



**EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO TIPO SPLIT DEBIDO A LA SUSTITUCIÓN DEL
REFRIGERANTE R22 POR EL R422D Y A LAS OBSTRUCCIONES EN EL
SERPENTÍN CONDENSADOR.**

[JORGE ALBERTO HERNÁNDEZ BENJUMEA](#)

**I.U. PASCUAL BRAVO
FACULTAD DE INGENIERÍA
TECNOLOGÍA EN MECÁNICA INDUSTRIAL**

2022

**EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO DE UN SISTEMAS DE
AIRE ACONDICIONADO TIPO SPLIT DEBIDO A LA SUSTITUCIÓN DEL
REFRIGERANTE R22 POR EL R422D Y A LAS OBSTRUCCIONES EN EL
SERPENTÍN CONDENSADOR.**

JORGE_ALBERTO_HERNÁNDEZ_BENJUMEA

ASESOR

ARLEY SALAZAR HINCAPIE

INGENIERO MECÁNICO

**TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE TECNÓLOGO
MECÁNICO**

I.U. PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

MEDELLÍN

2022

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, gracias a Dios por brindarnos vida y salud; y por la oportunidad y fortuna de pertenecer a esta institución. También, doy gracias a mis padres por el gran apoyo y la oportunidad de estudiar y formarme como profesional.

Agradecer a los profesores y colegas que me asesoraron y me direccionaron para el cumplimiento satisfactorio de este proyecto.

1. RESUMEN

Mediante este proyecto se pretende determinar cómo afecta el cambio de refrigerante y la reducción del área de transferencia de calor en el proceso de condensación, al rendimiento energético de un sistema de acondicionamiento de aire tipo Split, con el objetivo de establecer unos límites operaciones para la reprogramación de las actividades de mantenimiento cuando se realizar la sustitución del refrigerante R22 por el R422D. Los sistemas de aire acondicionado convencionales usan R22 como refrigerante, éste es una sustancia agotadora del ozono. El protocolo de Montreal establece que el uso de este tipo de sustancias debe desaparecer en el año 2030, motivo por el cual el R422D se está empleando como refrigerante sustituto del R22 en todos los equipos de aire acondicionado existentes.

El comportamiento energético del sistema de aire acondicionado se determinó a partir del cálculo de los parámetros de operación como:

- La capacidad de enfriamiento (\dot{Q}_L),
- El trabajo realizado por el compresor (\dot{W}_{in})
La tasa de eficiencia energética (EER)
- El sobrecalentamiento del refrigerante a la succión de compresor (ΔT_{sh})
- El parámetro UA

Para el desarrollo del proyecto se empleará un equipo de aire acondicionado tipo mini split con una capacidad instalada de 18000 BTU/h que usa R22 como fluido de trabajo. el R22 será sustituido por el R422D, además en el equipo se efectuará una reducción del área de transferencia de calor mediante la obstrucción del serpentín de condensación.

Los resultados de este proyecto suministrarán a los instaladores de este tipo de equipos las pautas para determinar el comportamiento energético del sistema cuando se realiza la sustitución del refrigerante R22 por el R422D, además de la posibilidad de predecir el rendimiento del sistema cuando se reduce el área de transferencia de calor en el serpentín de condensación debido a las obstrucciones.

Estos cálculos antes mencionados se realizarán secuencialmente llevando a cabo cada una de las siguientes cuatro fases: en la fase 1 se evaluará el sistema operando con refrigerante R22 y sin ninguna reducción del área de transferencia de calor en el serpentín de condensación, en la fase 2, aun operando con R22, se realizará un estudio del efecto de las obstrucciones en el serpentín de condensación, en la fase 3 se realizará el cambio de R22 a R422D como lo establece el protocolo de Montreal, se estudiará el nuevo comportamiento del sistema y finalmente en la fase 4 se determinará cómo afecta la operación del sistema el cambio de refrigerante y las obstrucciones en el serpentín de condensación.

ABSTRACT

Through this project, it is intended to determine how the change of refrigerant and the reduction of the heat transfer area in the condensation process affect the energy performance of a split-type air conditioning system, with the objective of establishing operational limits for the rescheduling of maintenance activities when the R22 refrigerant is replaced by R422D. Conventional air conditioning systems use R22 as a refrigerant, this is an ozone depleting substance. The Montreal Protocol establishes that the use of this type of substance must disappear in the year 2030, which is why R422D is being used as a substitute refrigerant for R22 in all existing air conditioning equipment.

The energy behavior of the air conditioning system will be determined from the calculation of the operating parameters such as:

- The cooling capacity (\dot{Q}_L),
- The work done by the compressor (\dot{W}_{in})
- The coefficient of performance (COP_R)
- The rate of energy efficiency (EER)
- Superheating of refrigerant at compressor suction (ΔT_{sh})
- The AU parameter

For the development of the project, a mini split type air conditioning unit with an installed capacity of 18,000 BTU/h that uses R22 as the working fluid will be used. R22 will be replaced by R422D, and the unit will also reduce the heat transfer area by blocking the condensing coil.

The results of this project will provide the installers of this type of equipment with the guidelines to determine the energy behavior of the system when the R22 refrigerant is replaced by R422D, in addition to the possibility of predicting the performance of the system when the area is reduced. of heat transfer in the condensing coil due to blockages.

These aforementioned calculations will be carried out sequentially carrying out each of the following four phases: in phase 1 the system will be evaluated operating with R22 refrigerant and without any reduction in the heat transfer area in the condensing coil, in phase 2 , even operating with R22, a study of the effect of the obstructions in the condensing coil will be carried out, in phase 3 the change from R22 to R422D will be carried out as established by the Montreal protocol, the new behavior of the system will be studied and finally In phase 4, it will be determined how the change of refrigerant and the obstructions in the condensing coil affect the operation of the system.

2. CONTENIDO

Contenido

4.	9	
5.	¡Error! Marcador no definido.	
6.	¡Error! Marcador no definido.	
7.	¡Error! Marcador no definido.	
7.1	General	13
7.2	Específicos	13
8.	¡Error! Marcador no definido.	
8.1	- Definición del ciclo refrigeración, sus componentes y funcionamiento.	14
8.1.1	- ● Compresor	14
8.1.2	- ● Condensador	15
8.1.3	- ● Válvula de expansión	15
8.1.4	15	
8.2	- Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	17
8.2.1	- Coeficiente de rendimiento (COPR)	19
8.2.2	- Flujo másico	19
8.2.3	- Tasa de remoción de calor (QL)	19
8.2.4	- Tasa de rechazo de calor (QH)	20
8.2.5	- Trabajo realizado por el compresor (Win)	20
8.2.6	- Sobrecalentamiento	20
8.2.7	- Sub-enfriamiento	21
8.3	- Protocolos	22
8.3.1	- Protocolo de Kioto	22
8.3.2	- Protocolo de Montreal	23
8.4	- Refrigerantes	23
8.4.1	- Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)	24
8.4.2	- Estructura química	24
8.4.3	- Refrigerante R-22	25
8.4.4	- Envase del R-22	25
8.4.5	- Propiedades del R-22	25

8.4.6 - Gráfica de presiones del R-22	28
8.4.7 – Aplicaciones	28
8.4.8 - refrigerantes sustitutos del R-22	29
8.4.9 - Refrigerante R-407A	29
8.4.9.1 - Refrigerante R-422D	30
8.4.9.2 - Refrigerante R-407F	30
8.5 - Mantenimiento preventivo de equipos de aire acondicionado	31
8.5.1 - ¿Qué es el Mantenimiento Preventivo?	31
8.5.2 - Mantenimiento de la Unidad Interior	32
8.5.3 - Mantenimiento de la Unidad Exterior	33
9. ¡Error! Marcador no definido.	
10. ¡Error! Marcador no definido.	
10.1 - Sensor de temperatura DS18B20	40
10.2 - Sensor de corriente no invasivo SCT 013	40
10.3 - Sensor de temperatura y humedad relativa SHT10.	41
Características:	42
10.4 Transductor de presión	42
11. ¡Error! Marcador no definido.	
12. ¡Error! Marcador no definido.	
13. 50	

3. TABLA DE ILUSTRACIONES

Figura 1. Compresor hermético.	15
Figura 2. Condensador por aire forzado.	15
Figura 3. . Tubo capilar.	16
Figura 4. Válvula de expansión con bulbo sensor.	16
Figura 5. Evaporador por aire o circulación forzada.	17
Figura 6. Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.	17
Figura 7. Diagrama presión entalpía para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal y real.	18
Figura 8. Envase del refrigerante R-22	26
Figura 9. Tabla de propiedades del R-22	28
Figura 10. Grafica de presiones del R-22	29
Figura 11. Mezclas alternativas al R-22 en un sistema de refrigeración	30
Figura 12. Referencia cruzada del rendimiento de los reemplazos del R-22	32
Figura 13. Unidad interior de un aire tipo mini Split	33
Figura 14. Unidad exterior de un aire acondicionado tipo mini Split.	34
Figura 15. Tabla de periodicidad de mantenimiento preventivo de un aire acondicionado	35
Figura 16. Esquema del montaje experimental	39
Figura 17. Sensor de temperatura DS18B20	41
Figura 18. Sensor de corriente no invasivo SCT 013	42
Figura 19. Sensor de temperatura y humedad relativa SHT10.	42
Figura 20. Transductor de presión	43

4. INTRODUCCIÓN

En la actualidad los sistemas de aire acondicionado convencionales usan R22 como refrigerante, el cual pertenece a la familia de los (HCFC – hidroclorofluorocarbono) y está catalogado como una sustancia agotadora de la capa de ozono, y el cual es ampliamente usado en todos los sectores de refrigeración y climatización.

El protocolo de Montreal de 1987 establece que el uso de este tipo de sustancias debe desaparecer en el año 2030, para países desarrollados. Mientras, que para países en vía de desarrollo se ha fijado como fecha límite para la transición el año 2040. [Vali and Babu 2017].

Por tal motivo, algunos de los refrigerantes alternativos utilizados para sustituir el R22 son el R422A, R422B, R422C y R422D. El departamento de protección del medio ambiente de EEUU. Informó que tales refrigerantes podrían usarse para aplicaciones domésticas y en aires acondicionados de baja capacidad. [Aprea and Maiorino 2011].

Mediante este proyecto se pretendió determinar el comportamiento (rendimiento) energético del sistema de aire acondicionado cuando se realiza la sustitución del refrigerante R22 por el R422D. Además de la posibilidad de predecir el rendimiento del sistema cuando se reduce el área de transferencia de calor en el serpentín de condensación debido a las obstrucciones.

El comportamiento energético de este sistema fue determinado a partir del cálculo de los parámetros de operación como la capacidad de enfriamiento (\dot{Q}_L), trabajo realizado por el compresor (\dot{W}_{in}), Coeficiente de rendimiento (COP_R), la tasa de eficiencia energética (EER), el sobrecalentamiento del refrigerante a la succión del compresor (ΔT_{sh}) y además, se evaluará el desempeño ambiental del sistema basado en el parámetro global para medir el impacto de un fluido en el calentamiento total equivalente de la atmósfera ($TEWI$)

5. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

5.1 Pregunta de investigación:

¿El comportamiento energético y los límites operacionales de un sistema de aire acondicionado, debido a la reducción del área de transferencia de calor en el serpentín de condensación, serán los mismos al reemplazar el refrigerante R22 por su sustituto el R422D bajo condiciones equivalentes de reducción del área de transferencia de calor en el serpentín de condensación?

Estudios realizados han demostrado una reducción en el rendimiento energético de los equipos cuando se sustituye el refrigerante R22 por el R422D. [Aprea, Maiorino, and Mastrullo (2011)] determinaron que la capacidad de enfriamiento de un sistema de aire acondicionado tipo split disminuye en un 14% cuando el refrigerante R22 era sustituido por el R422D, mientras que el consumo energético era 17% superior. Tal reducción en la capacidad de enfriamiento y el aumento en el consumo de energía causaron una disminución del 20% en el coeficiente del rendimiento del sistema (COP_R).

