



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERÍA



"El Protocolo de Montreal un reto a la ingeniería, una primera aproximación a la
substitución de los fluorocarbonos como refrigerantes"

T E S I S

que para obtener el título de

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA,
AREA MECANICA**

Presenta

CESAR GUTIERREZ PEREZ REGUERA

Director

Ing. Armando Maldonado Susano



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**Para Lupita por su apoyo, comprensión
y cariño con todo mi amor.**

Para mis Padres con infinita gratitud.

Para mis hermanos y amigos.

INDICE GENERAL

Introducción.	1
Objetivo.	3
I. - Conceptos de Refrigeración.	4
I.1. - Principios de refrigeración.	4
I.2. - Procesos de refrigeración.	6
I.3. - Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.	11
I.4. - Componentes del ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor.	19
II. - Refrigerantes.	36
II.1. - Definición de refrigerante.	36
II.2. - Desarrollo histórico de los refrigerantes.	36
II.3. - Clasificación y nomenclatura de los refrigerantes.	49
II.4. - Principales propiedades y criterios de selección de los refrigerantes.	51
III. - Agotamiento de la capa de ozono y Protocolo de Montreal.	60
III.1. - Protocolo de Montreal.	60
III.2. - Proceso de agotamiento de la capa de ozono en la estratósfera por los CFC's.	66
III.3. - Algunas consecuencias del agotamiento de la capa de ozono.	74
III.4. - Impacto de la legislación sobre la industria de la refrigeración.	79
III.5. - Estado actual de las sustancias alternativas.	81
IV. - Comparación de alternativas.	93
IV.1. - Descripción del ciclo.	94
IV.2. - Ecuaciones del ciclo.	97
IV.3. - Resultados	106
V. - Conclusiones y recomendaciones.	115
V.1. - Conclusiones.	115
V.2. - Recomendaciones.	117
Bibliografía.	120
Apéndices.	128

INTRODUCCION

En 1974, como el resultado de sus investigaciones Mario Molina y Sherwood Rowland, de la Universidad de California en Irvine revelan la existencia de un agujero en la capa ozono en la estratósfera sobre el circulo polar antártico y se nombra como primeras causas de este agotamiento a los clorofluorocarbonos muy utilizados en la industria de la refrigeración y la electrónica, así como a las emisiones de óxidos de nitrógeno de los aviones supersónicos.

En 1981, en respuesta al creciente consenso científico sobre el agotamiento de la capa de ozono por estas sustancias, el Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (UNEP por sus siglas en inglés) inicia negociaciones para implementar un programa multilateral de protección a la capa de ozono. Las negociaciones de el UNEP culminan con la redacción y firma del acta final del Protocolo de Montreal Relativo a las Sustancias Agotadoras de la Capa de Ozono en septiembre de 1987.

El fin de este Protocolo es el de limitar en un principio y posteriormente eliminar, la producción, el consumo y la emisión de las sustancias agotadoras de la capa de ozono. México firma y se adhiere al Protocolo en 1988 renuncia al amparo que brinda el artículo 5°, reservado a países en desarrollo y que otorga un plazo de gracia de diez años en el cumplimiento de las disposiciones del Protocolo. Con esta acción nuestro país adquiere las obligaciones de los países desarrollados.

Dentro de las sustancias incluidas en el Protocolo de Montreal, se encuentra el diclorodifluorometano (CCl_2F_2), conocido comercialmente como Freón 12 e identificado internacionalmente como R-12. El R-12 es, debido a sus excelentes propiedades físicas, químicas y termodinámicas, la sustancia más utilizada como refrigerante en equipos de refrigeración con alta temperatura de

evaporación (refrigeración doméstica, comercial, etc.). Baste señalar que en 1990 el consumo mundial de R12 significó el 46% del consumo total de refrigerantes ese año.

La búsqueda de alternativas no es fácil, el R12 posee una serie de propiedades, como se indicó arriba, que desde su primera aparición en 1930, lo convirtieron en el refrigerante ideal, y es en buena parte gracias a estas propiedades lo que permite el gran desarrollo de la industria de la refrigeración.

Como se indicó párrafos arriba, México adquirió el compromiso de controlar sus emisiones, y sin embargo, poco se ha hecho al respecto. Mientras en países desarrollados como Estados Unidos, Japón o Francia, se han creado laboratorios *ex professo* para la investigación y la búsqueda de alternativas, en México no se han tomado medidas concretas a fin de desarrollar tecnología propia para esta nueva etapa de la industria refrigerante.

El problema en cuestión es de suma importancia para los profesionales de la ingeniería mecánica. Hasta ahora, se ha pensado que la solución debe ser dada por los químicos y los fabricantes de las sustancias. Pero no debe olvidarse que, estas sustancias son empleadas en sistemas diseñados por ingenieros mecánicos, y que el correcto funcionamiento, el consumo de energía, en fin, la utilidad de dichos sistemas dependen en gran medida de un adecuado medio refrigerante. Es por estas razones que los ingenieros mecánicos deben ser partícipes de la elección de las sustancias que serán en el futuro parte fundamental de los equipos que se diseñan.

Este trabajo pretende ofrecer una guía para la selección de alternativas, guía que es un primer paso en el largo trayecto que debe recorrerse a fin de lograr cumplir con los compromisos contraídos en el Protocolo de Montreal; así como la comparación de las sustancias alternativas con el R-12.

OBJETIVOS

El presente trabajo tiene como objetivos los siguientes:

1.- Realizar un repaso de la teoría de la refrigeración y seguir el desarrollo histórico de la misma a través de la historia de los refrigerantes.

2.- Presentar la problemática del agotamiento de la capa de ozono, y el papel de las sustancias clorofluorocarbonadas en dicho agotamiento así como las consecuencias que ello trae para la vida en la tierra, en especial la vida humana.

3.- Brindar una metodología para la elección de un refrigerante alternativo al diclorodifluorometano (R12), la sustancia más utilizada mundialmente como refrigerante así como los principales criterios de selección para encontrar dicho sustituto, el cual debe cumplir cuando menos los siguientes dos criterios:

a) No agotar la capa de ozono.

b) Tener propiedades termofísicas parecidas a las del R-12.

4.- Realizar la comparación de la o las sustancias identificadas como alternativas al R-12 para un sistema de refrigeración por compresión de vapor mediante un programa de computadora a fin de mostrar las principales propiedades de las sustancias que pueden considerarse como alternativas para sustituir al R12.

5.- Finalmente ofrecer de manera organizada una bibliografía básica que sirva como plataforma de arranque a investigaciones y trabajos futuros sobre el tema.

I

CONCEPTOS DE REFRIGERACION.

I.1. - PRINCIPIOS.

La refrigeración se define como el proceso de reducción y el mantenimiento de la temperatura de una porción de espacio, por debajo de la temperatura del espacio circundante.⁽¹⁾

De acuerdo con la termodinámica el calor es una forma de transmisión de energía, es decir energía en tránsito. Por el contrario, no existe un término negativo del calor; es decir, el concepto frío no tiene significado físico sino como ausencia de calor, o dicho de una manera más formal, sustracción de calor.

Para que exista una transferencia de calor de un cuerpo a otro es requisito indispensable, que ambos se encuentren a distinta temperatura. Así el calor fluirá del cuerpo de mayor temperatura al de menor temperatura por alguno de los mecanismos de transferencia de calor. Es de esta manera que se puede explicar el proceso de refrigeración.

Si se coloca en la mano un pedazo de hielo, o unas gotas de alcohol, se percibe una sensación de "frío", al mismo tiempo se nota que el hielo se está fundiendo o que el alcohol se ha evaporado, es decir ambas substancias han cambiado de fase. Para que este cambio de fase se lleve a cabo, es necesario que al sistema que conforman, le sea suministrado calor. El calor necesario para realizar el cambio de fase es tomado de la palma de la mano, que dada su mayor temperatura, fluye hacia el objeto en cuestión bajando la temperatura de la mano. Esto explica que se tenga una sensación de frío en la mano.

Este mismo principio puede ser utilizado para bajar la temperatura de un espacio cerrado, y mantenerla por debajo de la temperatura del medio ambiente. Si en un espacio cerrado con una temperatura cualquiera, 20°C por ejemplo, se introduce un recipiente con 1 kg de agua a una temperatura menor (4°C), se iniciará una transferencia de calor hacia el agua. Esta transferencia hará que la temperatura del espacio efectivamente baje. Sin embargo la transferencia no será continua ni permanente, de acuerdo a la Ley Cero de la termodinámica, llegará un momento en que ambos cuerpos, el agua y el aire del espacio cerrado, tendrán la misma temperatura y la transferencia de calor cesará.^[2]

Para evitar que flujo de calor se interrumpa, se debe procurar que la absorción de calor sea a una temperatura constante, esto es posible únicamente durante los cambios de fase. Así, si en lugar de utilizar agua en un recipiente, se utiliza hielo, la transferencia de calor será más prolongada y efectiva, pues mientras el hielo se funde, absorberá una mayor cantidad de calor que el agua, y como el proceso será a temperatura constante, la transferencia no se verá afectada por la igualación de las temperaturas. En este momento se puede hablar de refrigeración pues se está disminuyendo la temperatura de un espacio cerrado a un nivel inferior que el del medio ambiente.

De acuerdo a la definición inicial, la refrigeración no solo es la disminución de la temperatura de un espacio cerrado con respecto a la temperatura del medio ambiente, también debe existir un mecanismo para mantener dicha temperatura inferior a través del tiempo. Resulta claro que el proceso indicado en el párrafo anterior no es conveniente por tres razones. La primera porque no se tiene un adecuado control del proceso de enfriamiento. La segunda es que hay que reemplazar constantemente el hielo a fin de que la refrigeración sea más o menos constante (la rapidez de enfriamiento es directamente proporcional al área del hielo). Finalmente las aplicaciones de este proceso están restringidas a

aquellas que no vayan más abajo de 5°C.

Se pueden solucionar satisfactoriamente estos inconvenientes si se introduce como refrigerante una substancia líquida que al absorber calor cambie de fase.⁽⁸⁾ Con esta acción se puede tener un control más preciso de la absorción de calor y de la temperatura deseada en el recinto, puesto que controlando la presión del líquido, se controlará la temperatura a la que cambiará de fase (Temperatura de saturación), y controlando el flujo del líquido se puede asegurar que el proceso de refrigeración se mantiene constante. Finalmente es obvio que se pueden abarcar distintos rangos de temperatura al utilizar distintos fluidos de trabajo.

I.2. - PROCESOS DE REFRIGERACION.

Como se indicó en I.1, la forma más efectiva de controlar la temperatura a la que se desea mantener un espacio cerrado es mediante el cambio de fase de un líquido. Para este fin se pueden implementar distintos mecanismos, los cuales aprovechando el mismo principio del cambio de fase, dan como resultado la disminución de temperatura en una región del espacio. A continuación se describen algunos de los ciclos que se utilizan comunmente en la industria.

I.2.1. - Refrigeración por compresión.

Este ciclo consta de un evaporador que contiene una substancia volátil como refrigerante, y al cual cede calor al espacio a refrigerar (figura I.1). El refrigerante que inicialmente se encuentra en estado líquido se evapora con el consiguiente enfriamiento del espacio circundante. A fin de que este vapor no se pierda y el proceso tenga un alto costo, el vapor se introduce en un compresor, que aumenta su presión y temperatura.⁽⁹⁾

El vapor con alta presión y temperatura, entra a un condensador donde una corriente de medio enfriador (generalmente

agua o aire) absorbe el calor del refrigerante y hace que éste cambie de fase a un estado líquido de alta presión y temperatura. El líquido así obtenido, se hace pasar por un dispositivo de expansión, que hace que la presión disminuya (y por consiguiente la temperatura de saturación). En este punto se puede advertir que también existe una disminución de temperatura.

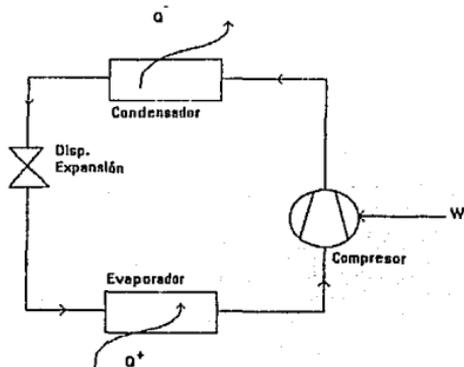


FIGURA I.1

1.2.2.- Refrigeración por absorción.

Este ciclo es casi idéntico al de compresión de vapor, con la salvedad de que en lugar de compresor se cuenta con un sistema absorbedor-generador (figura I.2).⁽⁸⁾

En este ciclo, el refrigerante, el cual casi siempre es una sustancia volátil (NH_3 o BrLi), al salir del evaporador, se dirige a un recipiente con una sustancia que la absorbe completamente (generalmente agua). Esta absorción viene acompañada de generación de calor, que se conoce como calor de absorción, y para retirarlo se hace pasar un serpentín por el recipiente. La solución que hay en el absorbedor, se conoce como fuerte en razón a su alta

concentración. La solución fuerte se bombea hacia el generador y en él, mediante la adición de calor y la alta presión de salida de la bomba, el refrigerante se evapora, obteniéndose un vapor de alta presión y temperatura que se hace pasar por un condensador. Se condensa el refrigerante y se hace pasar por una válvula de expansión con lo que se completa el ciclo. ⁽⁹⁾

En el generador, la sustancia que queda, se conoce como solución débil debido a su baja concentración. Esta solución débil se hace pasar por una válvula de expansión para reducir su presión y su temperatura y se evacúa en el recipiente de absorción. ⁽⁹⁾

Este ciclo es económico siempre y cuando se cuente con una fuente de calor para el generador (por ejemplo gases productos de la combustión, vapor de baja presión de algún proceso, etc), de otra manera el costo resulta mayor que un ciclo de compresión de vapor. ⁽¹⁾

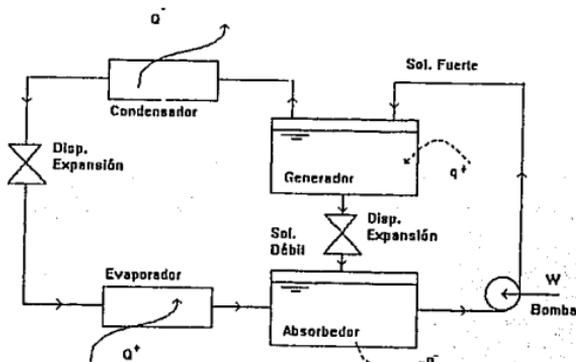


FIGURA I. 2

1.2.3. - Refrigeración por ciclo de aire.

