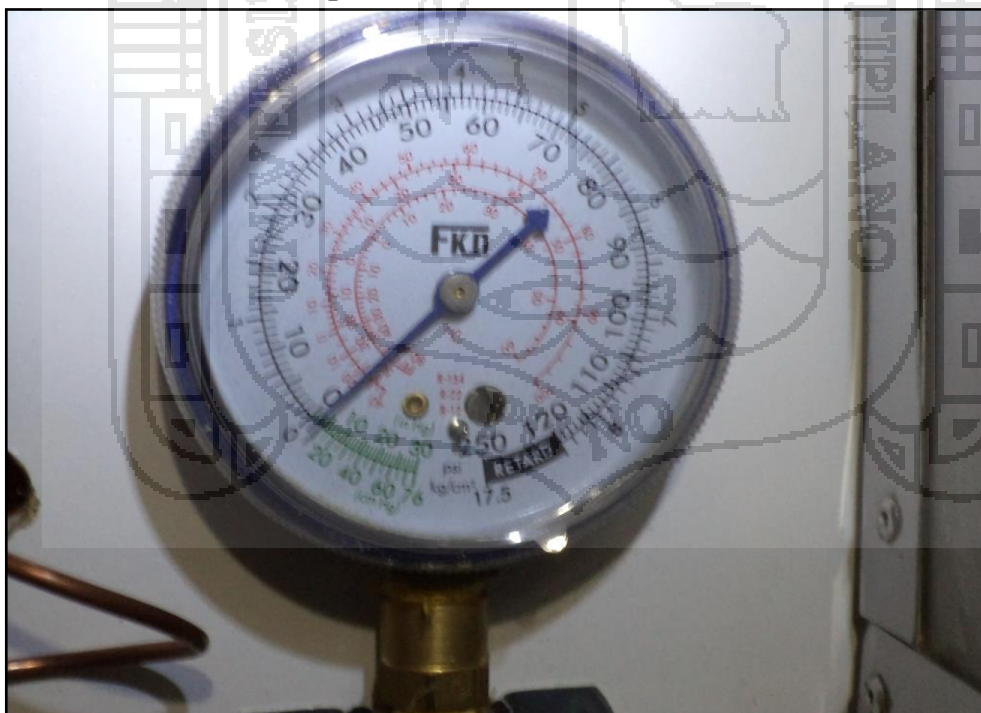
Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 15: Manómetro de alta presión para refrigerante r134a rango de 0 a 500 psi



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 16: Manómetro de baja presión para refrigerante r134a rango de 0 a 250 psi



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 17: Termómetro digital con rango entre -40 c° a 70 C°