Mientras que [Oruç and Deveciog (2016)] determinaron una reducción del 26% en el coeficiente de rendimiento cuando se usaba R422D como sustituto del R22 y se sostenía una temperatura de condensación de 35°C. Por otro lado autores como [Qureshi and Zubair (2013)] han estudiado el comportamiento energético en sistemas de aire acondicionado influenciado por la reducción del área de transferencia de calor en el condensador, encontrando que estas afectaciones en el serpentín de condensación causan una caída hasta del 40% en el COP_R .

Los estudios llevados a cabo por diversos autores se han realizados bajo condiciones óptimas de operación, es decir, en entornos controlados, libres de agentes contaminantes para los serpentines de evaporación y condensación, los cuales son los encargados de absorber y disipar el calor del espacio refrigerado respectivamente. Hasta ahora no se ha realizado un estudio comparativo para evaluar el comportamiento energético de los sistemas de refrigeración cuando estos son sometidos a reducciones en el área de transferencia de calor y al cambio de refrigerante de R22 a R422D de manera simultánea.

6. JUSTIFICACIÓN

Los equipos de aire acondicionado y la refrigeración juegan un papel protagónico en los escenarios actuales. Éstas proporcionan confort a los seres humanos en sus actividades diarias, además de ayudar a la conservación de alimentos. Estos avances tecnológicos, que contribuyen a la comodidad humana, están afectando el medio ambiente, agravando el calentamiento global y agotando la capa de ozono debido al uso de sustancias químicas empleadas por los sistemas de aire acondicionado y refrigeración (Kasera, Shishir, and Bhaduri 2017).

El refrigerante R22, compuesto químico a base de hidrógeno(H), cloro(Cl), flúor(F) y carbono(C), posee excelentes propiedades termodinámicas, por lo que es el más utilizado en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, especialmente en aplicaciones de media y alta temperatura. El R22 tiene un comportamiento ecológico desfavorable, puesto que su manipulación causa la emisión de átomos de flúor y cloro, los cuales destruyen la capa de ozono, además contribuye con un mediano potencial en el calentamiento global.

El Protocolo de Montreal de 1987, ha establecido dentro de sus tratados eliminar el uso del refrigerante R22, en países desarrollados la transición a refrigerantes más amigables con el ambiente tiene un plazo hasta el año 2030, mientras que para países en vía de desarrollo se ha fijado como fecha límite para la transición el año 2040. (Vali and Babu 2017). Durante el periodo de transición, muchas aplicaciones industriales y comerciales han utilizado el refrigerante R407C para sustituir el uso del refrigerante R22, el R407C a pesar de poseer propiedades termofísicas similares a las del R22 y no ser tóxico, ni inflamable, tienen la desventaja de no ser compatible con los aceites minerales, los cuales son usados para la lubricación del compresor por los equipos que operan con R22 (Aprea, Maiorino, and Mastrullo 2011).

Los refrigerantes alternativos para sustituir el R22 son el R422A, R422B, R422C y R422D. El departamento de protección del medio ambiente de EEUU. Informó que tales refrigerantes alternativos podrían usarse para aplicaciones domésticas y en aires acondicionados de baja capacidad (Aprea and Maiorino 2011).

En particular, el refrigerante R422D no destruye la capa de ozono, y ha sido diseñado para reemplazar el R22 en los sistemas de expansión directa para el enfriamiento de agua, también es posible su uso en sistemas de aire acondicionado residencial, comercial y en sistemas de media y baja temperatura (-10 a 5°C), en algunas aplicaciones se pueden requerir modificaciones menores del equipo como reemplazo del filtro secador y sellos elastoméricos, juntas que están expuestas al refrigerante, recarga de aceite si es necesario o ajuste de componentes. El R422D también es compatible con aceite mineral y no hay necesidad de reemplazarlo por aceite sintético.

La experiencia de campo ha demostrado que R422D proporciona un rendimiento que cumple con los requisitos del cliente en la mayoría de los sistemas modernizados. Además,

proporciona una capacidad de enfriamiento similar a la del R22 y es capaz de operar a una temperatura de compresor significativamente menor (Aprea and Maiorino 2011).

En cuanto al efecto de la reducción de área, la mayor parte de trabajos concuerdan en que se presenta una mayor caída de presión al paso por el condensador y evaporador, así como una afectación en el coeficiente de transferencia de calor, que a su vez perjudica la capacidad de refrigeración, el COP_R y el EER del sistema de refrigeración.

Según el esto, es evidente que el cambio de refrigerante y la reducción del área de transferencia de calor afectan los parámetros de operación energéticos y ambientales de un sistema de aire acondicionado tipo Split. Pero queda sin responder, la pregunta de si esta variación en los parámetros de operación es proporcional de un refrigerante a otro para el mismo porcentaje de obstrucción en el serpentín de condensación o existe un comportamiento diferente del equipo para los mismos porcentajes de obstrucción. De no existir ninguna variación en la operación del equipo, las tareas de mantenimiento no requieren reprogramación alguna cuando se realiza un cambio de refrigerante, ahora bien, de encontrarse que cuando se realiza el cambio de refrigerante, los parámetros de operación del equipo para las mismas condiciones de obstrucción son diferente, deberían reprogramarse las actividades de mantenimiento para evitar la falla del sistema de aire acondicionado.

Mediante este trabajo se estableció cuáles eran los límites operacionales en el funcionamiento de un equipo de aire acondicionado tipo Split, con el objetivo de replantear las frecuencias en las tareas de mantenimiento cuando se realiza la sustitución del refrigerante R22 por el R422D, esto se logró mediante la determinación del nivel máximo de obstrucción permisible que no afecte significativamente el desempeño del sistema.

7. OBJETIVOS

7.1 General

Evaluar energéticamente el comportamiento de un sistema de aire acondicionado tipo split al reemplazar el refrigerante R22 por el R422D, con área de condensador variable para establecer el máximo nivel de obstrucción permisible sin afectar el desempeño del sistema.

7.2 Específicos

- Analizar el desempeño energético de un equipo de aire acondicionado tipo Split utilizando el refrigerante R422D como sustituto del refrigerante R22.
- Evaluar ambiental y energéticamente, el efecto de la disminución del área disponible en el serpentín de condensado del sistema para cada refrigerante.
- Realizar un análisis crítico para establecer los límites operacionales, que conduzca a la programación adecuada de las actividades de mantenimiento.

8. MARCO TEÓRICO.

Para desarrollar esta investigación es importante conocer las miradas y definiciones de diferentes términos, esto con el fin de ir a la par de lo que se entiende en este por algunos de los términos más importantes y determinantes. Por eso, se abordaron los conceptos: ciclo de refrigeración, su funcionamiento y compuestos; coeficiente de rendimiento (COP); flujo másico; QL; QH; protocolo de Kioto y de Montreal, con el fin entender cuáles son las bases conceptuales y por lo tanto cómo se acoplan dichos términos a este trabajo.

Desde un primer momento, es importante aclarar que las variaciones en cuanto a la denominación y significado se presentan de acuerdo con la posición de un autor, contextos, desarrollo, comportamiento, prácticas y demás elementos que se presentan en un momento de investigación.

8.1 - DEFINICIÓN DEL CICLO REFRIGERACIÓN, SUS COMPONENTES Y FUNCIONAMIENTO.

Para saber cómo funciona el ciclo de refrigeración, se deben conocer cuáles son sus partes básicas y principales. Estas son:

- Compresor
- Condensador
- Válvula de expansión
- Evaporador

Estos son los cuatro elementos principales que componen el ciclo de refrigeración, si faltara alguno de ellos, no sería posible que se ejecutarán las funciones correspondientes en el ciclo. A continuación, se especifican cada una de las partes, además del objetivo de estas dentro del circuito frigorífico y su principio de funcionamiento.

8.1.1 - ● Compresor

Su función en el ciclo de refrigeración consiste en aspirar el vapor del evaporador y ayudarlo a entrar en el condensador. Este trabajo lo consigue mediante la aportación de una energía exterior como la electricidad. A continuación, en la Figura 1 un ejemplo de un compresor con sus partes internas móviles.



Figura 1. Compresor hermético.

Fuente: compresor-de-aire-acondicionado.html

8.1.2 - • Condensador

El objetivo del condensador es extraer calor del refrigerante. Este calor en principio es la suma del calor absorbido por el evaporador y el producido por el trabajo de compresión. Los condensadores de los aires acondicionado tipo mini Split suelen ser de la siguiente Figura 2.



Figura 2. Condensador por aire forzado.

Fuente: <https://unisalia.com/como-funciona-un-condensador/>

8.1.3 - • Válvula de expansión

Tiene como objetivo proporcionar la diferencia de presión establecida entre los lados de alta y baja presión del circuito de refrigeración.

La forma más simple para lograrlo es mediante un tubo capilar entre el condensador y el evaporador, de manera que este le produzca una pérdida de carga al refrigerante. Esta solución, del tubo capilar, como se muestra en la Figura 3. es válida para pequeñas instalaciones, pero cuando se trata de regular grandes cantidades de refrigerante es conveniente el uso de la válvula de expansión.



Figura 3. Tubo capilar.

Fuente: https://es.made-in-china.com/co_chinainnerco/product_Capillary-Tube-with-Filter_hegeogioy.html

En tal caso se utilizan válvulas de expansión termostáticas, que utilizan un bulbo sensor de temperatura que se ubica a la salida del evaporador en contacto con la tubería, y que tiene en su interior una cantidad del mismo refrigerante que utiliza el circuito; como se observa en la Figura 4.

Si se produce un enfriamiento del vapor que sale del evaporador, se enfría el bulbo y disminuye la presión que se transmite a la válvula, y ésta se cierra, por lo que llegará menos refrigerante al evaporador. Si llega menos refrigerante, habrá más superficie de recalentamiento y aumentará la temperatura de recalentamiento.



Figura 4. Válvula de expansión con bulbo sensor.

Fuente: <https://www.danfoss.com/es-mx/products/dcs/valves/thermostatic-expansion-valves/thermostatic-expansion-valves/t2-te2/>

8.1.4 - • Evaporador

Este elemento intercambia calor; por sus necesidades caloríficas, absorbe calor del medio en el que se encuentra, con lo cual lo enfría. Normalmente es de circulación forzada de aire

mediante ventilador, y para este se utilizan tubos de aletas para aumentar la superficie de intercambio.

Ya a este punto, conociendo los principales elementos que forman el ciclo de refrigeración, solo queda saber cuál es el comportamiento del refrigerante en el evaporador, compresor, condensador y la válvula de expansión. La Figura 5. Nos muestra las partes del evaporador de un aire acondicionado tipo mini Split.

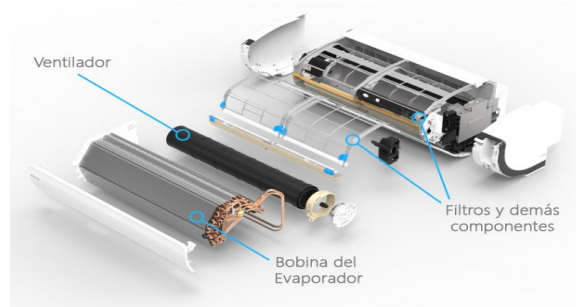


Figura 5. Evaporador por aire o circulación forzada.

Fuente: <https://blog.wattelectric.net/todo-lo-que-debes-saber-de-un-aire-acondicionado>

8.2 - CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Producir las condiciones de confort en un espacio implica absorber calor a temperaturas que estén por debajo de la temperatura ambiente. El ciclo más comúnmente usado para este fin es el ciclo de compresión de vapor compuesto por los elementos mostrados en la Figura 6.