Este método es muy utilizado para el acondicionamiento de aire en los aviones debido al poco peso de la instalación, comparado con el peso de un sistema de compresión de vapor.

Este ciclo consta de un compresor, una turbina y un intercambiador de calor (figura I.3). El aire entra al compresor, donde aumenta su presión y temperatura. Para contrarrestar este aumento de temperatura debido a la compresión, se hace pasar al aire por un intercambiador de calor, el cual utilizando aire a temperatura ambiente, logra enfriar el aire dentro del ciclo. El aire con una presión alta y una temperatura baja, entra a una turbina donde se expande hasta la presión de la cabina, esta expansión provoca una caída extra de temperatura, y es empleado directamente en el acondicionamiento de aire. Para ayudar al movimiento del aire de acondicionamiento, se puede acoplar un ventilador a la flecha de la turbina, el cual succionará el aire y lo difundirá por la cabina. ^(19,51)

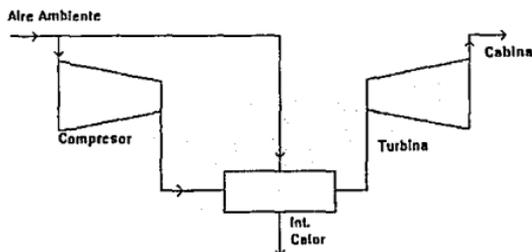


FIGURA I. 3

Como puede verse, en este ciclo no se aprovecha el alto efecto refrigerante de un líquido cambiando de fase, sin embargo es

sumamente económico ya que la sustancia refrigerante es el mismo aire.

1.2.4. - Refrigeración por eyector.

En este ciclo, el refrigerante es vapor de agua. El evaporador es un recipiente cerrado a baja presión (figura I.4) de tal manera que se garantiza una baja temperatura de saturación. Por otro lado existe una segunda línea de agua (que recibe el nombre de refrigerante secundario), que es la encargada de realizar la absorción de calor en el espacio a refrigerar. Esta línea de agua llega al evaporador e intercambia calor con el evaporador, lo cual produce una evaporación del agua en el mismo (Debido a su baja temperatura de saturación), y permite que el refrigerante secundario baje su temperatura y pueda nuevamente ir a realizar su absorción de calor. [3,4]

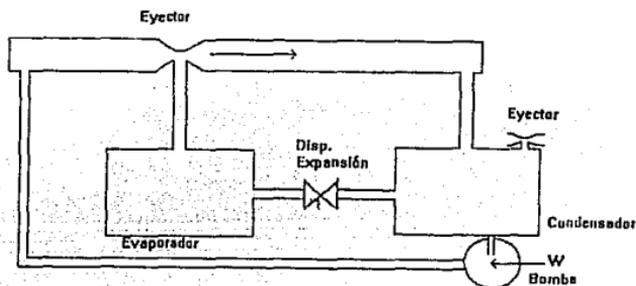


FIGURA I. 4

Una vez que dentro del evaporador se ha evaporado suficiente agua como para lograr el efecto refrigerante, es necesario retirar el vapor que se ha generado pues de otra manera se detendría la

refrigeración. Para este propósito y dado que el alto valor del volumen específico del vapor de agua hace inoperante el uso de un compresor, se utiliza un eyector. ⁽⁸⁾

El eyector es una línea de vapor a alta presión (aproximadamente 7.5 bar), que se expande en una tobera convergente divergente, saliendo de ésta a velocidad supersónica. Este vapor activo con alta velocidad arrastra al vapor de baja velocidad proveniente del evaporador. La cámara de mezcla entra a un difusor que convierte la energía cinética de la mezcla de vapores en energía de entalpía, y realiza la compresión hasta la presión del condensador.

En el condensador el agua tiene una temperatura aproximada de 38°C, y cuenta con un serpentín que ayuda a extraer calor del condensador. Parte del agua del condensador se utiliza para alimentar a la caldera que generará el vapor activo, y otra parte (más pequeña que la primera), se hace pasar por una válvula de expansión para reducir su presión hasta la existente en el evaporador. ⁽⁹⁾

Generalmente, el condensador está provisto de un eyector que le ayuda a extraer el aire que pudiera estar presente en el condensado, sin embargo la cantidad de vapor activo que se utiliza en este segundo eyector es un porcentaje muy bajo del total manejado en el ciclo y por lo tanto no es significativo. ⁽⁹⁾

Se han mostrado los principales procesos de refrigeración, que se utilizan comunmente en el mundo. Existen desde luego gran variedad de procesos alternativos, pero se considera que describirlos rebasa los propósitos de este capítulo. Sin embargo debe señalarse que las tecnologías alternativas para refrigeración se encuentran muy extendidas como se menciona más adelante.

I.3. - CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR.

De todos los ciclos de refrigeración descritos anteriormente, el más utilizado debido a su coeficiente de operación (cantidad que indica la eficiencia del proceso de refrigeración) más alto para una capacidad de refrigeración dada, es el ciclo de compresión de vapor ^(1,8) que lo mismo se encuentra en los refrigeradores caseros, que en las unidades de aire acondicionado automotriz o en las plantas industriales. Es por esta razón y debido a que el análisis que se realizará será sobre un ciclo de compresión de vapor, mismo que se describirá más profundamente.

1.3.1. - Ciclo inverso de Carnot.

Este es un ciclo ideal cuyos resultados no pueden ser obtenidos por ninguna máquina real, pero que sirve como un parámetro de comparación y que brinda una primera descripción de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor al igual que una máquina térmica de Carnot sirve para comparar el rendimiento de los ciclos productores de energía.

Debido a que una máquina térmica de Carnot puede operar en sentido inverso, al hacerlo se obtiene un dispositivo que absorbe calor de una fuente de baja temperatura y lo descarga a una fuente de alta temperatura. Para poder cumplir con este objetivo, que en principio viola la segunda ley de la termodinámica, es necesario que se suministre trabajo al sistema (figura I.5). ⁽⁶⁾

De acuerdo con esta figura el valor de Q_H debe ser mayor que el de Q_L (pudiendo ser incluso mayor que el de W). El ciclo de Carnot (figura I.6) consta de dos cambios de estado por procesos adiabáticos (sin intercambio de calor), y dos cambios de estado por procesos isotérmicos (a temperatura constante).

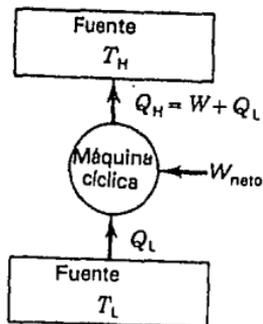


FIGURA I. 5

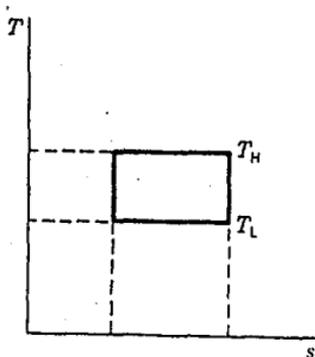


FIGURA I. 6

El ciclo inicia con una compresión adiabática de un vapor en estado (a), hasta las condiciones de presión y temperatura (b). En este estado (vapor saturado), se realiza un rechazo de calor a temperatura constante hasta que el vapor se condensa en un líquido saturado (c). El líquido es expandido adiabáticamente reduciendo su

temperatura y presión hasta el estado (4). La mezcla líquido-vapor sufre un suministro de calor a temperatura constante hasta el estado (1) donde nuevamente inicia el ciclo. (1)

En un ciclo inverso el concepto de eficiencia pierde sentido físico, en su lugar se emplea el término coeficiente de operación (COP), que, como en este caso el objetivo es sustraer la máxima cantidad de calor de la fuente de baja temperatura, se define como: (2)

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{entra}}}{Q_{\text{sale}} - Q_{\text{entra}}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad (1)$$

Si se observa en la figura 6, las transferencias de calor ocurren a temperatura constante, así se puede relacionar el COP con las temperaturas de las fuentes de baja y alta temperatura (que son más fáciles de medir que los flujos de calor). De esta manera se obtiene la siguiente relación. (3)

$$\text{COP} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2)$$

Analizando la expresión del COP, se puede predecir que a medida que la diferencia entre las fuentes disminuye, el COP aumenta (lo cual es benéfico, pues un ciclo con un mayor COP es un ciclo más eficiente).

1.3.2.- Ciclo básico de compresión de vapor.

Como se vió en 1.2.1. el ciclo de compresión de vapor cuenta con las siguientes partes principales: en evaporador, cuya función es ofrecer una superficie para la transferencia de calor; un compresor cuya función es la de extraer el vapor del evaporador y elevar su presión y temperatura del mismo hasta una que permita la transferencia de calor hacia el medio condensante; Un condensador cuya función es la de ofrecer una superficie de transferencia de calor para que el refrigerante ceda calor a un medio condensante;

un dispositivo de expansión y control de flujo que tiene la doble función de, primero reducir la presión del líquido hasta la presión existente en el evaporador para garantizar que la evaporación se lleve a cabo a la temperatura adecuada y segundo, suministrar la cantidad de refrigerante apropiada en el evaporador.^(4,5)

El ciclo básico se comporta de la siguiente forma: El vapor proveniente del evaporador, es succionado por el compresor, el cual aumenta su presión y temperatura hasta la presión del condensador. Generalmente el vapor proveniente del evaporador tiene un estado saturado y por la compresión se garantiza un estado sobrecalentado.⁽⁴⁾ Debe señalarse que el proceso de compresión puede considerarse adiabático, desde que el mismo es tan rápido que no existe contacto entre el refrigerante y el compresor (esto es válido en los procesos de compresión de una sola etapa).⁽⁵⁾

El vapor sobrecalentado que entrega el compresor, es conducido al evaporador, donde debido a su alta temperatura cede calor a un medio condensante relativamente frío (generalmente agua o aire a temperatura ambiente). A medida que el condensante absorbe calor del refrigerante, éste va disminuyendo su temperatura hasta llegar a la de saturación, es a esta temperatura de saturación (de la presión del refrigerante en el condensador) que se condensa el refrigerante hasta un estado de líquido saturado. La velocidad de condensación depende de la diferencia de temperaturas (ΔT) entre el refrigerante y el medio condensante (sin embargo no es recomendable trabajar con ΔT muy grandes pues se presentarían choques térmicos además de un mayor trabajo de compresión para llegar a esta temperatura).^(4,5)

El refrigerante así condensado, puede pasar a un recipiente de almacenamiento y de ahí a un dispositivo de expansión. En el dispositivo de expansión el refrigerante líquido se expande hasta llegar a la presión del evaporador (presión que garantiza la temperatura de saturación que se requiere), como este proceso es un

estrangulamiento y se desarrolla a entalpía constante, la temperatura disminuye a un nivel inferior al de la temperatura ambiente. Parte de este líquido se evapora y así se nivela la temperatura del refrigerante con la temperatura del evaporador (temperatura de saturación a la presión del evaporador).⁽⁵⁾

En el evaporador, debido a que la presión del mismo se escoge de tal manera que la temperatura de saturación del refrigerante sea menor a la temperatura ambiente (del recinto o producto a refrigerar), se crea un gradiente de temperatura que permite un flujo de calor de éste hacia aquel. El líquido refrigerante mediante la adición de calor, aumenta su temperatura y se evapora hasta un estado de vapor saturado, iniciándose nuevamente el ciclo.^(1, 3, 5) Es el efecto refrigerante que se ha descrito, el que más importancia tiene dentro del ciclo de refrigeración. Sin embargo debe notarse que el efecto refrigerante no es igual a la entalpía de vaporización del líquido como podría pensarse, ya que el líquido no entra al evaporador en estado de líquido saturado, sino como una mezcla líquido-vapor (vapor húmedo), por lo tanto el efecto refrigerante será igual a la entalpía del vapor saturado menos la entalpía de la mezcla líquido-vapor.⁽⁹⁾

I.3.3. - Diferencias del ciclo teórico y real.

Hasta este momento se ha descrito el comportamiento de los ciclos teóricos, sin embargo es de esperarse que existan diferencias de éste con un ciclo real. A continuación se mencionan las diferencias más significativas de un ciclo real con respecto al ciclo teórico.

Efecto del sobrecalentamiento en la succión.

En ciclo teórico se supone que el vapor entra al compresor en estado de vapor saturado; esto no es exacto, pues el vapor sigue absorbiendo calor dentro del evaporador, pero principalmente en la línea de succión del compresor. Si en este momento se desprecian las pérdidas por fricción (las cuales se consideraran al final),

puede afirmarse que el sobrecalentamiento ocasionado al vapor acarrea las siguientes consecuencias:

a) El trabajo de compresión es ligeramente mayor (5% aproximadamente⁽⁵⁾) que en el caso teórico bajo las mismas condiciones de trabajo; b) Para una misma presión y temperatura en el condensador, la temperatura de descarga del compresor es considerablemente mayor. c) Una gran parte del condensador será utilizado para llevar al refrigerante comprimido hasta su temperatura de saturación a la presión del evaporador, esto significa menor eficiencia de condensación. d) El volumen del gas de succión será mayor, por lo que el compresor deberá ser de una mayor capacidad; e) Para una capacidad dada, el flujo másico, la potencia de compresión y el calor que se debe eliminar del compresor es mayor. ¹⁷⁾

Una forma de evitar el sobrecalentamiento en la línea de succión (pues el sobrecalentamiento que se da en el evaporador es benéfico ya que aumenta la capacidad refrigerante del sistema), es mediante el aislamiento de dicha tubería.