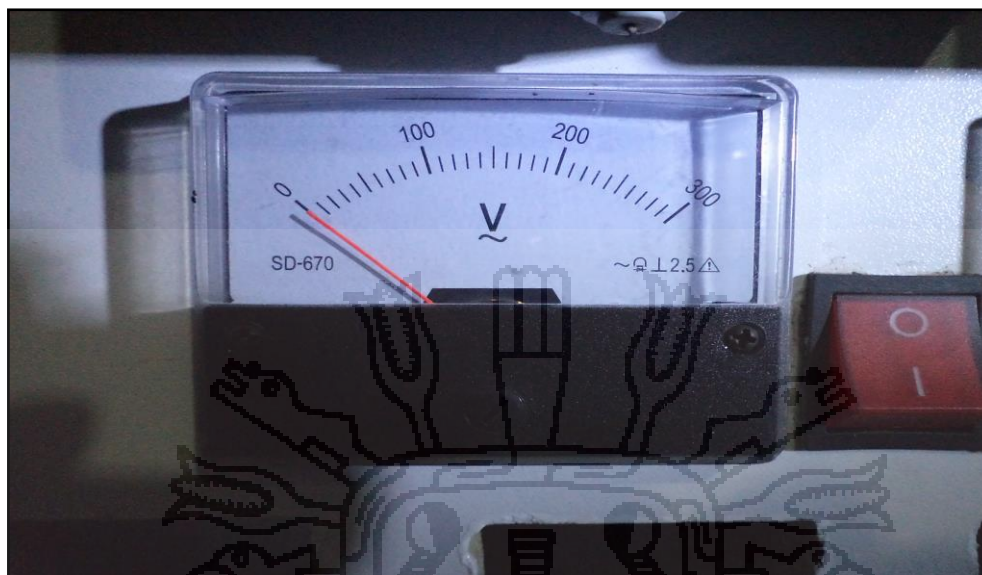


Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

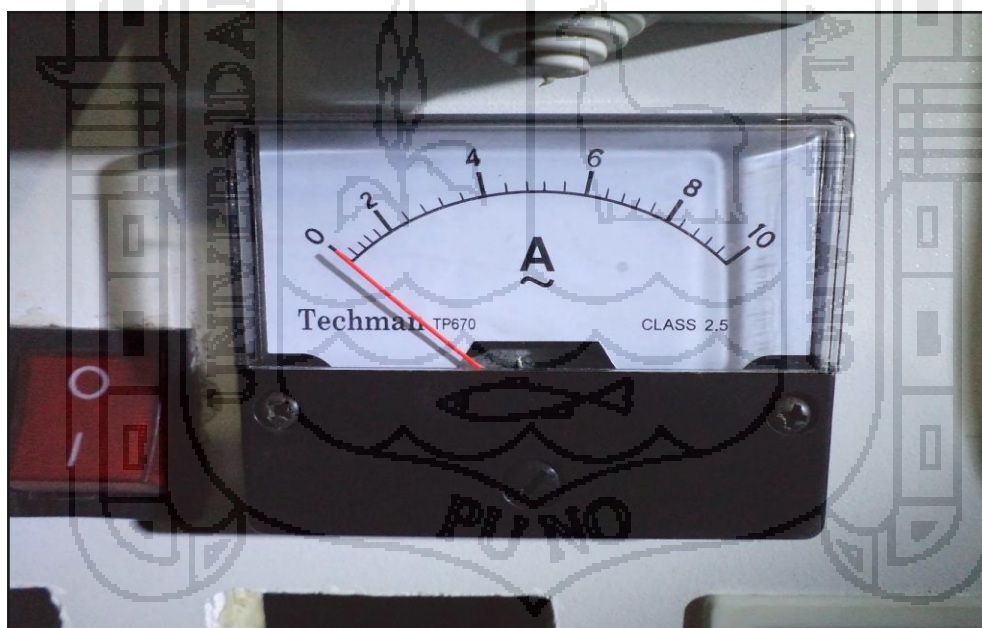
Figura N° 18: Pirómetro digital



Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura N° 19: Voltímetro

Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración).

Figura 20: Amperímetro

Fuente: Tomado del MER (Modulo para Ensayos de Refrigeración)

Figura 21: Prensas de Expansión

Fuente: Tomado de www.aval.com.mx

Figura 22: Llaves de chicharra

Fuente: Tomado de www.aval.com.mx

Figura 23: Cortador de tubo

Fuente: Tomado de www.avalys.com.mx

Figura 24: Doblador de Tubo

Fuente: Tomado de www.avalys.com.mx

Figura 25: Juego de expansores abocinadores



Fuente: Tomado de www.avalv.com.mx

Figura 26: Taladro eléctrico.