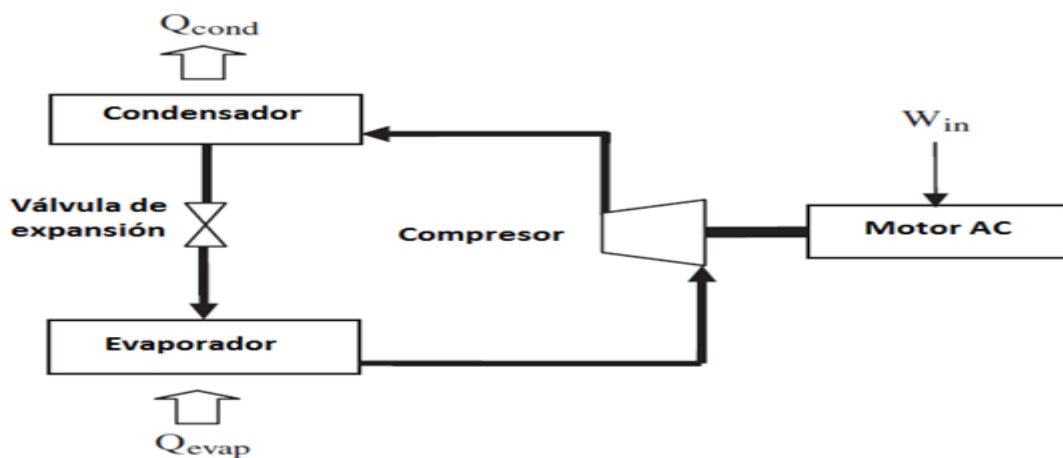


Figura 6. Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Adaptado de Benhadid-dib & Benzaoui, (2011).

Para absorber calor a bajas temperaturas es necesario el uso de un fluido intermedio que circule a través del ciclo mostrado en la figura 1, este fluido es conocido como refrigerante. En el evaporador toma lugar la ebullición del refrigerante absorbiendo calor del espacio , un compresor accionado normalmente por un motor de corriente alterna succiona el refrigerante en forma de vapor y lo comprime isentrópicamente hasta la presión de condensación absorbiendo una cantidad de energía eléctrica , en el condensador el calor absorbido en el evaporador más el calor generado en el proceso de compresión es rechazado al espacio exterior, luego una válvula de expansión disminuye la presión de condensación a entalpía constante hasta la presión de evaporación, disminuyendo la temperatura del refrigerante para que este pueda absorber calor del espacio (Benhadid-dib and Benzaoui 2011).

En un diagrama presión entalpía es posible graficar el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor como se muestra en la siguiente Figura 7.

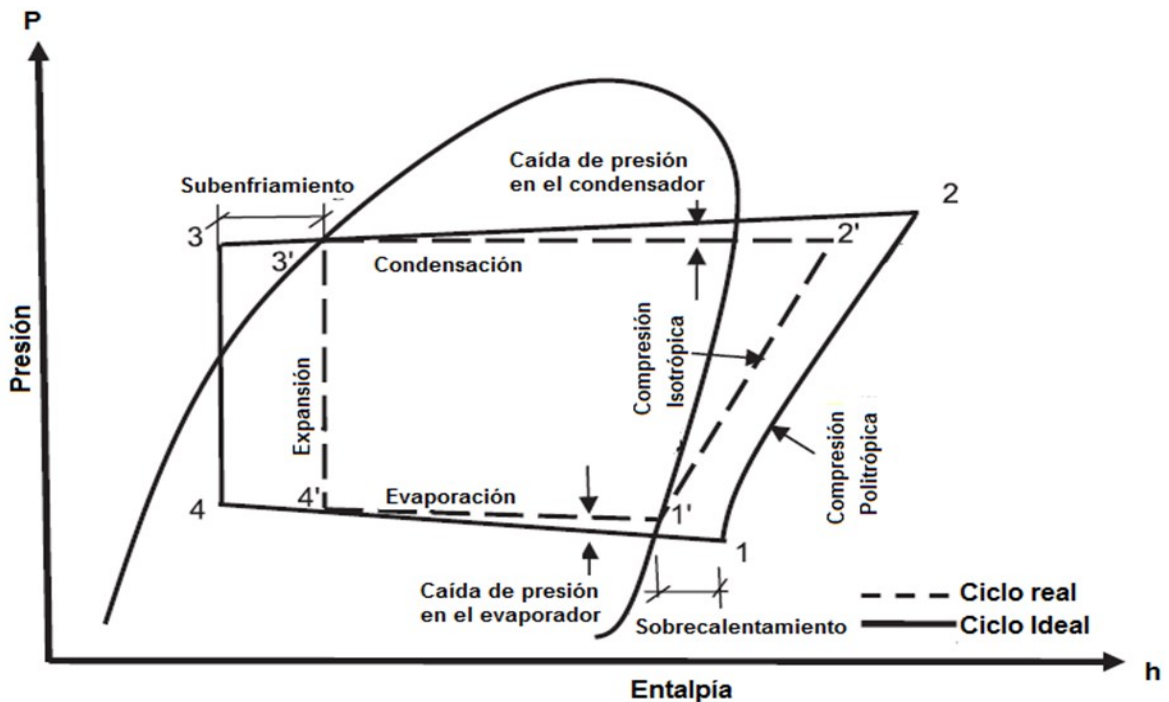


Figura 7. Diagrama presión entalpía para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal y real.

Fuente: Adaptado de Joudi and Al-amir (2014)

8.2.1 - Coeficiente de rendimiento (COP_R)

La eficiencia del ciclo de refrigeración puede expresarse como la relación entre el calor absorbido del espacio acondicionado y el trabajo realizado por el compresor según la ecuación 1.

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{w}_{in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Donde:

\dot{Q}_L - Es el calor absorbido en el evaporador (kW)

\dot{W}_{in} - Es el trabajo neto de entrada en el compresor (kW)

h_1 - Es la entalpia en la succión del compresor (kJ/kg)

h_2 - Es la entalpia en la descarga del compresor (kJ/kg)

h_4 - Es la entalpia en la succión del evaporador (kJ/kg)

8.2.2 - Flujo másico

Es la velocidad a la que la masa de una sustancia pasa a través de una superficie dada. De manera similar, el flujo volumétrico es la velocidad a la que el volumen de un líquido pasa a través de una superficie dada.

Estas medidas se utilizan ampliamente en la dinámica de fluidos, y con frecuencia es necesario convertir estas medidas de flujo. Nota que ambos líquidos y gases se consideran fluidos en el contexto de la dinámica de fluidos.

8.2.3 – Tasa de remoción de calor (\dot{Q}_L)

Es la tasa de remoción de calor el cual tiene un equipo de aire acondicionado. El calor absorbido del espacio acondicionado puede calcularse según la ecuación 2.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r (h_1 - h_4)$$

Donde:

h_1 - Es la entalpia en la succión del compresor (kJ/kg)

h_4 - Es la entalpía en la succión del evaporador (kJ/kg)

8.2.4 - Tasa de rechazo de calor (\dot{Q}_H)

Es la tasa de rechazo de calor de un equipo de aire acondicionado. El calor rechazado al ambiente por el condensador puede calcularse según la ecuación 3.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$$

8.2.5 - Trabajo realizado por el compresor (\dot{W}_{in})

Este se puede calcular según la ecuación 4.

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$$

Donde:

h_2 - Es la entalpía en la descarga del compresor (kJ/kg)

h_1 - Es la entalpía en la succión del compresor (kJ/kg)

8.2.6 - Sobrecalentamiento

El sobrecalentamiento es el número de grados que un vapor está por encima de su temperatura de saturación, o punto de ebullición, a una determinada presión.

La importancia de conocer el sobrecalentamiento del sistema El sobrecalentamiento da una indicación de si la cantidad de refrigerante que fluye hacia dentro del evaporador es apropiada para la carga. Un sobrecalentamiento alto provoca una deficiente refrigeración y un consumo excesivo de energía. Se debe a que el sistema no tiene suficiente refrigerante.

Un sobrecalentamiento bajo, ocasionado por un exceso de refrigerante en el sistema, podría provocar que el refrigerante vaya al líquido del compresor causando daños. (Cofrico, 2010)

El sobrecalentamiento puede calcularse según la ecuación 5.

$$\Delta T_{sh} = T_{med} - T_{sat}$$

Donde

T_{med} – es la temperatura medida a 30 centímetros de la succión del compresor.

T_{sat} – es la temperatura de saturación correspondiente a la presión en la succión del compresor.

8.2.7 - Sub-enfriamiento

Es de sobra conocido el efecto positivo sobre la capacidad de cualquier sistema frigorífico cuando el líquido condensado ve reducida su temperatura por debajo del punto de saturación. Esta acción se denomina SUB-ENFRIAMIENTO.

En el campo de la Refrigeración por el sistema de Compresión, que utiliza un compresor para aspirar los vapores formados en el evaporador, aumentando su presión y así descargarlos al condensador para su condensación o licuefacción, permitiendo su reutilización en un ciclo continuo de Aspiración – Compresión – Condensación - Expansión Evaporación, el grado de sub-enfriamiento reduce la cantidad del líquido condensado que se alimenta al dispositivo de expansión para su posterior evaporación en el evaporador para una capacidad frigorífica determinada.

Otros parámetros que se suelen utilizar para calificar el desempeño de estas máquinas son el **EER** (Energy Efficiency Rate), el **TEWI** (Total Equivalent Warming Impact) y el **factor UA**.

El EER indica cuántos kW térmicos (en forma de calor o de frío) proporciona un equipo por cada kW eléctrico que consume de la red de distribución eléctrica y se calcula de acuerdo a la ecuación 6.

$$EER = \frac{Q_{extraido}}{W_{compresor}}$$

El TEWI es un parámetro utilizado recientemente para determinar el desempeño ambiental de fluidos refrigerantes alternativos, durante toda su vida útil operando en una máquina térmica. Suele medirse en unidades de masa de bióxido de carbono equivalente (CO₂-e) y según la normativa EN 378-1: 2008 se calcula de acuerdo la ecuación 7.

TEWI = GWP (directo; por fugas de refrigerante) + GWP (indirecto; operación de la maquina)

$$TEWI = (GWP * m * L_{anual} * n) + GWP * m * (1 - O_{(recuperacion)}) + (E_{anual} * \beta * n)$$

Donde:

- GWP= Global warming potential of refrigerant potential de calentamiento global, relativo al CO_2 (GWP $CO_2= 1$)
- L_{anual} = velocidad de fugas (en kg)
- n = vida útil del sistema (en años)
- m = carga del refrigerante (en kg)
- $O_{(recuperacion)}$ = factor de recuperación/reciclado (entre 0 y 1)
- E_{anual} = consumo anual de energía (kWh)
- β = factor de emisión indirecta (en $kJ CO_2 / kWh$)

El parámetro UA combina los efectos de la transferencia de calor por convección – conducción, relacionados estrechamente con la resistencia térmica global o capacidad de permitir el paso de calor en un medio sólido o fluido. Para el presente proyecto resulta de gran utilidad porque permite parametrizar el desempeño del equipo de refrigeración en condiciones de área de transferencia de calor variable, debido a la obstrucción que se desea practicar, de ahí se puede establecer el grado de influencia relativo de este parámetro. En términos sencillos se define a partir del concepto de resistencia térmica:

$$Q = UA \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Q}{UA} \Rightarrow \Delta T = Q * R$$

El parámetro UA finalmente se calcula según la ecuación 8.

$$UA = \frac{1}{R}$$

Donde.

R – es la resistencia térmica global del sistema por el cual está circulando calor

U – es el coeficiente global de transferencia de calor

A – es el área de transferencia de calor perpendicular al flujo de este.

8.3 - PROTOCOLOS

En la actualidad es posible encontrar un par de protocolos los cuales buscan reducir la contaminación del aire a causa de los refrigerantes y la afectación de la capa de ozono dichos protocolos son presentados a continuación de forma resumida.

8.3.1 - Protocolo de Kioto

El Protocolo de Kioto es un protocolo de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC), y un acuerdo internacional que tiene por objetivo reducir las emisiones de seis gases de efecto invernadero que causan el calentamiento global. Los gases son el dióxido de carbono (CO₂), el metano (CH₄), el óxido nitroso (N₂O), y los otros tres son tipos de gases industriales fluorados: los hidrofluorocarbonos (HFC), los perfluorocarbonos (PFC) y el hexafluoruro de azufre (SF₆). En el protocolo se acordó una reducción de al menos un 5 %, de las emisiones de estos gases en 2008-2012 en comparación con las emisiones de 1990. Esto no significa que cada país se comprometía a reducir sus emisiones de gases regulados en un 5 % como mínimo, este es un porcentaje correspondiente a un compromiso global y cada país suscribiente del protocolo tenía sus propios compromisos de reducción de emisiones.