Debe aclararse que ya en la práctica es deseable la presencia de sobrecalentamiento a la entrada del compresor, ya que así éste trabaja únicamente con vapor y se evita la presencia líquido característico del vapor húmedo. De cualquier modo es deseable que este sobrecalentamiento sea producido en el evaporador, pues así se incrementa el efecto refrigerante del sistema. Si esto no fuera posible, entonces lo mejor será que el sobrecalentamiento se de como una combinación del evaporador y de la tubería de succión.

Efecto del subenfriamiento del líquido.

Cuando se enfría el refrigerante hasta llevarlo al punto de subenfriamiento, la capacidad refrigerante del sistema se mejora notablemente debido a que el dispositivo de expansión entrega al evaporador un mezcla líquido-vapor de menor calidad y por lo tanto

un menor flujo másico de refrigerante para una capacidad dada; todo esto resulta en un mejor COP que un ciclo saturado simple que opere entre las mismas presiones.

El subenfriamiento en el refrigerante se presenta por cualquiera de las siguientes causas: a) El refrigerante cede calor a los alrededores; b) El sistema posee un subenfriador especial después del condensador; c) La utilización de un cambiador succión-líquido (es un intercambiador de calor en el cual líquido es enfriado por vapor proveniente del evaporador que tiene una temperatura menor al líquido) este dispositivo cumple con un doble propósito, por un lado subenfria al líquido y por otro sobrecalienta el vapor que será comprimido.

Efecto de las pérdidas de presión debidas a la fricción.

El considerar que las pérdidas de presión eran despreciables en los apartados anteriores, no quita validez a los resultados, ahora bien, al considerar las pérdidas de presión se redondea la descripción del sistema real y se completa lo dicho anteriormente.

En un ciclo real, el refrigerante experimentará una caída de presión debida a la fricción tanto interna (dentro del líquido) como externa (líquido contra los elementos de conducción). La principal consecuencia es que dentro del evaporador y debido a la caída de presión, el vapor estará a una menor presión y por tanto más expandido (lo que ocasionará una mayor relación de compresión para el compresor con una mayor demanda de energía).

Las principales caídas de presión dentro del ciclo de compresión se presentan en los elementos de conducción (tuberías de succión y descarga del compresor, evaporador y condensador y en la tubería del líquido) además en la válvula de descarga del compresor y en la válvula de expansión, aunque como ya se ha señalado la más importante es la que ocurre en el evaporador.

I.4.- COMPONENTES DEL CICLO BASICO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR.

Hasta este momento han sido descritos los principales ciclos de refrigeración, y se ha indicado que el más utilizado en refrigeración doméstica es el de compresión de vapor, el cual ya se describió con alguna profundidad. Para poder concluir con este capítulo, es necesario que se realice una breve descripción de los componentes básicos del mismo, en ésta se pretende mostrar las características de cada equipo y la descripción de su operación.

Se debe remarcar que cada uno de estos equipos ha sido merecedor de estudios completos y muy profundos en los que el análisis de sus clasificaciones, características, variantes, aplicaciones específicas y criterios de diseño es realizado por expertos en el área y se agota la discusión de estos equipos. Por lo anterior no se pretende realizar un estudio exhaustivo de ellos, antes bien se les describirá brevemente.

I.4.1.- Evaporador.

Un evaporador es una superficie de transferencia de calor en la cual, una sustancia volátil, absorbe calor del medio ambiente y se vaporiza, produciéndose así la disminución en la temperatura del medio ambiente tal y como se explicó en I.1.

Debido a que las aplicaciones de la refrigeración son muchas y diversas, los evaporadores se fabrican en una gran variedad de formas, diseños y tamaños, por lo que su clasificación se hace en base a distintos conceptos como tipo de construcción, método de alimentación, condiciones de operación, etc.

Por tipo de construcción.

Principalmente , son tres los tipos de evaporadores que se construyen:

AD De tipo descubierto: Estos son evaporadores de superficie primordial, es decir que la superficie completa del evaporador, queda en contacto con el refrigerante interior. Generalmente se construyen de acero (evaporadores grandes que trabajen con NH_3) y de cobre o aluminio (evaporadores para CFC). Un uso típico lo encuentran en grandes congeladores donde la velocidad del aire se requiere que sea baja.

B) Superficie de placa: También es un evaporador de superficie primordial y se distinguen algunas variedades; algunos son dos placas de metal realizadas y soldadas una contra otra de tal manera que por en medio de ellas pueda fluir el refrigerante, es el tipo que se usa en los refrigeradores caseros debido a que su limpieza y fabricación es muy sencilla, así como la facilidad que existe para darle formas determinadas. Otro tipo de evaporadores es el formado de tubería doblada instalada entre dos placas metálicas que van soldadas a sus extremos.

C) Evaporadores aleteados: Este tipo de evaporadores son serpentines de tubos descubiertos que tienen soldados a ellos aletas o placas metálicas como superficies extendidas para extender la superficie de transferencia de calor entre el fluido a refrigerar (generalmente cuando se usan aletas el fluido a enfriar es un gas, como el aire) y el sólido (el tubo que lleva el refrigerante dentro). Este tipo de evaporadores se utiliza cuando se quiere evitar que el aire que circula entre los tubos no atraviese el evaporador sin realizar una correcta transferencia de calor, así las aletas sirven a manera de colectores de calor que luego transmiten al tubo por conducción.

Por el tipo de uso.

De acuerdo al tipo de uso, los evaporadores se pueden clasificar como de expansión directa y de expansión indirecta.

AD Expansión directa: En este tipo de evaporadores, el refrigerante hierve en los serpentines del evaporador y por contacto directo enfría el espacio a refrigerar, es decir el mismo espacio que va a ser refrigerado transfiere calor al evaporador directamente.

B) Expansión indirecta: Estos evaporadores son utilizados conjuntamente a los refrigerantes secundarios, de hecho reciben el nombre de evaporadores de expansión indirecta, debido a que el refrigerante principal no absorbe el calor (expansionándose) directamente del espacio a refrigerar sino que es el refrigerante secundario el que lo hace. Estos evaporadores se utilizan cuando es poco práctico o peligroso que el refrigerante principal sea el que absorba calor en el evaporador (por ejemplo en algunos casos de alimentos cuando el refrigerante es NH_3).

Por el fluido a enfriar

Los evaporadores se pueden clasificar también de acuerdo al fluido del cual van a obtener calor para el cambio de fase del refrigerante de la siguiente forma:

A) Evaporador para enfriamiento de líquido: En este tipo de evaporadores se pretende enfriar líquido mediante serpentines los cuales tienen una baja velocidad del fluido lo que permite la recuperación del aceite presente en el lado del refrigerante (cuando este no es miscible con el aceite). Este tipo de evaporadores se utilizan preferentemente en la industria como la del hielo de pequeña capacidad o la de la cerveza. Existen por supuesto otros evaporadores de líquidos como pueden ser los evaporadores de parrilla, los cuales cuentan con el inconveniente de tener estructuras muy rígidas que no soportan los choques térmicos ocasionados por las variaciones de temperatura.

B) Evaporador enfriador de gases: En los sistemas de refrigeración y principalmente en los de refrigeración doméstica, el fluido a enfriar es un gas (aire), y para este tipo de evaporadores deben tomarse en cuenta dos aspectos: El coeficiente de transferencia de calor es mayor que en el caso de los líquidos, se tienen medios para aumentar los coeficientes de transferencia de calor (aumentando la velocidad del aire por ejemplo). En el caso de evaporadores para gases, el material dependerá en gran medida del fluido de trabajo, por ejemplo para NH_3 se emplea acero mientras que en el caso de los CFC puede utilizarse cobre, acero o aluminio.

Generalmente los evaporadores para gases funcionan en base la circulación natural, pero eventualmente se puede introducir turbulencia y aceleración del aire a fin de mejorar la transferencia de calor.

Capacidad del evaporador.

Un evaporador se define prácticamente por su capacidad refrigerante, es decir por la cantidad de calor que retira del espacio a refrigerar en un periodo de tiempo. Existen dos formas de calcular este valor.

La primera es mediante calculos realizados de acuerdo a las predicciones de las teorías de transferencia de calor, así la capacidad de un evaporador será: ⁽⁸⁾

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad [w] \quad (3)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área total de transferencia de calor y ΔT_{ml} es la temperatura media logarítmica entre el refrigerante y el espacio a refrigerar.

Debido a que la mayor parte de los evaporadores utilizados en refrigeradores domésticos, son de tubos, la siguiente fórmula servirá para calcular el inverso del producto UA: ⁽⁹⁾

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \left[\frac{kJ}{s \cdot K}\right] \quad (4)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, A el área de transferencia de calor por convección, R_f el factor de ensuciamiento, k la conductividad térmica, L el largo del tubo y D el diámetro del tubo. Los coeficientes (i, o) representan las condiciones internas y externas respectivamente.

En la práctica, el valor de la capacidad del evaporador se determina de acuerdo con la diferencia de entalpías específicas de la siguiente forma:

$$q = h_1 - h_4 \quad [w] \quad (5)$$

Si se quiere obtener la capacidad por unidad de masa, basta multiplicar este resultado por el flujo másico.

Finalmente, debe señalarse que el dato de diseño para los evaporadores lo constituye la diferencia de temperatura (ΔT) entre el fluido que llega al evaporador y la temperatura de saturación del refrigerante, entre mayor se hace ΔT , mayor es la capacidad del sistema (q), pero no es conveniente hacer crecer demasiado ΔT ya que se corre el riesgo de choques térmicos.

I.4.2. - Compresor.

El compresor es el corazón de los sistemas de refrigeración por compresión, ya que de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, para poder transferir calor de un depósito de baja temperatura a un depósito a alta temperatura es necesario invertir una determinada cantidad de trabajo por un elemento externo. Este elemento, es precisamente el compresor.

Los compresores utilizados en refrigeración son de tres tipos principalmente: reciprocantes, rotatorios y centrífugos. Los dos primeros tipos son de desplazamiento positivo y el tercero es una máquina de flujo continuo. Se describen brevemente cada uno de los tipos de compresores y se mencionan sus principales características termodinámicas.

Compresores reciprocantes.

También se les conoce como compresores alternativos y son el tipo de compresor más utilizado dentro de la refrigeración. Básicamente consisten en un émbolo y pistón que se mueven de forma alternativa dentro de un cilindro, el cual tiene dispuestas válvulas para la admisión y expulsión del refrigerante comprimido.

Las razones por las que este tipo de compresor es tan

utilizado en refrigeración son las siguientes: Son ideales para aplicaciones que utilizan refrigerantes con un requerimiento de alta compresión y relativamente pequeños desplazamientos; el gran rango de tamaños en que existen, puede haber desde $\frac{1}{8}$ hp. (90 w) hasta 250 toneladas de refrigeración^r; es ideal en instalaciones que operen con presiones de evaporador mayores a la atmosférica.

Los compresores recíprocos pueden a su vez dividirse en abiertos, semi-herméticos y herméticos. Los compresores abiertos son aquellos que son impulsados externamente por un motor, tienen la desventaja de presentar fugas por los empaques de la flecha del motor. Para evitar este tipo de fugas, se construyen una clase especial de compresores, los cuales van unidos a un motor eléctrico y ambas unidades se encierran dentro de una carcasa, a este tipo de compresores se les conoce como herméticos y solo presentan las conexiones eléctricas y las de admisión y escape del vapor refrigerante. Este tipo de unidades es posible gracias a los aislamientos eléctricos, los cuales deben ser suficientemente confiables como para que duren por lo menos 10 años (vida promedio de este tipo de unidades).

Entre los compresores abiertos y los herméticos, se localizan los semi-herméticos, éstos poseen culatas desmontables para el cambio eventual de válvulas y pistones. Debe señalarse que los compresores herméticos son los más utilizados en la refrigeración doméstica.

Finalmente la gran flexibilidad que existe para construir compresores recíprocos (misma que le da ventaja sobre los otros tipos de compresores) se debe al gran número de combinaciones que pueden hacerse entre el número y disposición de los pistones, el tipo de pistones, tipo y disposición de las válvulas, velocidad

^r Una tonelada de refrigeración es igual a la energía necesaria para fundir una tonelada de hielo a 0°C en 24 horas.

del conjunto biela-pistón, diámetro y carrera del pistón, tipo de cigüeñal, tipo de lubricación, número de efectos, etc. ⁽⁷⁾

Compresores rotatorios.

A pesar de ser un compresor de desplazamiento positivo como el anterior, la entrega de vapor comprimido es menos intermitente debido a su principio de funcionamiento. Dentro de los compresores rotatorios que existen, tres son los que más se utilizan en la refrigeración mecánica: El compresor de paletas, el compresor de pistón y el de lóbulos helicoidales.

A) Compresor de paletas: El nombre completo de este compresor es de paletas rotatorias. Este tipo de compresores emplea una serie de paletas que se localizan equidistantemente sobre un rotor que está montado excéntricamente dentro de una carcasa circular (cilindro). Las paletas están localizadas dentro del rotor y permanecen en contacto continuo con las paredes del cilindro por la acción de unos resortes que se encuentran al final de las ranuras sobre las que se montan.

El rotor tiene un punto de máxima distancia al cilindro (por acción de la excéntrica sobre la cual rota), ese punto es el de admisión; también tiene un punto de mínima distancia, en el cual solo está separado del cilindro por una capa de aceite, poco antes de este punto es que se realiza la descarga del vapor comprimido. El principio de funcionamiento es muy sencillo, al girar el rotor permite que porciones de vapor queden atrapadas entre las paletas, el cilindro y el rotor, conforme el rotor gira el espacio va disminuyendo, realizándose así la compresión. Este tipo de compresor es utilizado preferentemente en unidades de pequeña potencia.

B) Compresor de pistón: Es un compresor muy parecido al de paletas. En el de pistón se tiene un rotor que está montado sobre un eje excéntrico sobre el cual gira. Al girar presenta una parte de mayor volumen que otra, siendo la primera la región de vapor comprimido.

Para separar las partes de baja y alta presión, se monta una paleta sobre la carcasa (cilindro) la cual accionada por un resorte permanece en contacto continuo con el rotor separando así las dos zonas de presión.