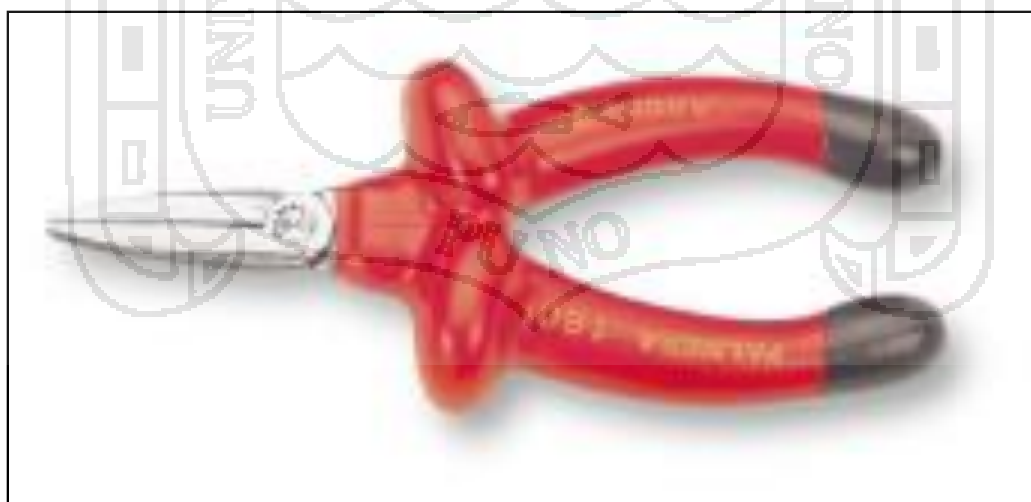
Fuente: Tomado de [Herramientas](#) para seguridad y electricidad (2010)

Figura 27: Broca universal

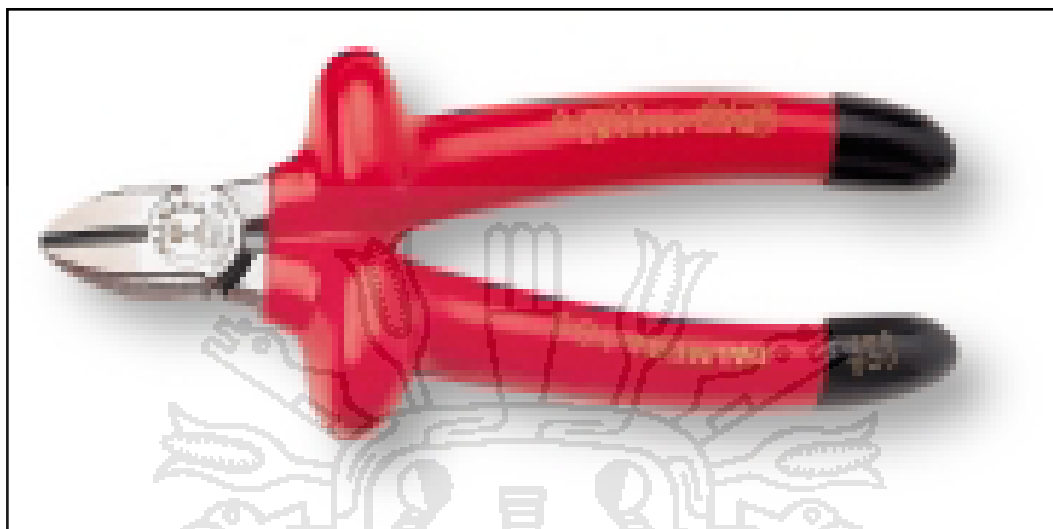
Fuente: Tomado de [Herramientas para seguridad y electricidad](#) (2010)

Figura 28: Alicata universal

Fuente: Tomado de [Herramientas para seguridad y electricidad](#) (2010)

Figura 29: Alicata de boca plana

Fuente: Tomado de [Herramientas para seguridad y electricidad](#) (2010)

Figura 30: Alicate de corte diagonal

Fuente: Tomado de [Herramientas](#) para seguridad y electricidad (2010)

Figura 31: Soldadura

Fuente: Tomado de www.avalys.com.mx

Figura 32: Cinta adhesiva

Fuente: Tomado de www.avalys.com.mx

Figura 33: Mangueras de servicio

Fuente: Tomado de www.avalys.com.mx

Figura 34: Manifolds de servicio

Fuente: Tomado de www.avalys.com.mx

Figura 35: Bomba de vacío

Fuente: Tomado de www.avalys.com.mx