El protocolo fue adoptado el 11 de diciembre de 1997 en Kioto, Japón, pero no entró en vigor hasta el 16 de febrero de 2005. En noviembre de 2009 eran 187 los estados que lo habían ratificado. Estados Unidos, que era cuando se firmó el protocolo el mayor emisor de gases de invernadero (desde 2005 lo es China), nunca lo ratificó.

El protocolo forma parte de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC), suscrita en 1992 dentro de lo que se conoció como la Cumbre de la Tierra de Río de Janeiro. El protocolo vino a dar fuerza vinculante a lo que en ese entonces no pudo hacer la CMNUCC. (Protocolo de Kioto, 2020)

8.3.2 - Protocolo de Montreal

Fue firmado en septiembre de 1987 y entró en vigor en enero de 1989, para este se llegó a un acuerdo sobre las medidas específicas a tomar, relativas a las sustancias que agotan la capa de ozono. El Protocolo de Montreal busca fijar plazos máximos para la eliminación de la producción y consumo de las principales sustancias agotadoras de la capa de ozono. Las principales medidas adoptadas fueron:

Establecimiento de las fechas de control de las sustancias agotadoras. Restricciones al comercio con Estados que no sean parte del Protocolo: Prohibición a la importación o exportación de sustancias agotadoras o productos que las contengan. Clasificación de los países miembros: Artículo 2, Países desarrollados (aquellos que consumen más de 0.3 kg/per cápita/año) y Artículo 5, Países en vías de desarrollo (aquellos que consumen menos de 0.3 kg/ per cápita/año). Adopción de un mecanismo de financiación: Establecimiento de un Fondo Multilateral, y de su Comité Ejecutivo, encargado de las labores administrativas, directrices y políticas. (El Protocolo de Montreal | Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, s. f.)

8.4 - REFRIGERANTES

Son todos aquellos fluidos que actúan como agentes de enfriamiento, conduciendo la energía calorífica desde el nivel de baja temperatura, al nivel de alta temperatura, donde pueden ceder su calor. Estos fluidos, si son utilizados en un sistema de compresión, tienen la propiedad de absorber calor al evaporarse a temperaturas y presiones bajas, y ceder calor al condensarse a temperaturas y presiones mayores.

“Estos fluidos son vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, así será su aplicación comercial”

En el ciclo ideal, el rendimiento de todos los refrigerantes es el mismo dentro de ciertos límites de temperaturas, pero en la realidad existen variaciones, las cuales se deben al movimiento del flujo en un solo sentido a través de las válvulas de expansión y el aumento relativo de la compresión en la región de sobrecalentamiento.

Se identifican por números después de la letra R, que significa refrigerante. El sistema de identificación ha sido estandarizado por la American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE).

8.4.1 - Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)

Los hidroclorofluorocarbonos son compuestos formados por átomos de cloro, flúor, hidrógeno y carbono. Aunque son destructores de la capa de ozono, han sido introducidos temporalmente como sustitutos de los CFC, ya que su potencial de agotamiento del ozono (PAO) es menor.

A fines de 1920 fue desarrollada una familia de refrigerantes con características excepcionales. Una de las principales cualidades era la de su baja toxicidad, esto redundó en la rápida aceptación de uno de los refrigerantes, el cual sería utilizado en sistemas de climatización.

La principal fuente de contaminación de estas sustancias son los equipos de refrigeración, tanto en estado operativo como al final de su vida útil. También se encuentran presentes en aerosoles, pinturas, barnices, entre otros. No existen fuentes naturales de contaminación, ya que se trata de sustancias sintetizadas por el hombre. Los HCFC se usaron como sustitutos de los CFC debido a su menor toxicidad y persistencia en el medio ambiente, pero aun así son sustancias cloradas destructoras de la capa de ozono.

8.4.2 - Estructura química

El análisis de las propiedades químicas de los refrigerantes es el que indica las características que este pueda tener. Por ejemplo, podría indicar con qué tipo de químicos o elementos, ya sea de otro ambiente o del mismo aire natural, este es capaz de reaccionar. A través de la estructura química se establecen cuáles son los resultados de las reacciones de los refrigerantes con otras sustancias.

Estos elementos han sido motivo de gran debate en los foros que tratan acerca de la protección ambiental, ya que forman parte de la gran gama de químicos que causan la reducción de la capa de ozono.

8.4.3 - Refrigerante R-22

“Es un hidroclorofluorocarbono (HCFC) ampliamente usado en todos los sectores de la refrigeración y climatización. Tiene un alto potencial de agotamiento del ozono (PAO) y, a pesar de poseer excelentes propiedades termodinámicas que hacen que este refrigerante sea idóneo para aplicaciones de alta y media temperatura en instalaciones fijas, transporte refrigerado y aire acondicionado, es catalogada como una las sustancias que más contribuyen al calentamiento global por efecto invernadero”

Se restringió su utilización como refrigerante puro en la recarga de equipos e instalaciones existentes hasta el 2010. A partir de esta fecha está prohibida su utilización, y únicamente estará permitido el uso de R-22 reciclado hasta el 2015. Actualmente existen sustitutos menos ecológicos que el R-22, como: el R-417A, R-422A y R-422D, teniendo desventajas directas como altas presiones de funcionamiento, altas capacidades volumétricas y, por ende, un mayor consumo energético de los equipos, sin mencionar la alta contribución al calentamiento global y al cambio climático.

8.4.4 - Envase del R-22

En la Figura 8. Podemos ver un envase oficial en los que se comercializa legalmente el refrigerante R-22.



Figura 8. Envase del refrigerante R-22

Fuente: *Gases refrigerante*, ficha técnica R-22.

<https://es.uiszl.com/r22-refrigerant-gas/53324201.html>

8.4.5 - Propiedades del R-22

Es un gas incoloro, inodoro y no inflamable en condiciones normales. Es moderadamente soluble en agua y con un coeficiente de partición octanol/agua relativamente bajo, lo que indica un índice potencial de bioacumulación prácticamente nulo. Se utiliza en gran proporción como un intermediario químico, en la refrigeración y en equipos de aire acondicionado. La siguiente Figura 9. nos enseña los diferentes propiedades y características del refrigerante R-22.

<i>Número ASHRAE</i>	R22
<i>Peso molecular</i>	Peso molecular: 86.468 g/mol
<i>Temperatura de congelación</i>	-160 °C
<i>Fase sólida</i>	Punto de fusión: -157,42 °C Calor latente de fusión (1,013 bar, en el punto de fusión): 47.685 kJ/kg
<i>Fase líquida</i>	Densidad del líquido (1.013 bar en el punto de ebullición): 1409,172 kg/m ³ Equivalente líquido/gas (1,013 bar y 15°C (59 °F)): 379,1 vol/vol Punto de ebullición (1,013 bar): -40,81°C Calor latente de vaporización (1,013 bar en el punto de ebullición): 233,75 KJ/kg

Continuación de la tabla II.

<i>Punto crítico</i>	<p>Temperatura crítica: 96,15 °C Presión crítica: 49,9 bar Densidad crítica: 523,842 kg/m³</p>
<i>Punto triple</i>	<p>Temperatura del punto triple: -157,42 °C Presión del punto triple: 2.547E-06 bar</p>
<i>Fase gaseosa</i>	<p>Densidad del gas (1,013 bar en el punto de ebullición): 4,7039 kg/m³</p> <p>Densidad del gas (1,013 bar y 15°C (59°F)): 3,7182 kg/m³ Factor de compresibilidad (Z) (1,013 bar y 15°C (59°F)): 0,98352 Gravedad específica (aire = 1): 3 Volumen específico (1,013 bar y 21°C (70°F)): 0,2788 m³/kg Capacidad calorífica a presión constante (Cp) (1,013 bar y 25°C (77°F)): 0,0572 kJ/(mol.K) Capacidad calorífica a volumen constante (Cv) (1,013 bar y 25°C (77°F)): 0,0483 kJ/(mol.K) Razón de calores específicos (Gama: Cp/Cv) (1,013 bar y 25°C (77°F)): 1,1847 Viscosidad (1,013 bar y 0°C (32°F)): 1,1533E-04 Poise Conductividad térmica (1,013 bar y 0°C (32°F)): 9,15 mW/(m.K)</p>
<i>Misceláneos</i>	<p>Solubilidad en agua (1 bar y 25°C (77°F)): 0,30%</p>

Figura 9. Tabla de propiedades del R-22

Fuente: enciclopedia de los gases. www.encyclopedia.airliquide.com

8.4.6 - Gráfica de presiones del R-22

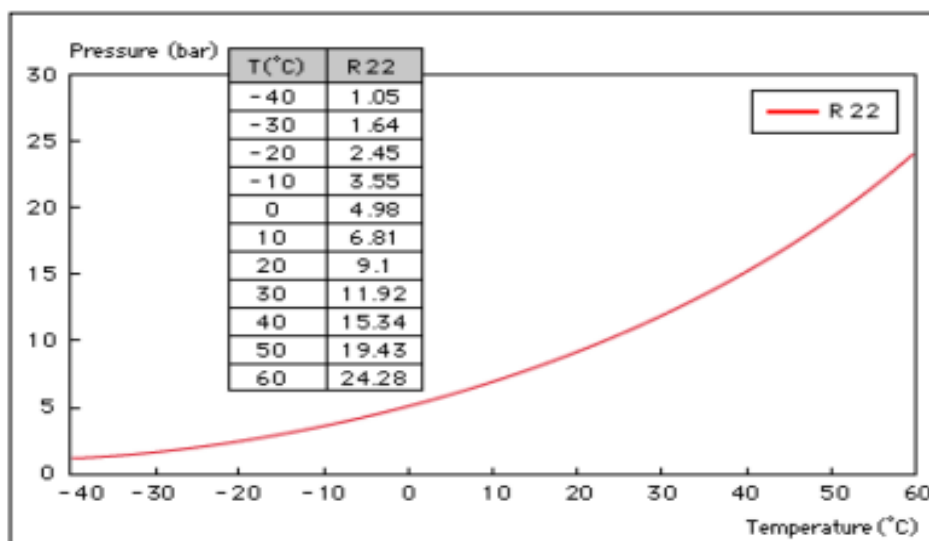


Figura 10. Gráfica de presiones del R-22

Fuente: *Gases refrigerantes, ficha técnica R-22*. www.climatemp.es. consulta: abril de 2014.

8.4.7 – Aplicaciones

El R-22 es un ejemplo de un refrigerante HCFC, que se ha utilizado en todo el mundo por muchos años. La mayoría de los equipos pequeños de aire acondicionado, por ejemplo, el tipo ventana o el sistema dividido (mini Split), utilizan R-22.

Este refrigerante es similar al R-12 en sus características; sin embargo, tiene presiones de saturación más altas para temperaturas equivalentes. Tiene un calor latente de evaporación mucho mayor y un volumen específico inferior.

Por lo anterior, tiene una capacidad de refrigeración mucho mayor que otros. Esto permite el uso de menor desplazamiento en el compresor y, en algunos casos, se utilizan compresores más pequeños para obtener resultados comparables con R-12.

Por sus características a bajas temperaturas de evaporación y alto índice de compresión, la temperatura del vapor R-22 comprimido es tan alta, que frecuentemente daña el compresor. Por tal motivo, se recomienda para sistemas de un solo paso.

8.4.8 - refrigerantes sustitutos del R-22

Los refrigerantes hidrocarburos (HC) están aceptados para utilizarse en equipos de refrigeración y aire acondicionado que han sido diseñados, fabricados y aprobados para el uso de estos gases; y para la sustitución de los HCFC.

Los HC admitidos son:

- R-290 (propano)
- R-600a (isobutano)

El R-600a (isobutano) sólo puede utilizarse en refrigeradores o congeladores de uso doméstico, diseñados y fabricados para emplear esta sustancia, cuya carga de gas refrigerante no sea superior a los 57 gramos. En la siguiente Figura 11 podemos ver los refrigerantes sustitutos del R-22 más comunes.