C) Compresor de lóbulos helicoidales: En este compresor se obtiene un aumento de presión por el engranamiento de dos rotores ranurados helicoidalmente y colocados dentro de una cubierta cilíndrica. De los dos rotores uno de ellos (el principal) es el motriz y consta de una serie de lóbulos (4 generalmente) que se engranan con el otro rotor (fijo), formado también por estrias helicoidales (8 generalmente).

Una vez que el vapor entra al compresor, sella el espacio entre los lóbulos; el gas atrapado entre los lóbulos es movido en dirección axial y radial y comprimido por la reducción directa del volumen a medida que el espacio entre los lóbulos del compresor se reduce progresivamente hasta que se comunica con las válvulas de escape entregando vapor comprimido.^(4,7)

Compresores centrífugos.

Estos compresores constan de una parte móvil llamada rotor y otra parte fija que es la carcasa. El rotor está formado por dos discos, uno de ellos tiene un orificio al centro por donde es admitido el vapor, el otro tiene unos álabes en él.

La compresión se realiza de la siguiente forma: el vapor es introducido por el agujero del rotor axialmente, el vapor es forzado radialmente hacia afuera, y entre los álabes por acción de la fuerza centrífuga donde es comprimido. Al final es descargado a una voluta en forma de difusor donde el vapor cede su energía cinética convirtiéndola en energía de presión.

Generalmente hace falta más de un paso, en este caso la descarga no es hacia la voluta sino hacia un difusor donde se disminuye la velocidad y aumenta la presión. Los compresores centrífugos rara vez se utilizan con un solo paso de compresión para

poder manejar relaciones de compresión altas.

Los compresores centrífugos deben ser utilizados para grandes cargas de refrigeración por motivos económicos y se usan preferentemente en aplicaciones con refrigerantes de un alto volumen específico (debido a que pueden manejar grandes volúmenes con unidades relativamente pequeñas gracias a sus altas velocidades de rotación). Finalmente debe recordarse que los compresores centrífugos son los más eficientes, con eficiencias volumétricas que van del 70 al 80%.

Características de los compresores:

Al trabajar con distintos tipos de compresores, se puede perder la objetividad al compararlos entre sí, por ello es que a continuación se ofrece un resumen de los principales parámetros de los compresores.

A) Eficiencia volumétrica: Es la relación entre el volumen de vapor que puede desplazar teóricamente y el volumen que puede desplazar realmente, de forma matemática se expresa de la siguiente forma:

$$\eta_v = \frac{V}{V'} \quad (6)$$

Donde V' representa el desplazamiento ideal y V el volumen realmente desplazado.

La diferencia entre estas magnitudes está dada por una cantidad a la que se conoce como espacio muerto, que es el espacio que no puede ser comprimido ya sea por presencia de objetos físicos (válvulas, álabes) o bien por que el vapor tiene un límite de compresibilidad y más allá de ese límite no puede ser comprimido. Este parámetro es constante en cada compresor y existe una relación μ que se conoce como porcentaje de espacio muerto y se define como: (3,5)

$$m = \frac{V_c}{V - V_c} \quad (7)$$

Donde V_c representa el volumen de este espacio muerto y V el volumen total del cilindro o espacio a comprimir (volumen ideal de compresión); en base a este parámetro se puede calcular la eficiencia volumétrica de un compresor:⁽⁹⁾

$$\eta_v = 100 - m \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) \quad (8)$$

Donde v_1 y v_2 [$\frac{m^3}{kg}$] son el volumen específico del vapor a la entrada y salida del compresor. De este valor se deducen otros de importancia como el gasto másico y efecto refrigerante del sistema.

B) Potencia teórica: Es la potencia ideal que se debe suministrar al compresor para poder realizar el trabajo de compresión sobre una cantidad de refrigerante se define como:⁽¹⁰⁾

$$W = m (h_2 - h_1) \quad [kW] \quad (9)$$

Donde h_1 y h_2 son las entalpias a la entrada y salida del compresor.

C) Eficiencia de compresión adiabática: Para poder saber que tan eficientemente se realiza la compresión debe compararse la compresión teórica y la real en la que intervienen todos los efectos que se señalaron en I.3.4.. Para las condiciones adiabáticas, se utiliza el subíndice s y el subíndice r para las condiciones reales, entonces la eficiencia de compresión adiabática se define como:⁽¹¹⁾

$$\eta_a = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (10)$$

Lubricación del compresor.

La lubricación de un compresor merecería un estudio completo aparte y aún así no se agotaría todo lo que hay que señalar al respecto, pero en el caso del compresor de refrigeración deben al

menos mencionarse las características que el aceite lubricante debe tener, dado que éste tiene contacto permanente con el mismo refrigerante llegando a mezclarse en algunos casos.

El lubricante debe poseer características tales como estabilidad química; un adecuado punto de fluidez, obscuridad y precipitación; Alta resistencia dieléctrica (en el caso de compresores herméticos); Viscosidad adecuada al compresor; y miscibilidad en algunos casos.

Finalmente hay que señalar que la selección del compresor depende en gran medida de las condiciones de entrada y salida del refrigerante y la capacidad del mismo. No obstante se puede decir que los compresores reciprocantes se utilizan preferentemente en instalaciones pequeñas (hasta 50 toneladas), las instalaciones medianas (50 a 200 toneladas) utilizan tanto compresores reciprocantes como compresores centrifugos; y finalmente las instalaciones grandes (más de 200 toneladas) utilizan casi exclusivamente compresores centrifugos. En el área de compresores herméticos, éstos pueden ser tanto reciprocantes como rotatorios.⁽⁷⁾

I. 4. 3. - Condensador.

La función del condensador a primera vista es la opuesta del evaporador, es decir llevar el refrigerante evaporado y convertirlo mediante la extracción de calor en un líquido nuevamente.

Sin embargo existen ciertas diferencias entre estos dos procesos. La primera y más importante es que el condensador debe trabajar con tres zonas de temperatura (una de vapor sobrecalentado, una de mezcla de líquido-vapor y una tercera de líquido saturado (y en ocasiones subenfriado). La segunda, que en cierto sentido beneficia al condensador, es que para enfriar al refrigerante deben usarse fluidos que existan en abundancia en la naturaleza, de esta manera, y salvo excepciones de aplicación muy

especial, no tendrá que invertirse en un nuevo ciclo de refrigeración. Por esta razón se utilizan dos fluidos de enfriamiento principalmente: aire y agua.

Condensadores enfriados por aire.

En este tipo de condensadores, el calor es cedido al aire y en la práctica estos condensadores están reservados para unidades de potencia muy pequeña, generalmente son serpentines con aletas y el refrigerante se condensa dentro de los tubos.

Debido a que la temperatura del aire es siempre mayor a la del agua en las mismas condiciones atmosféricas, el condensador enfriado por aire trabajará a una temperatura algo mayor a un condensador enfriado por agua. En contraposición, los condensadores enfriados por aire no presentan el problema de las incrustaciones corrosión o congelamiento en los tubos que son inherentes al agua.

La transferencia de calor en el condensador es prácticamente la misma que en el evaporador, pues ambos son intercambiadores de calor y se rigen por las mismas ecuaciones. La única diferencia es que ahora la diferencia de temperatura media logarítmica será entre el fluido condensante y el vapor comprimido.

Si en el sistema de refrigeración llegaran a infiltrarse aire u otros gases no condensables, el equipo al que afectarán será al condensador ya que es en este lugar donde se acumulan. Estos gases reducen el rendimiento del condensador y por ende de todo el sistema. Algunas de las razones por las que se ve afectado el funcionamiento del condensador son las siguientes: la presión total del condensador se eleva y el compresor demandará más potencia; los gases no condensables se adhieren a los tubos del condensador con lo que la superficie de condensación disminuye notablemente; La presión del condensador se eleva por encima de de la presión de saturación del refrigerante. Los gases no condensables pueden extraerse por purga utilizando un eyector parecido al descrito en

I.2.4.

La capacidad real del condensador se calcula nuevamente por medio de la diferencia de entalpías en el proceso de tal manera que: ⁽⁹⁾

$$q = h_3 - h_2 \quad (11)$$

donde h_3 representa la entalpía a la salida del condensador y h_2 la entalpía a la entrada del mismo.

El cálculo de la longitud total del condensador (y del área de condensación) impactan directamente sobre el costo del mismo de tal forma que se debe cuidar que la longitud del mismo no sea mayor a la necesaria para provocar un subenfriamiento de 5 °C aproximadamente ⁽⁹⁾ un subenfriamiento mayor da lugar a un mayor consumo de energía por parte del compresor.

Condensadores enfriados por agua.

Estos condensadores conocen una gran variedad de combinaciones para las distintas alternativas; pueden tener posición horizontal o vertical; generalmente son de tubos y carcaza, serpentín y carcaza o bien de tubos y tubos. El condensador enfriado por agua más frecuentemente utilizado es el horizontal de tubos (agua) y carcaza (refrigerante). El refrigerante se condensa en el exterior de los tubos y cae al fondo de la carcaza, donde el líquido puede fluir desde el condensador hacia el dispositivo de expansión directamente o bien puede pasar a un depósito de almacenamiento.

Por su parte el condensador de serpentín es esencialmente igual al anterior solo que el agua viaja a través de un serpentín helicoidal. Mientras que el condensador de doble tubo se trata de un arreglo de tubos concéntricos, por el más interior circula agua y por la parte exterior circula el refrigerante, lo cual puede constituir un problema si los tubos son demasiado largos, ya que el

condensado que esté sobre los tubos, no dejará que el vapor tenga contacto con los tubos reduciéndose así la capacidad del condensador.

Estas unidades condensadas por medio de agua se utilizan en instalaciones grandes y requieren de un suministro constante de agua a una temperatura determinada (que es lo que determina la presión del condensador). Generalmente la fuente de agua de enfriamiento es un río o una torre de enfriamiento. (7)

I.4.4.- Dispositivos de expansión.

La función del dispositivo de expansión es doble, por un lado la de reducir la presión del refrigerante proveniente del condensador y por el otro regular el paso del refrigerante líquido al evaporador, de tal manera que el suministro sea proporcional a la evaporación del mismo y a la succión del compresor. (4,8,5)

Existen distintos tipos de dispositivos de expansión, cada uno con variaciones para aplicaciones específicas, se presentan los más representativos y los más utilizados dentro de la refrigeración.

Válvula de expansión manual.

Es la válvula más sencilla que se presenta en refrigeración, consiste de una aguja y un asiento; la aguja está operada manualmente de tal manera que deje una mayor o menor abertura (para un mayor o menor flujo de refrigerante). Esta válvula presenta la desventaja de no adaptarse a los cambios de carga del sistema, por lo que debe ajustarse manualmente. Por esta razón se le usa en sistemas donde no exista una variación de carga importante. (4)

Válvula de expansión automática.

La función de esta válvula es mantener una presión constante en el evaporador mediante la alimentación de una mayor o menor cantidad de refrigerante al mismo. Consiste básicamente de una

válvula de aguja, un asiento, un diafragma y un resorte que puede ser ajustado por un tornillo.⁽⁹⁾

La válvula se mantiene en equilibrio por la acción de dos fuerzas contrarias sobre el diafragma (que se conecta con el vástago de la válvula), por un lado la presión del resorte que permite el paso de refrigerante y por el lado contrario la presión del evaporador que se opone a éste mediante el movimiento del diafragma que obliga a la válvula a cerrarse.

Debido a que tiene una baja eficiencia y a que no puede conectarse al control del motor del compresor, se prefiere utilizar este tipo de válvulas en equipo que trabaje con cargas relativamente constantes.⁽⁹⁾

Tubo capilar.

El tubo capilar es el dispositivo de expansión y regulación de flujo más sencillo que existe, es un tubo de 0.5 a 5 metros de largo y un diámetro de 0.5 a 2.3 mm (por lo que el nombre de tubo capilar está mal empleado, pues debido al ancho, no se da el fenómeno de la capilaridad). El tubo capilar disminuye la presión y controla el flujo pues al pasar por él, el refrigerante líquido pierde presión debido a la fricción y a la aceleración del líquido.⁽⁹⁾

Existe una gran cantidad de combinaciones diámetro-longitud para poder regular el flujo, sin embargo una vez determinados ya no pueden cambiarse por lo que el diseño del tubo capilar debe ser tal que equilibre los flujos de refrigerante a través de él y de el compresor. En caso de que la resistencia del tubo fuera muy grande, al pasar una menor cantidad de refrigerante, el compresor enviará más vapor comprimido al condensador y se condensará ahí produciéndose acumulación y la respectiva pérdida de capacidad refrigerante ya que habrá menor área de condensación. Por otro lado aumenta la presión del condensador con el consiguiente aumento del

consumo de energía.

Una vez que se estableció la acumulación, el tubo capilar se autorregula pues aumenta la presión del condensador y disminuye la del evaporador (es decir aumenta la diferencia de presiones) y el flujo que entrega el tubo será mayor y el sistema tenderá al equilibrio.⁽⁹⁾

Un caso más drástico ocurre cuando el tubo capilar tiene una capacidad menor que la que se requiere, entonces dejará pasar una mayor cantidad de refrigerante corriendo el riesgo de suministrar líquido al compresor causando un gran daño al mismo. Para evitar este problema, que ocurrirá también cuando la carga de refrigeración baje, es introducir refrigerante al sistema con la cantidad exacta para llenar completamente el evaporador.^(1,9)

Generalmente los tubos capilares se instalan de tal forma que una parte del mismo se adhiere a la tubería de succión a fin de que actúe como un intercambiador de calor y por medio de esta acción se evite la formación de burbujas en el tubo capilar, puesto que el gas frío procedente del evaporador retarda la evaporación del líquido en el tubo.^(1,9) Otro efecto benéfico del intercambio en la línea de succión es que se eliminan las posibles gotas de refrigerante húmedo en la línea de succión.

Como cualquier método, el tubo capilar tiene ventajas y desventajas, entre las primeras se mencionan las siguientes: Simplicidad, bajo costo y ausencia de partes móviles. Las desventajas más representativas son: No puede ajustarse a las variaciones de carga del sistema, es fácil que sea obstruido por substancias extrañas (como cera resultante de la floculación del aceite, etc.), requiere que el peso de la carga de refrigerante se mantenga dentro de límites estrechos y solo puede utilizarse en sistemas de compresión herméticos.