Número ASHRAE		
R-422D	Sistemas pequeños	Retrofit durante el servicio
R-407A	Sistemas pequeños	Retrofit durante el servicio con cambio de compresor
R-407A	Sistemas grandes	Retrofit planeado
R-407 F	Sistemas grandes	Retrofit planeado

Figura 11. Mezclas alternativas al R-22 en un sistema de refrigeración

Fuente: [sustitucion-hcfc-sistemas-refrigeracion-aire-acondicionado/revista-cero-grados-mezclas-alternativas-al-r-22-en-un-sistema-de-refrigeracion/](#)

El R-290 sólo puede emplearse en refrigeradores o en congeladores de alimentos de venta al por menor, diseñados y fabricados para usar este refrigerante, siempre y cuando sean de tipo auto contenido, además de que la carga de gas no sea superior a los 150 gramos.

8.4.9 - Refrigerante R-407A

Es una mezcla de R-125 y R-134a, cada uno 40 por ciento, y de R-32 al 20 por ciento. Su Potencial de Calentamiento Global (PCG) es igual a 2107. No es un gas que afecte a la capa de ozono; sin embargo, es transitorio por su elevado PCG. No está diseñado para utilizarse en instalaciones de aire acondicionado o en evaporadores inundados.

Su nivel de seguridad es A1. La temperatura de descarga es menor, comparada con la del R-22, aunque la presión de descarga es mayor, principalmente cuando se tienen temperaturas

ambientes elevadas. Se debe lubricar con polioléster y se carga en fase líquida, ya que es una mezcla zeotrópica. Este refrigerante casi iguala al R-22, si se le compara con el resto de las mezclas disponibles, pero tiene un deslizamiento de 10 °F.

8.4.9.1 - Refrigerante R-422D

Es una mezcla de R-125 al 65.1 por ciento, R-134a, y R-600a, al 31.5 y 3.4 por ciento, respectivamente. Tiene un PCG igual a 2230, por el cual es considerado un gas transitorio, que se emplea para que los equipos en buenas condiciones puedan finalizar su tiempo de vida útil.

El R-422D es un refrigerante para media y baja temperatura, provoca pérdida de potencia al sustituir al R-22 en un sistema, lo que se traducirá en un incremento del tiempo de operación del compresor.

El hidrocarburo (R-600a), que tiene el R-422D en su fórmula, ayuda a promover el regreso del aceite en sistemas lubricados con aceite mineral o alquilbencenos. Algunos componentes del sistema deberán de cambiarse en caso de presentar problemas de caída de presión. En sistemas de refrigeración grandes, que presenten un diseño complicado de tuberías y que contengan un volumen grande de refrigerante, será necesario retirar el aceite mineral o el alquilbenceno y sustituirlo por el aceite polioléster.

8.4.9.2 - Refrigerante R-407F

Es una mezcla de R-134a al 40 por ciento, R-125 y R-32, cada uno al 30 por ciento. Posee un elevado PCG (1824) que lo convierte en un gas transitorio, utilizado para que los equipos en buenas condiciones finalicen su tiempo de vida útil.

El cambio a R-407F es otra opción, ya que tiene un parecido en la capacidad de enfriamiento del R-404A. También reduce significativamente el PCG de una instalación, de 3922 a 1824. Puede utilizarse en aplicaciones de media o de baja temperatura.

	R-22	R-404A	R-407C	R-407A	R-422D	R-427A
Capacidad (BTU/h)	13746 100 %	12450 90.6 %	12891 93.8 %	13375 97.3 %	10431 75.9 %	12020 87.4 %
COP	1.42 100 %	1.18 83 %	1.34 94.4 %	1.34 94.4 %	1.14 80.3 %	1.31 92.3 %
Temperatura de la descarga (°F)	217 0 °F	179 -38 °F	193 -24 °F	192 -25 °F	170 -47 °F	189 -28 °F
Presión de la descarga (psig)	211 0 psig	256 +45 psig	223 +11 psig	242 +31 psig	214 +3 psig	214 +3 psig

Figura 12. Referencia cruzada del rendimiento de los reemplazos del R-22

Fuente: <https://0grados.com/sustitucion-hcfc-sistemas-refrigeracion-aire-acondicionado/>

8.5 - MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO

8.5.1 - ¿Qué es el Mantenimiento Preventivo?

Es la acción técnica preventiva que busca prolongar la vida útil del equipo, básicamente es una rutina que se debe repetir en periodos de tiempo que van desde 60 días a 90 días. Primordialmente el mantenimiento preventivo de aires acondicionados busca mantener el equipo limpio y lubricado en todas sus partes, con los ajustes y cambios básicos en tornillos, terminales eléctricos y en general el seguimiento de lecturas de consumo eléctrico, ruido, temperaturas de condensación y de evaporación del refrigerante.

De las alarmas que surjan durante el mantenimiento preventivo que se hagan, depende la prolongación de la vida útil del equipo de aire acondicionado que este en mantenimiento. En aplicaciones de aire acondicionado tales como call center, oficinas, áreas de trabajo, etc., normalmente encontramos los equipos saturados de polvo, fibras de ropa y grasa, la mezcla de estos elementos genera un fango que tapa los serpentines, bombas de agua y los filtros de salida de aire. Dependiendo del número de personas que se encuentren en el área climatizada, será la mayor o menor periodicidad para los mantenimientos preventivos del sistema de aire acondicionado.

8.5.2 - Mantenimiento de la Unidad Interior



Figura 13. Unidad interior de un aire tipo mini Split

Fuente: [/www.alamy.es/unidad-interior-de-aire-acondicionado-tipo-de-pared-unidad-fan-coil](http://www.alamy.es/unidad-interior-de-aire-acondicionado-tipo-de-pared-unidad-fan-coil)

- Desarme de las partes de la unidad exterior (Figura 13); necesarias para lograr un fácil acceso a lugares donde se hace difícil llegar para limpiar.
- Limpieza mediante aspiradora de filtros, ventilador, evaporador y tapas.
- Limpieza y desinfección con productos químicos de los filtros, evaporador, bandeja de condensados y manguera de desagote.
- Rearmado de todas las partes y colocación de filtros.
- Realización de mediciones para verificar el correcto funcionamiento del equipo. Se revisan los siguientes parámetros: velocidad de ventilación, temperatura, salto térmico y las funciones del control remoto.

8.5.3 - Mantenimiento de la Unidad Exterior



Figura 14. Unidad exterior de un aire acondicionado tipo mini Split.

Fuente: <https://www.kosner.es/como-funciona-unidad-exterior/>

- Desarme de partes necesarias de la unidad exterior (Figura 14); para una correcta limpieza y comprobación de elementos.
- Aspiración de Condensador, Tapas y todo el interior de la unidad exterior.
- Limpieza del Condensador e Interior del Gabinete con Químicos.
- Comprobación del correcto funcionamiento de todos los elementos (válvula inversora, ventilador, compresor, sensores de temperatura, capacitores de arranque)
- Toma de mediciones: Voltaje, Amperaje, Temperatura, Presión.

La siguiente tabla (Figura 15); nos da una guía para la periodicidad del mantenimiento preventivo de un aire acondicionado normal.

Frecuencia	
PERIODICIDAD DEL MANTENIMIENTO PREVENTIVO	
Operación	Frecuencia
Limpieza y Desinfección	Trimestral
Verificación de Medidas	Trimestral
Revisión de Cuadro Eléctrico	Trimestral
Inspección carga de refrigerante	Trimestral
Comprobación de los desagües	Trimestral
Verificación de la inexistencia de ruidos extraños	Trimestral
Lubricación de rodamientos y partes móviles.	Semestral
Pintura y Restauración	Anual

Figura 15. Tabla de periodicidad de mantenimiento preventivo de un aire acondicionado

Fuente: <http://frioinstalaciones.com/PDFs/Brochure%20Mantenimiento.pdf>

9. ESTADO DEL ARTE

Entre los trabajos más relevantes que tienen por objetivo el estudio del comportamiento de sistemas de refrigeración y aire acondicionado al sustituir el refrigerante de uso tradicional, destacan el de [Yang, 2013] en el que examinan diferentes opciones para sustituir el R22, como el R744, R717, HC-290, RE170, HFC-32, HFC-161, HFC-152a, HFO-1234yf, HFO1234ze y sus mezclas. El estudio se basó en una comparación detallada de propiedades termofísicas y otros aspectos inherentes a los refrigerantes. Entre sus hallazgos más importantes están que deben tenerse en cuenta factores como las propiedades termodinámicas, el impacto ambiental representado en el GWP y el ODP, la eficiencia, la inflamabilidad, la toxicidad, el costo e incluso aspectos políticos relativos al uso de este tipo de sustancias, por lo cual la decisión es de tipo multiobjetivo y adicionalmente no es fácil dar con una única sustancia que remplace exactamente al R22.

[Qureshi, 2014], mediante un trabajo teórico predijeron el comportamiento de las propiedades y el desempeño de sistemas de refrigeración por compresión de vapor, funcionando en condiciones de incrustamiento. Básicamente el trabajo describe las ecuaciones matemáticas y las diferentes constantes propias del modelo, el cual fue probado en tres escenarios de incrustamiento: uno en el lado de alta temperatura del intercambiador de calor, otro en el lado de baja temperatura y otro en ambos lados el intercambiador de calor. Al final hacen unas comparaciones con información experimental encontrándose una franja entre los datos experimentales y los arrojados por el modelo. El mismo autor mediante un trabajo experimental examinó el efecto de la incrustación en el condensador sobre el desempeño de equipos de aire acondicionado, básicamente lo que hacen es bloquear progresivamente el conducto por donde pasa el aire y medir el cambio en la presión del condensador, la temperatura a la salida del compresor, así como la potencia consumida por el compresor y el COP. Los resultados indican que salvó el COP, los demás parámetros tienen una tendencia a aumentar logarítmicamente, debido muy posiblemente a la fuerte dependencia con las ecuaciones de cambio de fase que ocurren en el condensador.

[Devotta, 2005] efectuaron un trabajo experimental y de simulación para analizar el desempeño de un sistema de acondicionamiento de aire en el que se ha sustituido el R22 por R407c. El banco de ensayos es un sistema de acondicionamiento de aire tipo ventana, que funciona con un ciclo básico de compresión de vapor, se consideraron tres casos de prueba tratando de reproducir condiciones de uso a nivel doméstico y condiciones de uso a nivel comercial; por su parte la simulación fue llevada a cabo utilizando un modelo computacional llamado EVAP-COND desarrollado por la NIST. Los resultados obtenidos permitieron concluir que la capacidad de refrigeración cuando se utiliza el refrigerante sustituto disminuye en un rango entre 2 y 8% y el COP disminuye entre 8 y 13.6%, mientras que el consumo eléctrico aumenta en un rango de 6 a 7%. Sin embargo, las caídas de presión a lo largo del sistema fueron menores con el R407c. Adicionalmente la simulación pudo establecer que la temperatura a la salida del condensador es menor y a la salida del evaporador es mayor con el R407c, así como las presiones de evaporación.

[Wu 2012] mediante un trabajo experimental, llevó a cabo un estudio de evaluación del desempeño de equipos de aire acondicionado, operando con R290 y R1270. Utilizaron un equipo de refrigeración por compresión de vapor debidamente instrumentado con una capacidad de 2.4 kW y un EER de 3.2, dotado de fábrica con un compresor rotativo. En los ensayos se trabajaron varias temperaturas del aire exterior, variando entre 29 y 40°C, así como cinco puntos de carga variable. Los resultados permitieron establecer que la capacidad de refrigeración del equipo aumentó como mucho en un 2.4% usando un aceite lubricante de origen mineral de alta viscosidad o en su defecto se podrían tener mayores tasas de refrigeración al utilizar compresores alternativos de mayor desplazamiento volumétrico, sin embargo, también encontraron que los sistemas con refrigerante alternativos tenían una mayor capacidad de refrigeración y un mayor EER cuando el equipo funcionaba con temperaturas exteriores más bajas.