Con esto se considera que la introducción a los sistemas de refrigeración se cumplen de forma adecuada. En el siguiente capítulo se discutirá el desarrollo de la refrigeración y de los distintos refrigerantes que ha utilizado esta industria a lo largo de su historia.

II REFRIGERANTES

II.1. - DEFINICION DE REFRIGERANTE.

Un refrigerante es cualquier substancia por medio de la cual se realiza transmisión de calor, este calor se absorbe de un espacio o substancia donde no se requiere y lo transmite hacia otra parte.⁽³⁾

Los refrigerantes son pues, los fluidos vitales de un sistema de refrigeración mecánica, pues absorben calor al evaporarse y lo ceden al condensarse.

Como se ha visto cualquier substancia que pueda cambiar de fase líquida a fase gaseosa y viceversa es susceptible de ser empleada como refrigerante; no obstante existen ciertos requisitos que deben ser cubiertos para poder ser utilizadas en un sistema de refrigeración, este problema se tratará con mayor profundidad más adelante.

II.2. - DESARROLLO HISTORICO DE LOS REFRIGERANTES.

Desde el año 1800 en que se descubrió que una mezcla de nieve y sal producía una temperatura lo suficientemente baja como para congelar agua, el hombre ha ideado diversos medios de producir bajas temperaturas.⁽⁴⁾

En 1775 el profesor Cullen de la Universidad de Edimburgo descubre que al reducir la presión de un recipiente conteniendo agua, la temperatura de ebullición de la misma disminuía también. Este experimento llevaría al desarrollo de la refrigeración mecánica tan solo 30 años después. Así en 1805 el estadounidense Oliver Evans describe un sistema para producir hielo utilizando un

sistema mecánico y sustancias volátiles (evaporando éter por medio de un vacío). Evans dejó su idea en el plano de propuesta y no la lleva a cabo de manera física. ⁽¹⁰⁾

En 1835 Jacob Perkins recibe la patente británica número 8652 la cual es otorgada para una máquina ... *PARA USAR FLUIDOS VOLATILES CON PROPOSITOS DE PRODUCIR EL ENFRIAMIENTO O CONGELAMIENTO DE OTROS LIQUIDOS Y TRAER AQUELLOS NUEVAMENTE A LA OPERACION SIN MERMA...* También Perkins deja su proyecto en la mera obtención de la patente y es un fabricante llamado John Hague quien lo lleva a término utilizando como refrigerante un subproducto de la destilación de caucho conocido como éter sulfúrico. ⁽¹⁰⁾

Los anteriores se pueden considerar como los primeros pasos en la refrigeración mecánica y de los refrigerantes utilizados en la misma. Sin embargo hubo algunas sustancias que se utilizaron más comunmente que otras, por lo que a continuación se presenta una semblanza de las principales sustancias que fueron utilizadas como refrigerante desde aquellos días hasta llegar al desarrollo de los clorofluorocarbonos.^x La selección se ha realizado en forma cronológica atendiendo a la fecha en que primero se le utiliza como refrigerante.

ETER. ⁽¹⁰⁾

Como se mencionó, la máquina de compresión de Perkins solo fue patentada pero no fue construida; en 1848 Alexander Twining comienza a experimentar con sistemas de compresión y para 1850 obtiene la patente de una máquina para la producción de hielo. El refrigerante que utilizaba esta máquina podía ser éter o dióxido de carbono.

^x Para todo el desarrollo histórico de los refrigerantes referirse a (10). En lo sucesivo se abreviará clorofluorocarbonos como CFCs por sus siglas en inglés.

El trabajo de Perkins tuvo una gran influencia para el desarrollo de los sistemas de refrigeración mecánica y prueba de ello son los prototipos de máquinas diseñados en 1851. En 1856 presenta un sistema de compresión que utiliza éter, amoníaco o alcohol y en 1857 presenta un sistema de congelación que utiliza como refrigerante éter etílico.

El francés Charles Tellier construye en 1809 una máquina que podía utilizar éter metílico o amoníaco. El nombre de Tellier está muy ligado a la aventura del vapor *Frigorífge* que en 1876 fue acondicionado con cámaras de refrigeración que utilizaban como refrigerante éter metílico diseñadas por él. Este vapor llevó carne de res de Francia a Argentina y de regreso a Francia llegando con la carga en perfecto estado.

El viaje del *Frigorífge* significó un punto de avance para la refrigeración por dos razones principalmente; por un lado probó que la refrigeración tenía muchos beneficios que brindar a la humanidad; por otro lado mostró a los inversionistas que los sistemas de refrigeración eran algo más que una curiosidad científica y podían ser un negocio rentable. De hecho gran parte del apoyo a los nuevos sistemas de refrigeración fue brindado por la industria cervecera.

El éter que se utilizó en los sistemas de refrigeración fue preferentemente de dos tipos: éter etílico y éter metílico. Ambos presentaban desde un principio las desventajas de operación con presiones de vacío y flamabilidad a alta presión. Sin embargo y debido a sus beneficios termodinámicos se siguió utilizando hasta 1902, año en que se construyeron las últimas máquinas comerciales que trabajaban con éter como sustancia refrigerante. Es así como terminó la vida de éste que fue el primer refrigerante comercial.

AMONIACO. ^(9,10)

Como se ha visto, Twining (1850) y Harrison (1856) recibieron

patentes de máquinas refrigerantes que podían funcionar con diversos refrigerantes entre ellos el amoníaco, pero es hasta 1864 cuando R.A. Brookman diseña una máquina específicamente para el amoníaco: al parecer es el único logro de Brookman y a diferencia de otros inventores, ya no existen menciones posteriores a su persona o a trabajos realizados por él.

Los sistemas que trabajaban con amoníaco presentaban una gran cantidad de problemas (fugas principalmente) debido a que el diseño no era pensando exclusivamente en amoníaco, sino en éter el cual trabaja a presiones más moderadas. Francis de Cooper se da cuenta de esto y resuelve el problema por medio de una construcción más robusta y en 1870 se reporta la primera aplicación exitosa, en una fábrica de hielo en los Estados Unidos.

Todos estos trabajos desembocan en 1873, año en que se sitúa históricamente el desarrollo de la refrigeración por compresión de amoníaco. Este año el estadounidense David Boyle y el alemán Karl von Linde desarrollan en forma simultánea e independiente la construcción de un compresor experimental para amoníaco, Boyle recibe la patente en 1872 por un compresor de un cilindro vertical de simple acción y Linde la recibe en 1873 por un compresor vertical de dos cilindros y simple acción.

Como se había mencionado, gran parte del apoyo al desarrollo de la refrigeración provino de la industria cervecera; así los sistemas desarrollados por Linde (1873) y Boyle (1876), y el sistema fabricado por John Enright en 1876 fueron financiados (y utilizados) por los fabricantes de cerveza.

Durante aquella época existían fuertes problemas de disponibilidad de amoníaco puro para la utilización de estos sistemas, esta desventaja los ponía en peligro de desaparecer, por esta razón los fabricantes deciden introducir secadores en sus equipos y utilizar agua amoniacal, más fácil de conseguir, como

refrigerante.

El éxito de las máquinas construidas por Boyle, Linde y Enright fue aumentado por otros en la década de 1880 y el amoniaco se convirtió en el refrigerante preferido para todos los sistemas de refrigeración de grandes capacidades. Debido a sus excelentes propiedades termodinámicas y su bajo costo, el amoniaco dominó el campo de la refrigeración hasta 1940 en que los CFCs tenían ya una amplia aceptación.

El amoniaco sigue siendo muy utilizado hoy en día en los grandes sistemas de refrigeración en los que se requieren temperaturas muy bajas y en algunas aplicaciones industriales donde se requiere de sistemas de gran capacidad de refrigeración.

DIOXIDO DE CARBONO. (40)

El dióxido de carbono (también conocido antiguamente como ácido carbónico o anhídrido carbónico) fue propuesto como refrigerante por primera vez en 1850 en una patente de Alexander Twining. Más tarde Thaddeus Lowe experimentó con globos militares y reconoció la posibilidad de utilizarlo como refrigerante, pero no llevó su idea más allá de la especulación.

Karl von Linde también experimentó con dióxido de carbono como refrigerante desde 1872. Es en 1882 cuando Krupp obtiene una patente en Alemania por un sistema para fabricar hielo utilizando dióxido de carbono como refrigerante. Pero no fue sino hasta 1886, cuando Franz Windhausen obtiene una patente británica, que el uso de dióxido de carbono se incrementa.

El apoyo que se dió al dióxido de carbono como refrigerante por parte de la *Commonwealth* es evidente si se tiene en cuenta que casi la totalidad de los sistemas de refrigeración británicos utilizaban dióxido de carbono como refrigerante y la totalidad de los barcos refrigerados de la flota británica fué acondicionada con

máquinas que trabajaban con dióxido de carbono.

En los Estados Unidos se le utilizó principalmente para la refrigeración comercial y a partir de 1900 en sistemas de acondicionamiento de aire. El dióxido de carbono dejó de utilizarse comercialmente por el año 1840 en que los refrigerantes halogenados (CFCs) dominaron el mercado.

DIOXIDO DE AZUFRE.⁽¹⁰⁾

El dióxido de azufre fue propuesto y desarrollado como refrigerante por primera vez en 1875 por Poul Picten en Suiza cuando éste trataba de resolver varios problemas de los compresores de amoníaco a alta presión y las fugas en las partes que trabajaban a baja presión de máquinas que habían sido diseñadas para trabajar con éter, y algunas otras imperfecciones mecánicas.

Picten propuso como refrigerante utilizar dióxido de azufre al considerarlo como la substancia ideal debido a su bajo costo y las presiones de operación que eran lo suficientemente bajas como para ser usado en climas cálidos y los suficientemente altas para prevenir la entrada de aire al sistema. Además como ventaja adicional el dióxido de azufre es un lubricante, por lo que no requería la presencia de otro lubricante en el sistema (lo que evitaba los complicados recursos del sistema de lubricación de los sistemas de amoníaco).

Las máquinas de Picten fueron muy vendidas en países industrializados por los años 1880 (siendo más populares en Europa que en los Estados Unidos) y fueron utilizadas preferentemente en aplicaciones pequeñas y medianas, pues en las grandes instalaciones se utilizaba preferentemente amoníaco.

En 1900 se inician las pruebas para perfeccionar el refrigerador casero y como resultado se consigue que en 1913 se obtenga en primer sistema pequeño que utilizaba dióxido de azufre

como refrigerante. Conjuntamente con este éxito llegaron las primeras objeciones serias al dióxido de azufre tales como la formación de ácido sulfúrico al presentarse humedad en el sistema; éste inconveniente obligo a las compañías productoras del dióxido de azufre a perfeccionar sus métodos de producción y a comprometerse a proveer refrigerantes libres de humedad.

Resuelto el serio problema del ácido sulfúrico, los refrigeradores caseros y las pequeñas unidades comerciales fueron posibles para el final de la década de 1920. Casi la totalidad de los refrigeradores caseros de aquella época utilizaban como refrigerante dióxido de azufre; sin embargo éste todavía presentaba un serio inconveniente: El dióxido de azufre es el refrigerante más tóxico de cuantos se conoce. Esta particularidad fue salvada gracias al aroma extremadamente fuerte que posee, el cual lo hacía, en la práctica, un refrigerante sumamente seguro ya que ningún ser humano o animal puede siquiera oler una pequeña concentración de dióxido de azufre sin que el sofocamiento y el ardor de ojos lo obligue a buscar una fuente de aire fresco.

El predominio con que contó el dióxido de azufre como refrigerante en los sistemas pequeños se debe a varias razones, por un lado no existía la tecnología necesaria para controlar pequeñas cantidades de un refrigerante con alta capacidad refrigerante (como el amoníaco) y por otro no existían sustancias alternativas con las propiedades del dióxido de azufre ni con su bajo costo o no inflamabilidad. No fué sino hasta 1940 con la llegada de los CFCs que esta sustancia decayó en popularidad dentro de los sistemas pequeños de refrigeración.

METILCLORURO. (10)

El metilcloruro fue descubierto en 1835 por los químicos franceses Dumas y Peligot y utilizado principalmente como anestésico. El francés C. Vincent se percató de las propiedades volátiles del metilcloruro y en 1878 lo utiliza por primera vez como refrigerante

en un sistema que presentaba la innovación de trabajar con un compresor de dos etapas. Como este compresor desarrolla una mayor fricción, Vincent utiliza glicerina como lubricante, la cual al absorber humedad obstruyó el elemento de expansión.

Junto con el problema que presentaba la glicerina al absorber humedad, el metilcloruro se descomponía resultando en compuestos clorados, los cuales aumentaban el desgaste en la maquinaria.

En 1910 comenzaron los estudios sobre el metilcloruro en los Estados Unidos para desarrollar sistemas comerciales. Ya en 1918 se obtiene comercialmente y a fines de la década de 1920 y años siguientes varios constructores de refrigeradores caseros lo utilizan con relativo éxito.

El metilcloruro tuvo un vida corta como refrigerante debido a varias razones entre las que destaca su toxicidad, la cual era acentuada con el hecho de que al inhalarlo producía un efecto anestésico; esta particularidad podía resultar fatal sobre todo si ocurría una fuga durante el periodo de sueño puesto que su efecto anestésico impedía cualquier reacción. Otra razón de su escasa popularidad era la flamabilidad tan alta que poseía. Por estas razones el uso del metilcloruro tuvo una baja al aparecer los refrigerantes halogenados (CFCs) en 1931 y ya para 1950 no se construyen sistemas que lo utilicen como refrigerante.

ETILCLORURO.

Al igual que el metilcloruro, el etilcloruro fue utilizado primeramente como anestésico y posteriormente en 1883 Clausius Palmar obtiene una patente para sistemas de refrigeración para carros de ferrocarril utilizando etilcloruro como refrigerante.

El etilcloruro es sumamente flamable, por lo que solía agregarsele etilbromuro para detectar las fugas. El etilcloruro fue utilizado en algunos sistemas de refrigeración casera después del

año 1900.

Para 1921 la *Westinghouse Electric & Manufacturing Corp.* comienza a desarrollar un compresor rotatorio hermético para ser utilizado con etilcloruro, sin embargo el proyecto nunca se llevó a la práctica y en la década de 1930, con la aparición de los CFCs termina el efímero paso del etilcloruro como refrigerante.

Otros refrigerantes.

Antes de que los clorofluorocarbonos aparecieran en la escena de los refrigerantes, hubieron refrigerantes de vida más o menos corta, por lo que solamente se les nombra, nuevamente en orden cronológico, sin profundizar mucho en su desarrollo como refrigerantes.

En 1860 Charles Tellier (el mismo que equipó el *Frigorifique*), utiliza como refrigerantes etilamina y metilamina. En 1862 por su parte el estadounidense Van der Weyde recibe la patente para utilizar como refrigerante los destilados ligeros del petróleo como la nafta.

J. Gangee señala como refrigerante en 1870 sustancias tales como metilacetato, metilformato y óxido nitroso. En 1891 se reporta en la literatura el uso de una mezcla de dióxido de azufre con isobutileno, propileno, butano o pentano, estas alternativas no se llevan a cabo como sucedió con muchas otras y solo quedan a nivel de propuesta sin desarrollarse más.

Maurice Le Blanc realiza experimentos con cloruro de carbono en el año 1912 y para la década de 1920 intenta trabajar con isobutano a pesar de su flamabilidad.

Durante la década de 1920 a 1930 se utilizó casi cualquier sustancia volátil como refrigerante y tal vez sea Willis Carrier, fundador del imperio que hoy lleva su nombre, quién más actividad

mostró en esos años: En 1921 experimenta con dicloroetileno y en 1925 construyó una máquina que utiliza como refrigerante tricloroetileno. Finalmente de 1928 a 1932 utilizó como refrigerante metilcloruro en sus máquinas centrífugas.

La última aportación importante fue dada por la firma *Brown & Boveri Co.* en 1932, cuando utilizó etilbromuro como refrigerante en sus compresores centrífugos.

CLOROFLUOROCARBONOS. ⁽¹¹⁾

Como se ha visto durante los primeros años de la refrigeración, las substancias utilizadas o propuestas (se calcula que hasta 1989 se habían propuesto más de 50 substancias diferentes), presentaban problemas de toxicidad, inestabilidad o inflamabilidad. Estas propiedades frenaron en gran medida la industria de la refrigeración al impedir su uso generalizado. Los constructores se percataron de esta situación y decidieron invertir recursos para hallar una substancia que cumpliera con los requisitos de un buen refrigerante.

Es así que en 1928 la *General Motors Co.* encarga al Dr. Thomas Midgley la búsqueda de una substancia que pudiera cubrir todos los requisitos de un refrigerante ideal presentando el menor número de desventajas. El hecho de que se acudiera a Midgley de entre todos los posibles candidatos no es ninguna casualidad, pues él ya había realizado este tipo de investigación con excelentes resultados (es el inventor del tetraetilo de plomo como antidetonante de la gasolina).

Midgley atacó el problema de forma lógica, haciendo uso de la tabla periódica de los elementos y al considerar la naturaleza química de los refrigerantes en uso, encontró que se componían en general de muy pocos elementos y se muestran en la figura II.1:

			H
C	N	O	F
		S	Cl
			Br

FIGURA II. 1

Determinó que el objetivo era desarrollar una sustancia para ser utilizada como refrigerante, la cual debería cumplir ciertas características tales como: No flamable, baja toxicidad, estabilidad química y un punto de ebullición comprendido entre -40°C y 0°C .

Dentro de la tabla periódica de elementos, todos los elementos de una misma columna poseen propiedades similares. En general se ha hallado que los elementos más ligeros (situados en la parte superior de la tabla), son menos tóxicos que los más pesados. De esta forma Midgley pudo anticipar que los compuestos fluorinados tendrían un bajo nivel de toxicidad.

El siguiente punto de investigación fue la estabilidad del compuesto, y descubrió que ésta dependía directamente del calor de formación del compuesto: así un compuesto con un calor de formación alto resultaba generalmente estable. Respecto a la flamabilidad, Midgley notó que ésta disminuía dentro de la tabla periódica de izquierda a derecha en un renglón dado por lo tanto debía evitar la presencia de elementos de la última columna (el más obvio era el hidrógeno).

Una vez que hubo hecho estos estudios, Midgley y su equipo fueron al laboratorio con el propósito de obtener un compuesto con flúor y con propiedades refrigerantes utilizando un método muy

Como puede apreciarse la investigación bibliográfica y de laboratorio que hay detrás del desarrollo de los CFCs constituye uno de los grandes éxitos en la historia de la investigación aplicada; así lo prueba el hecho de que desde su aparición hasta la fecha su uso se haya difundido tanto, llegando a incursionar con bastante éxito en otras aplicaciones distintas de las que marcaron su origen como son: propelantes para aerosol (ya prohibido), agentes espumantes, solventes especiales, gases para la prueba de fugas, fluidos para la transmisión de calor y como monómeros para la fabricación de plásticos y elastómeros estables.

El hecho de que desde un principio los CFCs cubrieran todas las propiedades ideales en un refrigerante, tuvo como consecuencia el que la investigación para la búsqueda de sustancias alternativas fuera relegada a segundo plano por ser muy costosa y tener una relación costo-beneficio muy baja. Sin embargo hubieron investigadores que siguieron con sus estudios y desarrollaron nuevos compuestos refrigerantes que podían constituir una alternativa en un momento dado a los CFCs en uso. El momento ha llegado y en este momento en que el futuro de los CFCs es corto, se han retomado aquellos estudios y se busca la manera de satisfacer las necesidades actuales de la industria de la refrigeración como se verá en el capítulo III.

Cabe señalar que cuando se indica que un refrigerante no es usado ya, se refiere al hecho de que no se utiliza de forma comercial, sin embargo existen aplicaciones especiales en las que puede utilizarse cualquiera de las sustancias que se han nombrado antes de los CFCs. La tabla II.1 muestra una comparación entre los diferentes refrigerantes presentados y el diclorodifluorometano.

confuso.

Aunada a esta situación, existía la agravante del desarrollo de ciertas substancias por casas comerciales, por lo que éstas daban a los refrigerantes un nombre comercial que fuera más fácilmente recordado por el consumidor que el complicado nombre químico; así el cloruro de metilo era conocido con el nombre de *ARTIC* y el cloruro de etilo con el nombre de *CLOTHEL*. Con la aparición de los CFC's el problema se agravó debido a que los distintos fabricantes bautizaban a una misma substancia con distintas marcas (*FREON, GENETRON, FORANE, etc.*).

Para poder terminar con la anarquía reinante la Sociedad Americana de Ingenieros en Refrigeración, Calentamiento y Acondicionamiento de Aire (*ASHRAE* por sus siglas en inglés) desarrolla en 1974 un sistema de nomenclatura (y clasificación) el cual es avalado por el Instituto Nacional de Estandarización (*ANSI*) y la Organización Internacional de Estandarización (*ISO*). Este sistema es mejorado en 1989 y es el que a continuación se describe.

El refrigerante se denomina con una serie de dos a cuatro dígitos, los cuales describen la fórmula química de dicho refrigerante. El dígito localizado en la extrema derecha es el número total de átomos de flúor presentes en la molécula. El segundo dígito contando a partir de la derecha, es igual al número de átomos de hidrógeno presentes en la molécula más uno. El tercer dígito es igual al número de átomos de carbono menos uno (si el resultado llega a ser cero el dígito se omite). Finalmente el cuarto dígito es uno en el caso de que exista una doble ligadura carbono-carbono en la molécula, en caso contrario se omite. Si la molécula presenta alguna molécula de bromo (como es el caso de los Halones), se agrega una letra b y el número de átomos de bromo presentes. Para completar la fórmula química de la substancia, exceptuando el número de átomos de flúor, hidrógeno o bromo, se asume que el resto de los átomos de carbono son completados con

átomos de cloro. Los diferentes isómeros de una misma fórmula son indicados por una o dos letras minúsculas junto al número del refrigerante. ⁽⁹⁾

Este estándar también asigna números arbitrarios a las distintas series de refrigerantes, realizando al mismo tiempo una clasificación de los mismos como sigue: Mezclas (serie 400), mezclas azeotrópicas³ (serie 500), Compuestos orgánicos (serie 600), compuestos inorgánicos (serie 700). En el caso de compuestos orgánicos cíclicos se antepone una letra mayúscula C al número de la substancia. Aún cuando los éteres fluorinados no están incluidos en el objetivo de esta clasificación, generalmente se aplican las mismas reglas a su nomenclatura.

La designación del refrigerante se completa anteponiendo la palabra REFRIGERANTE o bien la letra R a la numeración que se ha descrito. Se debe señalar que existe una revisión de 1991 por parte de la ASHRAE en la que elimina el prefijo R y en su lugar se asignan las iniciales de los átomos presentes en la molécula de la siguiente manera: CFC: Carbono, flúor y cloro; HCFC: Hidrógeno, carbono, flúor y cloro; HFC: Hidrógeno, flúor y carbono; finalmente HCC: Hidrógeno, cloro y carbono. También se ha propuesto el prefijo E para éteres fluorinados.

En el apéndice 4 se presenta un cuadro con las substancias más comunmente utilizadas como refrigerantes de acuerdo a la clasificación ASHRAE. ⁽⁹⁾

II. 4.- PROPIEDADES Y CRITERIOS DE SELECCION PARA REFRIGERANTES.

³ Una mezcla azeotrópica, es una mezcla de dos o más líquidos que no se pueden separar en sus componentes por destilación. La mezcla se comporta como una substancia simple y sus propiedades difieren de las propiedades individuales de los distintos fluidos que la forman (por ejemplo la temperatura de ebullición).

En principio cualquier sustancia que pueda cambiar de fase líquida a gaseosa y viceversa es susceptible de usarse como refrigerante; de hecho gran parte de las sustancias volátiles han sido propuestas como refrigerantes, sin embargo, las sustancias que aspiren a convertirse en refrigerantes deberán cumplir una serie de requerimientos los cuales en ocasiones se encuentran en conflicto entre sí.

A fin de facilitar el estudio de las propiedades que debe cumplir una sustancia para poder ser utilizada como refrigerante, las propiedades se pueden dividir como se muestra en la tabla II.2.^(9,12)

Químicas	Estable e Inerte. Toxicidad. Flamabilidad.
Termofísicas	Punto crítico. Punto de ebullición. Entalpía de vaporización Calor específico. Conductividad térmica y viscosidad. Volumen específico.
Miscelaneos	Punto de congelación. Presión de condensación. Miscibilidad en aceite. Otras.

TABLA II. 2

II.4.1.- Propiedades químicas.

Bajo esta clasificación se agrupan las principales propiedades que debe cumplir una sustancia para poder ser utilizada como refrigerante y que guarda íntima relación con la formulación

química de las mismas. (1,2)

Estabilidad.

Un fluido que aspire a ser considerado com sustancia refrigerante debe ser químicamente estable (inerté), de otra manera formaria nuevos compuestos al reaccionar con los materiales o sustancias con que entrara en contacto, como los materiales de construcción del sistema o el aceite lubricante del compresor.

Como se puede ver ésta es la más importante propiedad de un refrigerante, ya que si éste reacciona con otras sustancias o materiales, o bien se degrada con el tiempo, pierde todas las características que lo colocarian como refrigerante.

Toxicidad.

En un sentido amplio cualquier gas que no sea aire, tiene un grado de toxicidad; la toxicidad puede ser ocasionada por diversos mecanismos como la reducción de oxígeno (por ejemplo el Dióxido de Carbono), o bien por ataque directo a tejidos internos (como el Yodo y Bromo en los pulmones)

La toxicidad está intimamente relacionada con la naturaleza química de la sustancia, a la concentración de dicha sustancia en el aire y al tiempo de exposición.

Debido a su importancia existe una amplia legislación al respecto y las más importantes son las elaboradas por *Underwriters Laboratories* (UL por sus siglas en inglés) la cual asigna un número del 1 (más tóxico) al 6 (menos tóxico) a la sustancia en estudio. En cada apartado establece los límites de concentración y el tiempo de exposición a los que la sustancia ocasiona graves daños. Para determinar los niveles de toxicidad UL utiliza cuyos los cuales reaccionan rápidamente ante la presencia de sustancias tóxicas (como se mencionó en II.2 Midgley probó la toxicidad de los clorofluorocarbonos mediante cuyos)

Una legislación alternativa y más enfocada a la industria que al consumo es la elaborada por la *American Conference of Governmental Industrial Hygienists* que dicta los valores límites de umbral (TLVs por sus siglas en inglés) de cada substancia y que define como las condiciones bajo las cuales se cree que la gran mayoría de los trabajadores pueden ser repetidamente expuestos día tras día sin ningún efecto contrario a la salud.

Como puede observarse la primera clasificación es más completa y científicamente más rigurosa que la segunda que está más enfocada a la seguridad industrial y que dicta sus valores en base a la experiencia estadística en las plantas industriales. De cualquier forma hay que resaltar el hecho de que para que una substancia pueda ser utilizada como refrigerante deberá cumplir con la condición de tener una toxicidad muy baja y para ello hay que apoyarse en legislaciones como las que se han mencionado.

Flamabilidad.

La estabilidad del refrigerante debe ser tal que inclusive no reaccione con el fuego o en la presencia de calor, es decir no debe ser ni flamable, ni explosivo.

Mientras el refrigerante esté dentro del sistema de refrigeración y éste funcione correctamente, este requisito carece de importancia sin embargo debe prevenirse la posibilidad de una fuente externa de fuego, la presencia de fugas en el sistema cerca de flama o cuando se requiera soldar la instalación por cuestiones de reparación o mantenimiento cualquier residuo de substancia explosiva puede causar grave daño a trabajadores y consumidores.

II.4.2.- Propiedades termofísicas.