[Fatouh 2010] realizaron una investigación experimental en un equipo de acondicionamiento de aire, basado en un ciclo simple de compresión de vapor pero con circuitos de aire independientes en el evaporador y el condensador, operando con R22 y un refrigerante sustituto como el R407c y analizaron el efecto de la temperatura de entrada al evaporador, en un rango entre 20 y 32 °C, variando el caudal volumétrico del aire en el evaporador entre 250 y 700 m³/h y la relación de humedad del aire en el evaporador entre 9 y 14.5 g/kg. Los resultados revelaron que la temperatura a la entrada del evaporador tiene un efecto pronunciado sobre las temperaturas de salida, así como sobre las presiones en el evaporador, el condensador y también sobre la capacidad de refrigeración, la carga de calor en el condensador y el COP. El efecto de la relación de humedad afectó sensiblemente el comportamiento del sistema con ambos refrigerantes, de manera que al aumentar esta relación también aumentaron la capacidad promedio de refrigeración del equipo hasta en un 38.5% y una mejora en el COP de 30% para el R22 y 24% para R407c, pero La operación más conveniente del equipo ocurrió con R22. Un aspecto a resaltar de este trabajo es la incertidumbre asociada a los instrumentos de medición de variables como temperaturas, presiones y velocidades, que en el peor de los casos no superó el 1.6%, aspecto a tener en cuenta ya que en el presente proyecto se plantea medir variables del mismo tipo con instrumentos similares.

[Wang et al. 2017] realizaron un modelo matemático para evaluar el comportamiento de una bomba de calor empleada para acondicionar aire. La evaluación numérica llevada a cabo permitió determinar los valores de presión de descarga y el coeficiente de rendimiento (COP) cuando el sistema operaba con R134a y R407C como refrigerantes sustitutos del R22. Mediante el análisis numérico concluyeron que la presión de descarga del sistema cuando empleaba R134a como fluido de trabajo era 29 y 32% inferior que cuando se empleaba R22 y 407C respectivamente, además el COP para el R134a fue 3.3 y 8.6% superior comparado con los valores obtenidos al usar R22 y 407C respectivamente. El modelo matemático desarrollado se ajustaba a los valores calculados de manera experimental.

En términos generales, se puede decir que a partir de los trabajos revisados, son muchos los candidatos a reemplazar el R22, aunque el R422D no se presenta como la mejor opción, queda claro que es de los pocos sustitutos en los que no hay que hacer mayores modificaciones al sistema de aire acondicionado, lo cual permite una intercambiabilidad más fácil y simple, no ocurre lo mismo con otros refrigerantes sustitutos que requieren de compresores de mayor capacidad e incluso cambios en el aceite lubricante, factores que en la práctica representarían una limitante para lograr una gran cobertura de sustitución del R22.

10. METODOLOGÍA

Con el fin de dar respuesta a la pregunta de investigación se plantea un diseño experimental del tipo factorial 2x5, con dos factores que son el tipo de refrigerante y el porcentaje de reducción de área en el condensador.

El primero de ellos con 2 niveles discretos, el R22 y uno de los refrigerantes sustituto el cual es el R422D, mientras que para el segundo factor se manejan cinco niveles, cada uno correspondiente a un porcentaje de obstrucción del área en el condensador del equipo de aire acondicionado, tal como se ilustra en la Tabla 1. De esta manera, practicando tres réplicas, se tendrán 24 puntos experimentales con los cuales se obtendrá la información relevante que permitirá determinar el efecto de estos factores sobre el comportamiento energético del sistema de acondicionamiento de aire tipo *Split*.

Tabla 1. Planteamiento del diseño experimental

Factor	Nivel
Tipo de refrigerante	R22
	R422D
Porcentaje de reducción de área en el condensador	0
	20
	40
	60
	80

Fuente: Elaboración propia del autor.

Posteriormente una vez obtenida la información experimental se procederá a efectuar un análisis de varianza, con el fin de determinar estadísticamente si alguno de los factores o ambos tienen un efecto significativo sobre la variable respuesta, que en este caso será el comportamiento energético del sistema de aire acondicionado representado por su coeficiente de desempeño (COP), para tal fin se plantea la siguiente hipótesis nula:

“Los valores promedio del coeficiente de operación del sistema de acondicionamiento de aire, no varían ni con el tipo de refrigerante, ni con el porcentaje de obstrucción de área en el condensador del sistema de aire acondicionado”.

De esta manera la hipótesis alternativa sería que el coeficiente de operación del sistema de acondicionado se ve afectado significativamente por al menos uno de los factores considerados

La instalación experimental donde se llevarán a cabo los ensayos, consiste en un sistema de aire acondicionado tipo Split con las características técnicas descritas en la Tabla 2 y cuyos principales componentes se detallan en la Figura 16; y en la tabla 3 vemos las diferentes posiciones de los sensores en el sistema.

Tabla 2. Características técnicas del equipo de aire acondicionado
Características técnicas equipo de aire acondicionado

Capacidad nominal de enfriamiento	BTU/h	18000
Fuente de alimentación	V/PH/Hz	220/1/60
Corriente de carga nominal	A	9.6
Corriente de arranque	A	40
Potencia de entrada	kW	2.198
Flujo de aire	CFM	270
Refrigerante	Tipo	R22
Compresor	Tipo	Rotativo Scroll

Fuente: Elaboración propia del autor

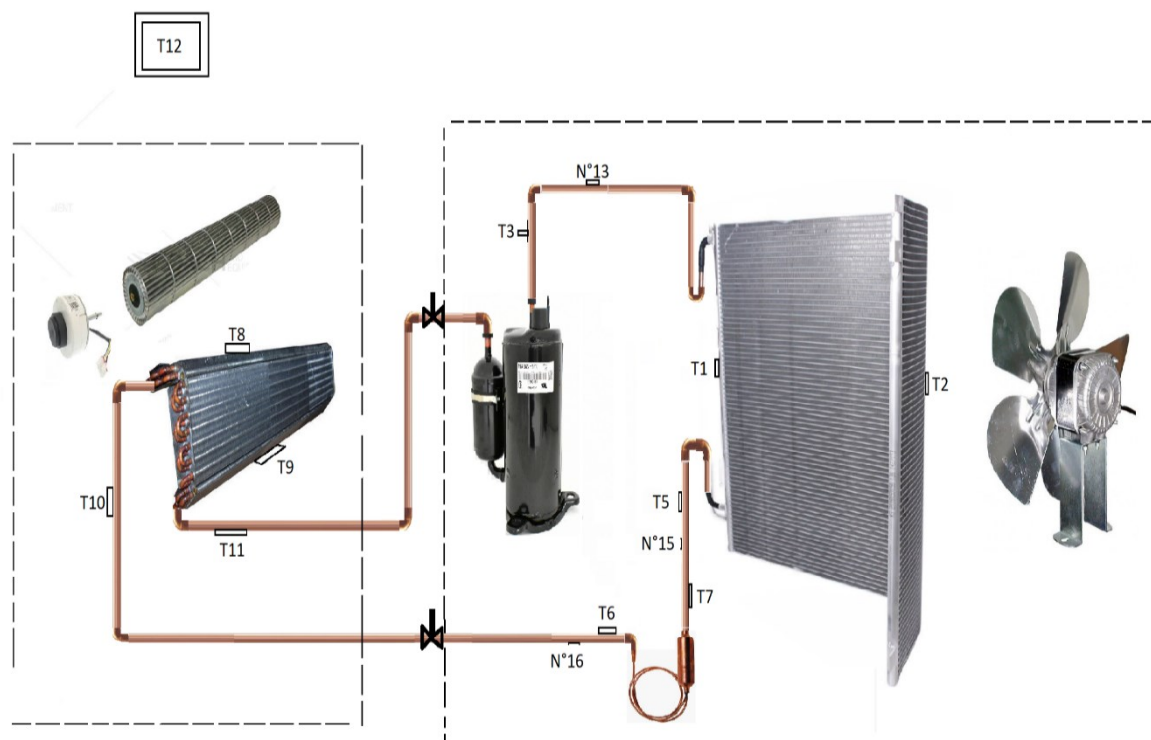


Figura 16. Esquema del montaje experimental

Fuente: Elaboración propia del autor

CÓDIGO	POSICIÓN EN EL SISTEMA
T1	Temperatura de aire en la entrada del condensador (Serpentín)
T2	Temperatura de aire en la descarga del condensador (Serpentín)
T3	Temperatura del refrigerante en la descarga del compresor
T4	Temperatura del refrigerante en la succión del compresor
T5	Temperatura del refrigerante en la salida del condensador
T6	Temperatura del refrigerante en la salida del tubo capilar
T7	Temperatura del refrigerante a la entrada del tubo capilar
T8	Temperatura y humedad del aire a la entrada del evaporador
T9	Temperatura y humedad del aire a la salida del evaporador
T10	Temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador
T11	Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador
T12	Temperatura ambiente
i 21	Consumo de corriente del compresor
i 22	Consumo de corriente del motor ventilador del evaporador
i 23	Consumo de corriente del motor ventilador del condensador
P1 N°13	Presión en la descarga del compresor
P2 N°14	Presión en la succión del compresor
P3 N°15	Presión a la salida del condensador
P4 N°16	Presión a la salida del tubo capilar

Tabla 3. Posiciones de sensores (Presión, Temperatura y Corriente) en el sistema

Fuente: Elaboración propia del autor

Las variables de presión, temperatura, humedad y consumo eléctrico del compresor y motor ventilador (Condensador y Evaporador), serán medidas en los puntos mostrados en la Figura 16.

1. En pro de poder realizar los montajes requeridos para el desarrollo del sistema se ha efectuado una búsqueda de posibles sensores que consigan realizar la medición de las variables requeridas, dichos sensores y sus características son presentados a continuación.

Para medir la presión del refrigerante se emplearán transductores de presión, la temperatura del refrigerante se medirá con el uso sensores digitales a prueba de agua de manera no invasiva, mientras que el consumo eléctrico en el compresor será medido mediante un Módulo sensor de corriente no invasivo.

10.1 - Sensor de temperatura DS18B20

El DS18B20 es un sensor digital de temperatura que utiliza el protocolo 1-Wire para comunicarse, este protocolo necesita solo un pin de datos para comunicarse y permite conectar más de un sensor en el mismo bus.

El sensor DS18B20 es fabricado por Maxim Integrated, el encapsulado de fábrica es tipo TO 92 similar al empleado en transistores pequeños. La presentación comercial más utilizada por conveniencia y robustez es la del sensor dentro de un tubo de acero inoxidable resistente al agua y es presentado por medio de la Figura 17.



Figura 17. Sensor de temperatura DS18B20

Fuente: <https://www.geekfactory.mx/tienda/sensores/ds18b20-sensor-de-temperatura-sumergible/>

Con este sensor podemos medir temperatura desde los -55°C hasta los 125°C y con una resolución programable desde 9 bits hasta 12 bits. Cada sensor tiene una dirección única de 64bits establecida de fábrica, esta dirección sirve para identificar al dispositivo con el que se está comunicando, puesto que en un bus 1-wire pueden existir más de un dispositivo. (*Tutorial sensor digital de temperatura DS18B20*, s. f.)

10.2 - Sensor de corriente no invasivo SCT 013

Los sensores de la serie SCT-013 son sensores que trabajan como transformadores, la corriente que circula por el cable que deseamos medir actúa como el devanado primario (1 espira) e internamente tiene un devanado secundario que dependiendo del modelo pueden tener hasta más de 2000 espiras.

La cantidad de espiras representa la relación entre corriente que circula por el cable y la que el sensor nos entrega, esta relación o proporción es la que diferencia entre los diferentes modelos de sensores SCT-013, adicionalmente pueden tener una

resistencia de carga en la salida de esta forma en lugar de corriente se trabaja con una salida voltaje, dicho sensor se muestra por medio de la Figura 18.



Figura 18. Sensor de corriente no invasivo SCT 013

Fuente: <https://uelectronics.com/producto/sensor-de-corriente-no-invasivo-100a-sct-013-000/>

A este tipo de sensores se los conoce como Sensores CT (Current transformers), que como se explicó son transformadores, Por el núcleo solo debe de atravesar una sola línea, si pasamos por ejemplo los dos cables de una conexión monofásica, nuestra lectura será 0, puesto que los cables tienen corrientes opuestas. Una ventaja de SCT-013 es que no necesitamos interrumpir (cortar o desempalmar) el cable que vamos a medir, esto porque al igual que una pinza amperimétrica tiene el núcleo partido. (*Tutorial sensor de corriente AC no invasivo SCT-013*, s. f.)

10.3 - Sensor de temperatura y humedad relativa SHT10.

Es un sensor, robusto y preciso SHT1x, de tipo industrial. La interfaz en serie de 2 hilos y regulación de tensión interna permite una integración fácil y rápida del sistema. Además, es compatible con Arduino. El socket de suspensión de pared hace que sea fácil de instalar.



Figura 19. Sensor de temperatura y humedad relativa SHT10.

Fuente: <https://yorobotics.co/producto/sonda-sensor-temperatura-humedad-sht10-protector-precision>

Características:

- Consumo de energía: 0.15mW (Promedio)
- Tipo de interfaz: interfaz de dos hilos (Digital)
- Cable rojo - 5v
- Cable azul - GND
- Cable amarillo - Cable Reloj
- Cable negro - Cable de datos
- Rango de humedad: 0-100% de humedad relativa
- Rango de temperatura: -10~80 °C
- Exactitud de la humedad: $\pm 5.0\%$ RH
- Exactitud de la temperatura: $\pm 0,5$ °C
- Tamaño: 49mm x 14mm

el tiempo entre lecturas debe ser de 2 segundos. Donde el mismo se mostró con anterioridad a través de la Figura 19.

10.4 Transductor de presión

Un transductor de presión convierte la presión en una señal eléctrica analógica. Aunque hay varios tipos de transductores de presión, uno de los más comunes es el transductor extenso métrico presentado en la Figura 20.



Figura 20. Transductor de presión

Fuente: <https://www.directindustry.es/prod/noshok/product-26191-462338.html>

La conversión de la presión en una señal eléctrica se consigue mediante la deformación física de los extensómetros que están unidos en el diafragma del transductor de presión y cableados en una configuración de puente de Wheatstone.

La presión aplicada al sensor produce una deflexión del diafragma, que introduce la deformación a los medidores. La deformación producirá un cambio de resistencia eléctrica proporcional a la presión. (*Transductor de presión | Omega Engineering, s. f.*)

El protocolo de mediciones se efectuará, tal como se mencionó antes, en 4 fases:

- Fase 1: En esta fase se realizarán las mediciones que constituirán el caso base o de referencia, es decir con el equipo de acondicionamiento de aire operando en sus condiciones nominales, con refrigerante R22 y 0% de reducción de área. Con el objetivo de alcanzar un estado estable en la operación del equipo se ha de controlar la temperatura del aire en la entrada del condensador mediante un banco de resistencias instalado en la succión de la unidad condensadora, este banco regulara la temperatura del aire a 30°C, al igual que la temperatura al interior del cuarto de pruebas.
- Fase 2: Incluye la medición en condiciones de operación con refrigerante R22 y los demás porcentajes de restricción de área en el sistema de condensación, con 9 puntos experimentales, incluidas las réplicas, que se medirán aleatoriamente según el orden mostrado en la Tabla 5.

Tabla 5. Pruebas experimentales con reducción de área de transferencia de calor

# prueba	Refrigerante	% de reducción de área
1	R22	40
2	R22	80
3	R22	20
4	R22	60

Fuente: Elaboración propia del autor

- Fase 3: comprende el trabajo experimental correspondiente a una operación del equipo con el refrigerante sustituto (0% de obstrucción) y con los cuatro porcentajes de reducción de área de condensación, tal como se detalla a continuación:

# prueba	Refrigerante	% de reducción der área
5	R422D	60
6	R422D	0
7	R422D	20
8	R422D	40
9	R422D	80

- Fase 4: con toda la información recopilada se hará el correspondiente análisis estadístico y se estudiarán los resultados. Los parámetros energéticos serán calculados mediante las ecuaciones 1, 2, 3, 4, 5, 6 descritas en el marco teórico, mientras que mediante la ecuación 7 se calculará el calentamiento total equivalente de la atmosfera causado por el refrigerante R22 y R422D. La ecuación 8 permitirá determinar el comportamiento del parámetro UA para cada uno de los refrigerantes que se evaluarán.

11. RESULTADOS DEL PROYECTO Y CONCLUSIONES

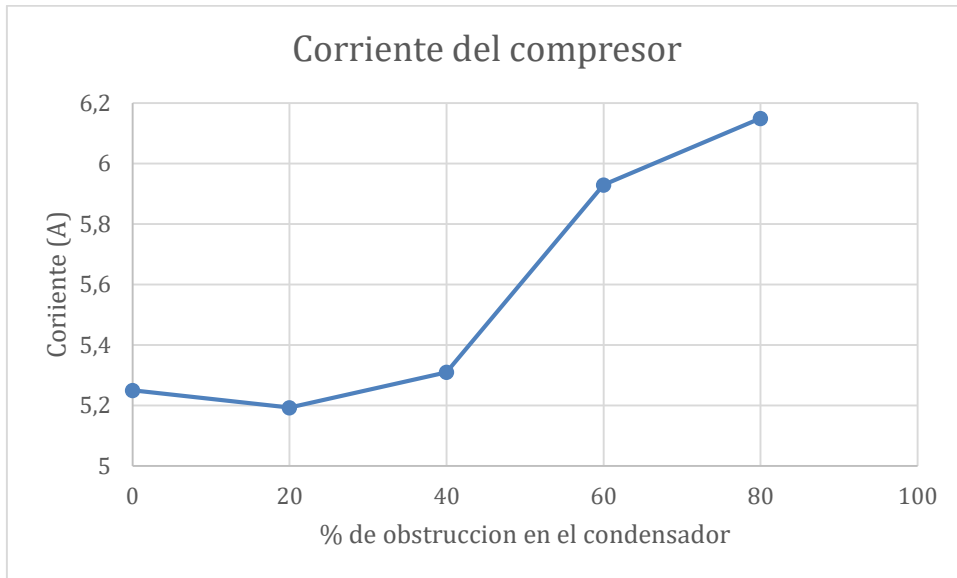
A continuación, se documentaron los resultados obtenidos de las pruebas realizadas con los diferentes porcentajes de obstrucción.

				Compresor							
			Fecha y Hora	Corriente Compresor	Presion Alta	Presion Baja	Temperatur a Carcasa	Temperatur a Linea Succion	Temperatur a Linea Descarga		
			D/M/A H:M	Amps	Psig	Psig	°C	°C	°C		
			MEDIA ARIMETICA (X)	02/05/2022	0	5,18	270,69	114,83	57,09	18,38	38,98
			MEDIA ARIMETICA (X)	03/05/2022	0	5,22	280,17	116,42	59,06	19,43	40,46
			MEDIA ARIMETICA (X)	04/05/2022	0	5,33	291,10	117,52	60,09	19,94	41,95
			MEDIA ARIMETICA (X)	05/05/2022	0	5,41	303,27	117,75	61,61	20,58	43,28
			MEDIA ARIMETICA (X)	06/05/2022	0	5,09	265,54	115,35	56,22	17,69	38,53
			MEDIA ARIMETICA (X) DEL 02 MAY AL 6 MAY	0	5,25	282,15	116,38	58,82	19,20	40,64	
			% OBSTRUCCION EN EL CONDENSADOR DE 0 AL 80%	20	5,19	299,63	119,27	62,81	21,10	42,58	
				40	5,31	310,56	115,90	62,18	19,07	41,46	
				60	5,93	379,79	117,63	74,69	24,43	51,72	
				80	6,15	390,58	116,52	75,69	23,26	50,89	
				I Normal	I Alterada	P Alta Norm	P Alta Alte				
			0	5,25	5,25	282,15	282,15				
			20	5,25	5,19	282,15	299,63				
			40	5,25	5,31	282,15	310,56				
			60	5,25	5,93	282,15	379,79				
			80	5,25	6,15	282,15	390,58				



Resultados1 (1).xlsx

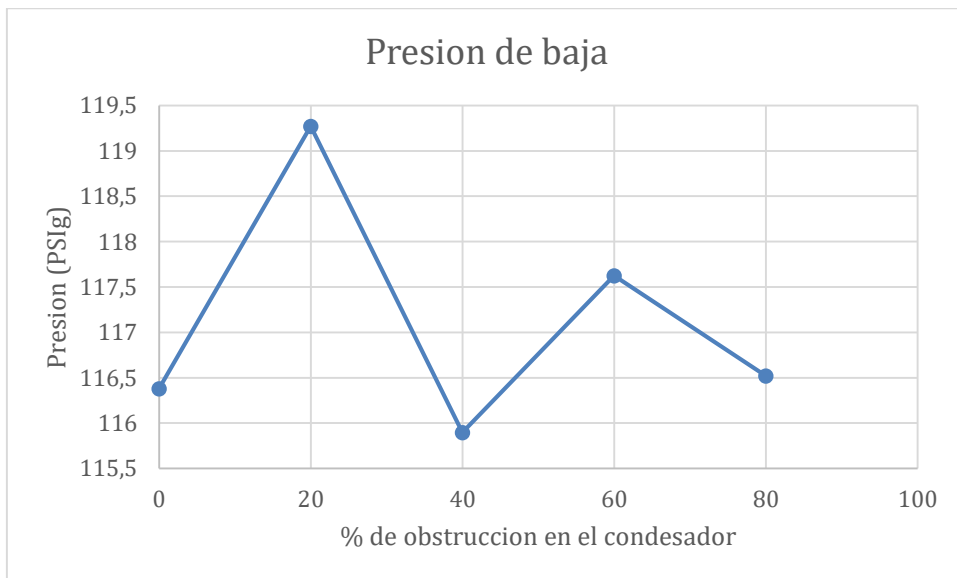
Archivo 1. Resultados obtenidos archivo Excel



Grafica 1. Corriente eléctrica del compresor - Corriente (A) vs % de obstrucción en el condensador.

Fuente: Elaboración propia del autor.

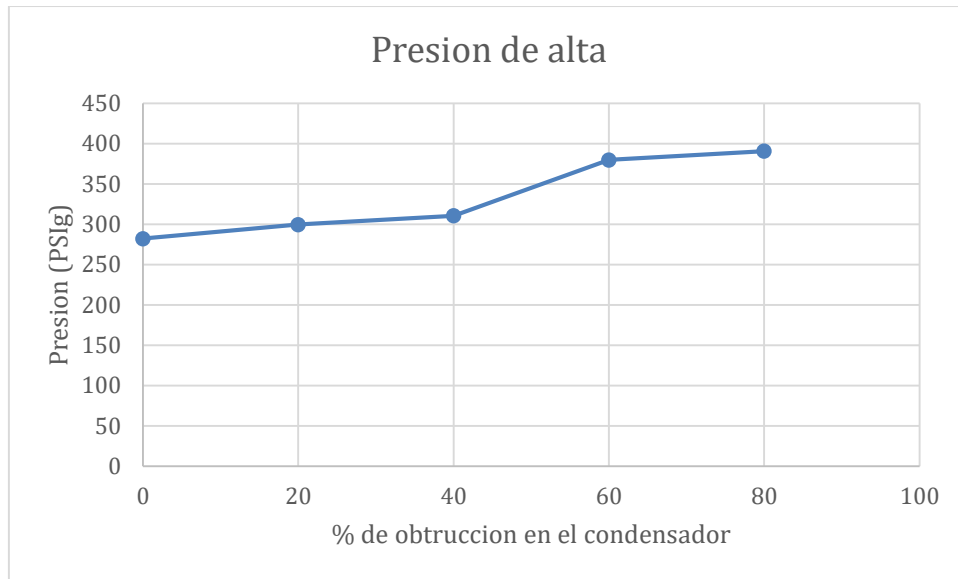
Como se aprecia en la gráfica, se observó que la corriente eléctrica se incrementó debido a las obstrucciones realizadas al sistema en el condensador, esto debido a la reducción del área en el serpentín condensador que afecta en el cumplir con su principal objetivo que es cambiar de estado gaseoso a estado líquido el gas refrigerante; por lo que esto, tienes repercusiones en términos energéticos.



Grafica 2. Presión de baja - Presión (Psig) vs % de obstrucción en el condensador.

Fuente: Elaboración propia del autor.