Para ser útil como refrigerante, una substancia debe poseer propiedades que satisfagan ciertos requerimientos, los cuales determinan entre otras cosas, la economía y eficiencia del ciclo de

refrigeración, predicen el comportamiento del mismo y son la base para el diseño del sistema de refrigeración ⁽¹⁹⁾

Como se verá, en algunos casos, existirá un conflicto entre dos propiedades, en cuyo caso se deberá maximizar la eficiencia del ciclo y en base a éste parámetro elegir la substancia refrigerante. ^(14, 15, 16)

Punto crítico.

El punto crítico se define como el punto de presión y temperatura tales que por encima de él es imposible condensar un gas por mucho que aumente la presión. Un líquido que ha alcanzado el punto crítico no podrá ser evaporado no importando que tanto calor se agregue al sistema. ^(16, 17)

Para que una substancia pueda ser utilizada como refrigerante, debe poseer un punto crítico muy por encima de las condiciones de operación del sistema, ya que de otra forma resultaría inútil. Por ejemplo un sistema con una temperatura crítica menor que la temperatura del condensador, jamás podrá ser condensada y no podrá completar el ciclo de refrigeración. ^(15, 18)

Punto de ebullición.

Dado que un fluido absorbe más calor durante el cambio de fase que cuando se encuentra en estado líquido o gaseoso, es necesario que la temperatura de ebullición del fluido a presión atmosférica sea baja (de hecho menor que la temperatura del espacio a refrigerar), ya que de otra manera se trabajaría con presiones de vacío, lo que trae el problema de posibles entradas de aire y humedad. ⁽¹⁹⁾

Entalpia de vaporización.

Como se señaló en el punto anterior, un fluido absorbe mayor cantidad de calor en el cambio de fase. La cantidad de calor que pueda absorber una substancia refrigerante depende de que tan alta sea su entalpia de vaporización. Como se recordará, la entalpia de

vaporización es precisamente la cantidad de energía que hay que adicionar a un fluido para que éste cambie de fase. ⁽⁵⁾

Un fluido refrigerante con una entalpía de vaporización alta en un sistema, tiene como consecuencia que se requiera una menor cantidad de refrigerante para una capacidad dada y por lo tanto un flujo másico menor, y esto redundará en un compresor con una capacidad menor con un menor requerimiento de trabajo y por lo tanto un ciclo con un mejor COP. ^(5,9,12)

Con el fin de aumentar la cantidad de calor que puede retirar el refrigerante, éste es subenfriado antes de entrar al evaporador y sobrecalentado al salir del mismo.

Calor específico.

Teóricamente es deseable que el calor específico tanto del vapor como del líquido sean tan bajos como sea posible, pues de esta manera se obtendría una campana de saturación con costados muy verticales y por lo tanto el ciclo se acerca al ciclo de Carnot; sin embargo en la práctica se prefiere utilizar refrigerantes con un calor específico bajo en la fase de fluido y alto en la fase gaseosa, ya que de esta manera se incrementa el valor de la entalpía de transformación, cuya importancia se trató en el punto anterior. ^(9,12)

Volumen específico.

En el diseño del compresor, el primer parámetro a tomar en consideración es el volumen de fluido que se va a desplazar, es conveniente que sea lo más bajo posible pues así la potencia requerida en el compresor es baja y el COP aumenta. ^(5,12)

Por otro lado, el valor del volumen específico no debe ser demasiado bajo, pues trae como consecuencia un flujo másico muy bajo y en esta situación es difícil controlar el flujo. Otro inconveniente de un volumen específico se presenta en las pérdidas

por fricción las cuales son directamente proporcionales a la densidad del fluido (que a su vez es el inverso del volumen específico), por lo tanto un valor muy bajo del volumen específico tiene como consecuencia un valor alto de pérdidas de fricción en el sistema y que se requiera una mayor potencia en el compresor para conservar el gradiente de presiones de diseño. ^(4,9,12)

Conductividad térmica y viscosidad.

La conductividad térmica de una substancia que sea susceptible de utilizarse como refrigerante debe ser lo más alta posible para así asegurar una adecuada transferencia de calor y garantizar que los equipos (en especial los intercambiadores de calor) tengan dimensiones razonables. ⁽¹²⁾

La viscosidad por su parte, debe ser lo más baja posible para evitar las pérdidas por fricción, que ocasionan un incremento en la potencia del compresor. ^(4,12)

II.4.3.- Propiedades Misceláneas.

Son propiedades que aún cuando tienen influencia en el rendimiento de un sistema de refrigeración, su importancia no es fundamental. Aún así, son no pocas las ocasiones en que la decisión de utilizar una substancia como refrigerante por encima de otras opciones, es hecha en base a alguna de estas propiedades como sería el caso del costo o la disponibilidad en el mercado. ^(9,12)

Punto de congelación.

Es la temperatura a la cual el refrigerante cambia de fase líquida a sólida a una presión dada.

Es necesario que el refrigerante tenga una temperatura de congelación a la presión del evaporador razonablemente más baja que la mínima temperatura esperada en el mismo, de otra manera se corre el riesgo de congelamiento y obstrucción del evaporador y del dispositivo de control. ⁽⁹⁾

En un sistema de baja temperatura como en los refrigeradores caseros o los comerciales, este parámetro puede dar la elección sobre la substancia refrigerante a utilizar.

Presión de condensación.

En la instalación del sistema, la presión de condensación viene dictada por la temperatura del fluido de enfriamiento; es necesario que el fluido refrigerante tenga una presión de condensación baja, es decir que la diferencia de presiones entre el evaporador y el condensador no sea muy alta, para evitar que la construcción del evaporador deba ser muy robusta.

Si la presión de condensación es muy alta, se requiere entonces un compresor con una relación de compresión mayor y se incrementa el costo de la instalación por los materiales que deben emplearse en un condensador que trabaja a altas presiones. Como se indicó en el párrafo anterior, la capacidad del compresor debe ser mayor e inclusive debe utilizarse un compresor de etapas múltiples con interenfriador de aire a fin de mantener una eficiencia de compresión alta para una capacidad de refrigeración dada.^[9,12]

Miscibilidad en aceite.

Este es un punto de suma importancia ya que si el refrigerante es miscible en aceite, se puede extraer el aceite que escapa con el refrigerante del compresor y que llega a todo el sistema. Por otro lado permite la adecuada lubricación del compresor en todas las partes móviles.

El grado de miscibilidad debe ser tal que por un lado no se afecte la capacidad refrigerante del refrigerante y por otro no se afecte la capacidad de lubricación del lubricante. Por esta razón se prefiere un refrigerante de baja miscibilidad aproximadamente 1%.^[12]

Esta propiedad es particularmente importante en los refrigeradores caseros, los cuales utilizan unidades de compresión herméticas y el refrigerante está constantemente en contacto con el aceite.

Otras.

Existen muchas otras propiedades que deben verificarse antes de utilizar un fluido como refrigerante, como pueden ser la resistencia dieléctrica del refrigerante en el caso de compresores herméticos; facilidad para detectar las fugas de refrigerante si es tóxico; el costo y la disponibilidad comercial del refrigerante para evitar que el equipo original y las recargas sean muy costosas.

Finalmente se puede afirmar que para realizar la selección de un refrigerante, deben tomarse en cuenta todos los factores que se han mencionado y la aplicación del sistema de refrigeración, ya que, como se indicó al principio no existe un refrigerante ideal y universal, así que lo que para una aplicación pueda ser correcto, para otra aplicación con otras condiciones no es conveniente.

Se ha hecho un repaso de la historia de la refrigeración a través del desarrollo de los distintos refrigerantes, en el siguiente capítulo se discutirá el efecto de los CFCs en el ambiente y la legislación internacional para eliminar su uso. Además se definirá la substancia de trabajo que será sustituto de un sistema de refrigeración doméstica.

III

AGOTAMIENTO DE LA CAPA DE OZONO Y PROTOCOLO DE MONTREAL

III.1.- EL PROTOCOLO DE MONTREAL.

La primera teoría que señalaba a los CFCs como los destructores de la capa de ozono estratosférico fué presentada en 1974 por Sherwood Rowland y Mario Molina de la Universidad de California en Irvine^(13,14), sin embargo sus teorías no fueron tomadas en cuenta inmediatamente y no es hasta el año de 1981 cuando en respuesta al creciente consenso de la comunidad científica acerca de los CFCs y los halones en el agotamiento de la capa de ozono la UNEP^x inicia negociaciones para desarrollar un plan de protección multilateral de la capa de ozono. Estas negociaciones confluyen en la Convención de Viena para Proteger la Capa de Ozono, llevada a cabo en 1985 y de la cual se desprende el Convenio de Viena para la Protección de la Capa de Ozono firmado el 22 de marzo de 1985.⁽¹⁵⁾

Sin embargo en octubre de ese mismo año el agotamiento de la capa de ozono fue de tal magnitud que se inician nuevas negociaciones para darle al Convenio de Viena un carácter legal que pudiera servir para solucionar este problema que atañía a toda la humanidad. Esta nueva serie de negociaciones culmina en septiembre de 1987 en la ciudad de Montreal, Canada con la firma del *Protocolo de Montreal sobre substancias que agotan la capa de ozono*⁽¹⁶⁾. En él se plantea reducir los niveles de producción y consumo de ciertas substancias que agotan de manera importante la capa de ozono; a estas substancias se les conoce como substancias

^x UNEP: Programa de las Naciones para el Medio Ambiente por sus siglas en inglés.

controladas y se dividen en dos grupos⁽¹⁵⁾ como se muestra en la tabla III.1:

GRUPO I		
Substancia	Número	O. D. P.
Triclorofluorometano	11	1.0
Difluordiclorometano	12	1.0
Trifluorotricloroetano	113	0.8
Tetrafluorodicloroetano	114	1.0
Pentafluorcloroetano	115	0.8
GRUPO II		
Substancia	Número	O. D. P.
	Halón 1211	3.0
	Halón 1301	10.0
	Halón 2402	Por deter minar.

TABLA III.1

El *Protocolo* regula la producción sobre estas substancias que poseen los mayores ODP², ya sea que se encuentren solos o en mezcla de productos manufacturados. Estos CFCs se emplean principalmente como refrigerantes, agentes hinchantes en la fabricación de espumas, solventes, aerosoles, etc.; por su parte los halones se utilizan principalmente en los extinguidores y como solvente. Debido a que el objetivo del presente trabajo es encontrar una substancia refrigerante al CFC 12, el cual como se aprecia en la tabla, esta incluido en el *Protocolo de Montreal*, se describen las regulaciones contempladas en dicho *Protocolo* que atañen a esta substancia.

El *Protocolo de Montreal* propone como año de referencia el de 1986 para ser utilizado como base para todos los calculos y ² ODP: Potencial de Agotamiento de Ozono, por sus siglas en inglés. El potencial se refiere al del CFC-11 = 1.0.

regulaciones. El calendario para la reducción de consumo y producción de sustancias agotadoras del ozono se describe en el artículo 2 que establece lo siguiente ⁽⁴⁸⁾

- A partir del 1° de julio de 1989 la producción y el consumo de las sustancias controladas deberán ser igual o menor a los niveles que se tenían en 1986, con un 10% adicional para aquellos países que se encuentren amparados bajo el artículo 5.

A partir del 1° de julio de 1993 la producción y consumo de sustancias controladas deberá ser igual o menor al 80% de los niveles respectivos de 1986, con un 10% adicional para aquellos países que se encuentren amparados bajo el artículo 5.

A partir del 1° de julio de 1988 los niveles de producción deberá ser igual o menor al 50% de niveles respectivos de 1986.

Estos son los compromisos que, suponiendo aseguraría la protección de la capa de ozono y otros artículos dentro del mismo *Protocolo* vienen a reforzar este objetivo, se ofrece un resumen de los más importantes artículos del *Protocolo de Montreal* ⁽⁴⁹⁾ a fin de contar con un marco más general.

Artículo 4: Control de comercio con estados que no forman parte del *Protocolo de Montreal*.

a) A partir del 1° de enero de 1990 se prohíbe la importación de sustancias controladas proveniente de estados que no hayan ratificado el *Protocolo*.

b) A partir del 1° de enero de 1992 se permite a un país prohibir la importación de productos elaborados con sustancias controladas provenientes de países que no hayan ratificado el *Protocolo*.

c) A partir del 1° de enero de 1993 no se podrá exportar sustancias controladas a países que no hayan ratificado el *Protocolo*.

d) A partir del 1° de julio de 1994 los países que hayan ratificado el *Protocolo* pueden prohibir la importación de productos para los cuales se hayan empleado sustancias controladas y que provengan de países que no hayan ratificado el *Protocolo*.

e) Se desalentarán exportaciones de tecnología para producción y utilización de sustancias controladas a países que no hayan ratificado el *Protocolo*.

f) No se otorgarán créditos o subenciones para adquirir tecnología tendiente a la producción y utilización de sustancias controladas a países que no hayan ratificado el *Protocolo de Montreal*.

Artículo 5: Situación de países en vía de desarrollo.

Los estados en vías de desarrollo que raritiquen el *Protocolo de Montreal* podrán amparase bajo este artículo y obtener un plazo de gracia de 10 años en el cumplimiento de las disposiciones y medidas de control del *Protocolo*.

Finalmente garantiza la ayuda de países desarrollados, tanto económica como tecnológica, a fin de cumplir con las disposiciones del *Protocolo*.

Artículo 6: Control y evaluación del *Protocolo*.

A partir de 1990 y cada 4 años se implementará una reunión con la participación de todos los países firmantes para verificar el cumplimiento del *Protocolo* y en su caso modificarlo de acuerdo al nuevo conocimiento científico, ambiental, económico y tecnológico de que se disponga.

Estos tres artículos contienen la parte medular del *Protocolo de Montreal* siendo los restantes formalidades jurídicas.

Poco después de que el *Protocolo de Montreal* fue firmado (17 de septiembre de 1987), se da a conocer evidencia científica de que el agotamiento de la capa de ozono es mayor que el que se había calculado; en base a esta nueva realidad muchos países miembros del *Protocolo* solicitan medidas más estrictas y radicales y en 1988 en la ciudad de La Haya se acuerda llevar a cabo en Londres la primera reunión prevista por el artículo 6 del *Protocolo de Montreal*.