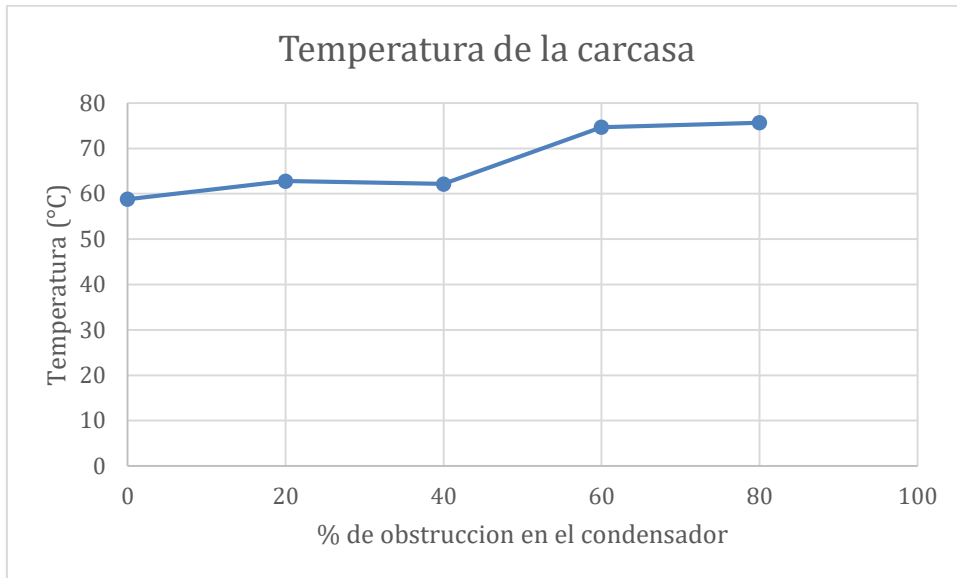
En la presión de baja, se observó una oscilación de la presión en el sistema en la que podemos llegar a una conclusión que pueda ser causado por: posible contaminación en el sistema, también gran posibilidad de que haya alguna obstrucción en el tubo capilar; también, posible avería en el motor ventilador del condensador o desgaste en las partes móviles del compresor.



Grafica 3. Presión de baja - Presión (Psig) vs % de obstrucción en el condensador.

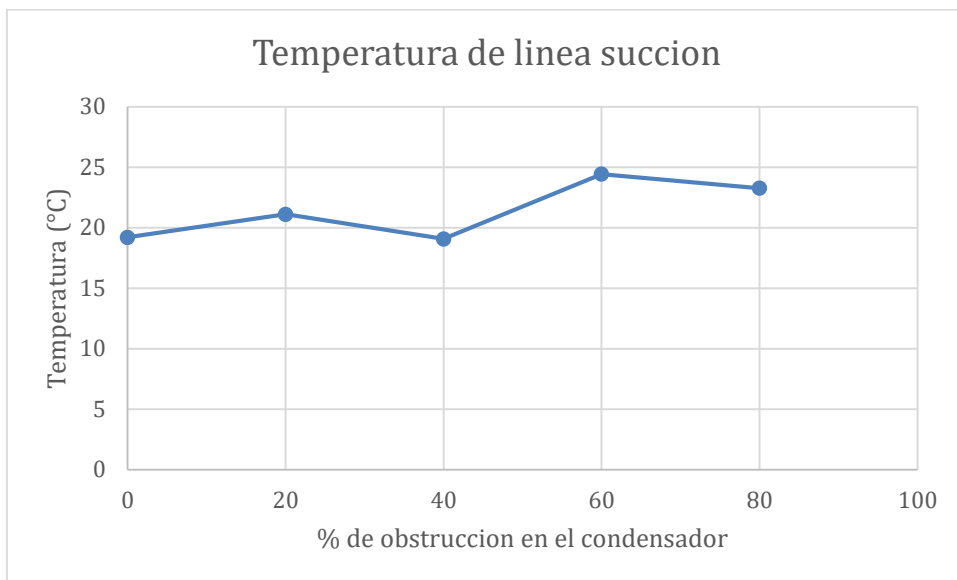
Fuente: Elaboración propia del autor.

Se logró evidenciar un alza en la presión de alta del sistema de refrigeración, algo que era de esperarse por las obstrucciones realizadas en el condensador, por lo que en respuesta a esto el equipo procederá a dispararse o activará la protección y se apagará, alarmado por la presión alta.



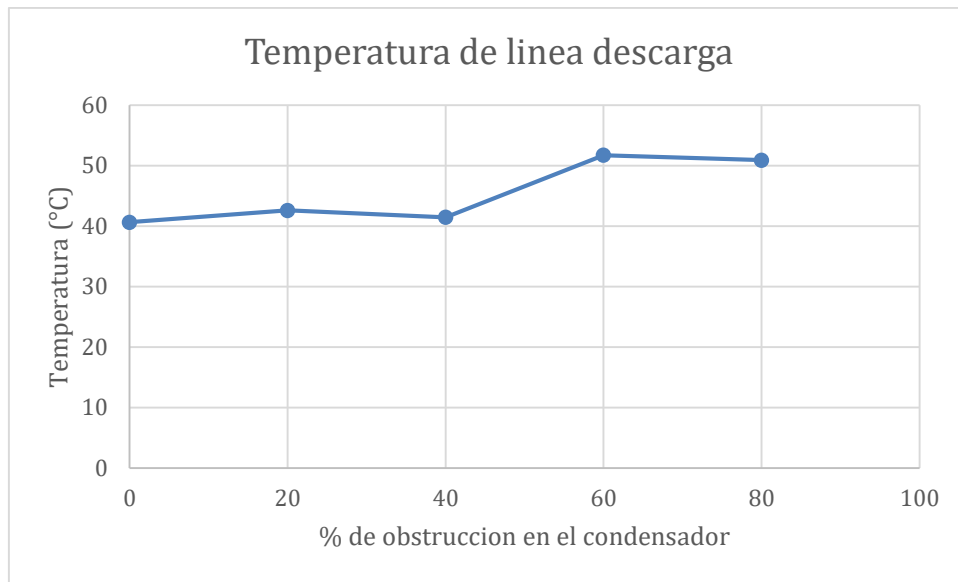
Grafica 4. Temperatura de la carcasa del compresor - Temperatura (°C) vs % de obstrucción en el condensador.

Fuente: Elaboración propia del autor.



Grafica 5. Temperatura línea de succión - Temperatura (°C) vs % de obstrucción en el condensador.

Fuente: Elaboración propia del autor.



Grafica 6. Temperatura línea de descarga - Temperatura (°C) vs % de obstrucción en el condensador.

Fuente: Elaboración propia del autor.

En cuanto a temperaturas del sistema, pudimos ver que en los tres casos: Temperatura de carcasa, Temperatura de la línea de succión y temperatura de la línea de descarga; hubo un aumento sustancial en estas tres partes del sistema de refrigeración, por lo que podemos concluir que a mayor porcentaje de obstrucción del serpentín condensador, son mayores las temperaturas en el sistema tanto en la carcasa del compresor como en la tubería de la línea succión y línea de descarga.

12. BIBLIOGRAFÍA

Apraia, Ciro, and Angelo Maiorino. 2011. "An Experimental Investigation of the Global Environmental Impact of the R22 Retro Fit with R422D." *Energy* 36(2): 1161–70.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2010.11.032>.

Apraia, Ciro, Angelo Maiorino, and Rita Mastrullo. 2011. "Change in Energy Performance as a Result of a R422D Retrofit: An Experimental Analysis for a Vapor Compression Refrigeration Plant for a Walk-in Cooler." *Applied Energy* 88(12): 4742–48.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.06.049>.

Benhadid-dib, Samira, and Ahmed Benzaoui. 2011. "Refrigerants and Their Impact in the Environment. Use of the Solar Energy as the Source of Energy." 6: 347–52.

Choudhari, C. S., & Sapali, S. N. (2017). Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems. *Energy Procedia*, 109, 346-352.

Devotta, S., Padalkar, A. S., & Sane, N. K. (2005). Performance assessment of HCFC-22 window air conditioner retrofitted with R-407C. *Applied Thermal Engineering*, 25(17-18), 2937-2949.

Fatouh, M., Ibrahim, T. A., & Mostafa, A. (2010). Performance assessment of a direct expansion air conditioner working with R407C as an R22 alternative. *Applied Thermal Engineering*, 30(2-3), 127-133.

Joudi, Khalid A, and Qusay R Al-amir. 2014. "Experimental Assessment of Residential Split Type Air-Conditioning Systems Using Alternative Refrigerants to R-22 at High Ambient Temperatures." *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT* 86: 496–506. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.036>.

Kasera, Shailendra, Prof Shishir, and Chandra Bhaduri. 2017. "Performance of R407C as an Alternate to R22: A Review." *Energy Procedia* 109: 4–10. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.032>.

Oruç, Vedat, and Atilla G Deveciog. 2016. "Experimental Comparison of the Energy Parameters of HFCs Used as Alternatives to HCFC-22 in Split Type Air Conditioners" Brahim Vural Comparaison Expérimentale Des Paramètres

Énergétiques Des HFC
Utilisés Comme Alternatives Au HCFC-22 Dans Les Conditionneurs d' Air de Type Split." 63: 125–32.

Pu, H., Ding, G. L., Ma, X. K., Hu, H. T., & Gao, Y. F. (2009). Effects of biofouling on airside heat transfer and pressure drop for finned tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 1032-1040.

Qureshi, B. A., & Zubair, S. M. (2014). Predicting the impact of heat exchanger fouling in refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 44, 116-124.

Qureshi, Bilal A, and Syed M Zubair. 2013. "The Impact of Fouling on the Condenser of a Vapor Compression Refrigeration System : An Experimental Observation ` Me L' Impact de L' Encrassement Du Condenseur D' Un Systeme ` Compression de Vapeur : Une Observation Frigorifique a ` Rimentale Expe." *International Journal of Refrigeration* 38: 260–66.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.08.012>.

Qureshi, Bilal Ahmed, and Syed M Zubair. 2014. "Predicting the Impact of Heat Exchanger Fouling in Refrigeration Systems." 4.

Qureshi, B. A., Inam, M., Antar, M. A., & Zubair, S. M. (2013). Experimental energetic analysis of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical subcooling. *Applied energy*, 102, 1035-1041.

Shaik, Sharmas Vali, and T P Ashok Babu. 2017. "ScienceDirect and Cooling Energy Theoretical of Performance Sustainable Theoretical Computation of Performance of Sustainable Energy Efficient R22 Alternatives for Residential Air Conditioners Assessing the Alternatives Feasibility of Using the Heat Air Efficient for Residential Conditioners for Vali District Heat B Demand Forecast." *Energy Procedia* 138: 710–16. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.10.205>.

Vali, Sharmas, and T P Ashok Babu. 2017. "Thermodynamic Performance Analysis of Eco Friendly Refrigerant Mixtures to Replace R22 Used in Air Conditioning Applications." *Energy Procedia* 109(November 2016): 56–63.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.049>.

Wang, Zhihua, Fenghao Wang, Zhenjun Ma, and Mengjie Song. 2017. "Numerical Study on the Operating Performances of a Novel Frost-Free Air-Source Heat Pump Unit Using Three Different Types of Refrigerant." *Applied Thermal Engineering* 112: 248–58.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.040>.

Wu, J. H., Yang, L. D., & Hou, J. (2012). Experimental performance study of a small wall room air conditioner retrofitted with R290 and R1270. *international journal of refrigeration*, 35(7), 1860-1868.

Yang, Z., & Wu, X. (2013). Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22. *Energy*, 59, 1-21.

Yang, L., Braun, J. E., & Groll, E. A. (2007). The impact of evaporator fouling and filtration on the performance of packaged air conditioners. *International Journal of Refrigeration*, 30(3), 506-514.

de Ingeniería, F., Byron, P., Sosa, G., Asesorado, M., El, P., Jorge, I., Muñoz, M., Al, P., El, C., & De, T. (n.d.). *TRABAJO DE GRADUACIÓN PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA*.

Instalaciones, F., De, S., & Preventivo, M. (2004). *Navarra 234 Urb. Higuiereta-Surco. / Av. Velasco Astete*.

Fde, C., Andrés, O., Hincapie, S., & Mejía, E. G. (n.d.). *INFORME FINAL TRABAJO DE GRADO Sistema de Monitoreo de Variables Para un Sistema de Acondicionamiento de Aire*.