Durante esta reunión en Londres, se exigieron controles más exigentes y modificaciones al *Protocolo de Montreal*, como la inclusión de nuevas sustancias y el ajuste en los plazos dados en el *Protocolo*; a este documento se le conoce como *Anexo de Londres* y fija el siguiente calendario de acciones:⁽¹⁶⁾

- A partir del 1° de julio de 1989 la producción y el consumo de las sustancias controladas deberán ser igual o menor a los niveles que se tenían en 1986, con un 10% adicional para aquellos países que se encuentren amparados bajo el artículo 5.

A partir del 1° de julio de 1995 la producción y consumo de sustancias controladas deberá ser igual o menor al 50% de los niveles respectivos de 1986, con un 10% adicional para aquellos países que se encuentren amparados bajo el artículo 5.

A partir del 1° de enero de 1997 la producción y consumo de sustancias controladas deberá ser igual o menor al 15% de los niveles respectivos de 1986, con un 10% adicional para aquellos países que se encuentren amparados bajo el artículo 5.

A partir del 1° de enero de 2000 la reducción de producción y consumo de las sustancias controladas deberá ser total.

Dada la complejidad y diversidad del problema, en 1990 se aprobó también la creación de seis comités a fin de discutir y difundir los adelantos técnicos y estudios económicos sobre las disposiciones del *Protocolo*. Los seis comités abarcan las áreas de aplicación y estudio referentes a las sustancias agotadoras del ozono, estos comités son: i) Opciones para refrigeración, ii) Opciones para espumantes, iii) Opciones para solventes, adhesivos y recubrimientos, iv) Aerosoles y usos misceláneos, v) Halones y vi) Análisis económicos.⁽¹⁷⁾

Más recientemente, en noviembre de 1992 se llevó a cabo la segunda reunión de revisión del *Protocolo de Montreal* en la ciudad de Copenhage y debido a los datos que reportaban un agotamiento de la capa de ozono mayor al previsto en 1990 se decide cambiar nuevamente el calendario de eliminación de CFCs como sigue.⁽¹⁷⁾

A partir del 1° de julio de 1993 los niveles de producción y consumo de CFCs se congelan a niveles de 1986.

A partir del 1° de enero de 1995 la producción y consumo de CFCs deberá ser igual al 75% de los niveles de 1986.

A partir del 1° de enero de 1996 queda prohibido el consumo y producción de CFCs.

Se han presentado los puntos más importantes del *Protocolo de Montreal*, del *Anexo de Londres* y del *Anexo de Copenhague*, lo que da una idea de la importancia del cumplimiento de las mismas, no solo desde el punto de vista legal sino también del punto de vista comercial. Sin embargo no es suficiente si no se acompañan con una visión general del proceso de agotamiento de la capa de ozono y sus consecuencias para el medio ambiente (III.2 y III.3).

Contra todo lo que sería lógico suponer, el esfuerzo iniciado con el *Protocolo de Montreal* ha contado principalmente con el apoyo de países industrializados; así la EPA³ ha implementado un programa de reducción de producción de CFCs anterior al año 2000 y la sitúa para 1995, de acuerdo con su *Acta del Aire Puro*⁽¹⁸⁾. Otros países también han seguido este ejemplo y han implementado en sus respectivas legislaciones medidas más estrictas a aquellas del *Protocolo*, entre ellos figuran: Austria, Noruega, Canadá, Australia y Brasil^(18,19).

A la fecha 45 países han firmado el *Protocolo de Montreal* y 74 lo han ratificado⁴; México declino su derecho a ampararse bajo el artículo 5 el 31 de marzo de 1988 con lo que adquirió las responsabilidades de los países desarrollados.^(19,20)

³ EPA: Agencia para la Protección del Ambiente por sus siglas en inglés.

⁴ La ratificación del *Protocolo de Montreal* puede ser por adición sin necesidad de firmar el *Protocolo*.

III.2. - PROCESO DE AGOTAMIENTO DEL OZONO POR LOS CFCs.

III.2.1. - La capa de ozono.

El ozono es una variedad alotrópica del oxígeno formada por una molécula que contiene tres átomos de oxígeno. A nivel de la tropósfera⁵ el ozono produce un gran daño a la salud principalmente a las vías respiratorias y al tejido conjuntivo. Sin embargo el 90% del ozono presente en el planeta se encuentra en la estratósfera y su importancia en la conservación del clima es relevante como se verá más adelante.

El ozono atmosférico se forma mediante la reacción del oxígeno molecular (O_2) con la radiación ultravioleta C (UV-C)⁶. En la estratósfera se llevan a cabo reacciones fotoquímicas tales que un fotón de radiación UV-C rompe una molécula de O_2 liberando dos radicales O, altamente reactivos, los cuales al encontrar una molécula de oxígeno molecular (O_2) reacciona con ella y forma una molécula de ozono (O_3). Las moléculas de ozono son igualmente disociadas por la radiación UV-B produciendo una molécula de oxígeno y un radical O. Este radical O que queda libre puede reaccionar con radiación UV-C para formar ozono o bien formar oxígeno molecular. Iniciando nuevamente el ciclo como se muestra en las siguientes ecuaciones.⁽²³⁾

⁵ Tropósfera: Capa de aire que va de la superficie de la tierra a una altura de 12 km aproximadamente. A esta altura se encuentra la topopausa que separa a la tropósfera de la estratósfera (12 a 50 km de altura aproximadamente).

⁶ La radiación ultravioleta se clasifica de acuerdo a su longitud de onda (y en consecuencia a su energía) en tres distintos rangos UV-A (315 a 400 nm), UV-B (280 a 315 nm) y UV-C (200 a 280 nm). Durante el presente trabajo se utilizará UV cuando se quiera referir la radiación ultravioleta en general y con su letra distintiva cuando se deseó hacer énfasis en una de ellas.



El resultado neto de esta reacción circular en estado estable es que la tasa de formación de ozono es igual a la tasa de destrucción del mismo, por lo tanto la concentración de ozono se mantiene razonablemente constante (aproximadamente 1 ppm en volumen). Es debido a este proceso de creación y desintegración de ozono como se realiza la absorción de la radiación UV-B y UV-C. Esta absorción tiene como consecuencia un calentamiento de la estratósfera.⁽²¹⁾

Esta formación de ozono en la estratósfera (comúnmente conocida como capa de ozono) tiene una gran importancia para la conservación del ecosistema de la tierra; por un lado contribuye al balance térmico de la misma ya que protege a la superficie de la incidencia de radiación altamente energética. Por otro lado la diferencia de temperaturas entre la tropósfera y la estratósfera es el origen de muchos fenómenos meteorológicos (como las corrientes de aire). Finalmente la capa de ozono brinda protección a la superficie de la radiación UV-B y UV-C que provocan grandes cambios en los organismos vivos y en los materiales utilizados por el hombre (Cf. III.3).

III.2.2. - Teorías del agotamiento del ozono.

En 1985 científicos británicos anunciaron un descubrimiento inesperado, de acuerdo a sus mediciones el ozono estratosférico sobre el antártico había disminuido un 40% (de 320 D.U. a 200 D.U.⁷) entre 1977 y 1984.⁽²²⁾ Este hecho causó gran preocupación y se utiliza para cuantificar la concentración de ozono en una columna de aire y es aproximadamente igual a 1 parte en 10 en volumen. La concentración normal promedio es de 320 DU.

entre los científicos de todo el mundo, quienes se dieron a la tarea de investigar la causa de éste fenómeno. Surgieron un gran número de teorías, sin embargo se pueden clasificar básicamente en 4 tipos.

Origen puramente climático.

Este grupo de teorías indican que las corrientes de aire presentes en los polos (principalmente en el antártico) son la causa del agotamiento de la capa de ozono. De acuerdo a esta concepción, durante la primavera corrientes de aire ascendente desplazarían aire rico en ozono por aire con pobres concentraciones de ozono proveniente de la tropósfera. Sin embargo existen ciertas pruebas que anulan estas teorías; por un lado no se han encontrado rastros de otros gases también presentes en la tropósfera y que al ser arrastrados a la estratósfera (en la zona donde se forma el agujero de ozono) estarían presentes en las mismas concentraciones que antes (por ejemplo el CO_2). Distintas mediciones han arrojado resultados negativos, es decir no se han encontrado estos gases dentro de la zona del agujero de ozono. ⁽²²⁾

Agotamiento por actividad solar.

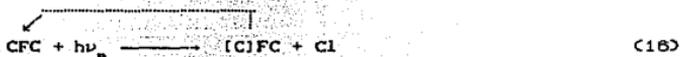
Esta serie de teorías proponen que el agotamiento de la capa de ozono se debe a la presencia de compuestos de nitrógeno en la estratósfera (que es el principal agente destructor de ozono en la tropósfera), los cuales son consecuencia de la gran actividad solar que se presentan de forma cíclica (manchas solares cada 11 años). ⁽²²⁾

Existen dos objeciones principales a este tipo de teorías, por un lado la existencia de años de gran actividad solar que no coinciden con una baja significativa en el nivel de ozono en la atmósfera (como 1958 y 1969 por ejemplo) ⁽²³⁾. Por otro lado la ausencia de compuestos de nitrógeno que agotan el ozono ha sido reportada en diversas investigaciones. ^(23,24)

Agotamiento por compuestos químicos elaborados por el hombre.

El origen de éstas teorías tuvo lugar en 1974 y 1975 con la publicación de los importantes trabajos de Rowland y Molina,^(19,14) en estos trabajos especulaban sobre el agotamiento de la capa de ozono teniendo como base un limitado conocimiento sobre la química atmosférica. Proponían que los CFCs eran transparentes a la luz visible y por lo tanto podían ascender por la atmósfera sin sufrir cambio en su química; adicionalmente como se indicó en II.2 y II.4, los CFCs tienen propiedades tales que no reaccionan con otros compuestos, finalmente no son removidos por fenómenos meteorológicos (lluvia, nieve), por lo que su tiempo de vida es sumamente largo.

Sin embargo al llegar a la estratósfera, los CFCs se ven atacados por radiación electromagnética de alta energía (UV-B y UV-C) que disocian la molécula liberando átomos de cloro (Cl) los cuales son sumamente reactivos (ecuación 18)^(21,22)



En esta ecuación el término [C]FC indica una molécula que todavía contiene cloro y que es susceptible de ser disociada nuevamente por la radiación UV-B. El cloro liberado ataca al ozono y disocia la molécula liberando un radical ClO y una molécula de oxígeno (O₂) de acuerdo a la siguiente reacción.^(21,22)



Este radical reacciona con uno de los oxígenos atómicos O, que se encuentran libres en esta zona de la atmósfera y forma oxígeno molecular O₂, liberando nuevamente el átomo de cloro ClO que indirectamente ayuda al agotamiento de la capa de ozono ya que impide que se regenere ésta.^(21,22)



(18)

El átomo de cloro que ha sido liberado, puede reiniciar la reacción descrita con la ecuación 17. A este ciclo se le conoce como cadena ClO_x y se repite aproximadamente cada 1 ó 2 minutos, por lo que un átomo de cloro es capaz de destruir aproximadamente 1000 moléculas de ozono en un día.⁽²²⁾ De seguir actuando indefinidamente la cadena ClO_x , pronto quedaría completamente agotada la capa de ozono, por lo que se encontró que existen ciertos compuestos que reaccionan con el cloro atómico para formar compuestos más estables que inhiben momentáneamente el efecto destructivo del cloro atómico; estos compuestos son principalmente dos:^(22,28)

A) Dióxido de nitrógeno: El dióxido de nitrógeno constituye una molécula vital para detener la cadena ClO_x al formar con el radical ClO nitrato de cloruro mediante la siguiente reacción:^(22,28)



B) Metano: El metano al reaccionar con un radical ClO intercambian átomos para formar ácido clorhídrico (HCl).⁽²⁸⁾



Estas sustancias que inhiben momentáneamente el proceso destructivo del cloro (ClONO_2 y HCl) reciben el nombre de reservorios de cloro; mediante la formación de éstos reservorios de cloro, se puede detener incluso totalmente la destrucción de la capa de ozono pues estas moléculas pueden ser removidas de la atmósfera por procesos físicos (como la lluvia o la nieve).⁽²⁸⁾

Si antes de que algún proceso físico pueda remover alguno de los reservorios de cloro, el mismo es alcanzado por radiación de alta energía (UV-B, UV-C), la molécula se disocia dejando escapar nuevamente átomos de cloro, que se encuentra nuevamente en

posibilidad de destruir moléculas de ozono. En promedio un reservorio se forma y se disocia unas 100 veces antes de ser removido de la estratósfera, por lo que un átomo de cloro puede destruir 100 000 moléculas de ozono antes de ser removido de la estratósfera.^(23,22)

Agotamiento por compuestos elaborados por el hombre y otros factores:

De acuerdo con la teoría modificada de Rowland y Molina presentada arriba, solo una pequeña porción de ozono sería removida por acción de los CFC's pues los reservorios se encargarían de inhibir su acción destructora y eventualmente removerlos. Adicionalmente a ésta conclusión brindada por modelos computacionales, existía la incertidumbre de por qué el agujero se concentraba en el círculo polar antártico y no se repartía uniformemente por toda la atmósfera.

Con estos antecedentes y con el conocimiento de que el comportamiento del ciclo del cloro era diferente en los polos que en los trópicos, se sugirió en 1986 por primera vez la correlación entre el ciclo de agotamiento de ozono cada primavera polar (entre agosto y noviembre de cada año) y la presencia de un tipo especial de nubes en la estratósfera⁽²⁵⁾; estas nubes se conocen como PSCs⁶ y se clasifican en tres tipos dependiendo de su proceso de formación:⁽²⁵⁾

A) Tipo I: Se forman entre los 15 y 30 km. de altura por el enfriamiento y condensación rápidos de vapor de agua hasta los -80°C ; llegan a medir de 10 a 100 km de longitud y debido a la luz que refractan se les conoce como nubes nacaradas.

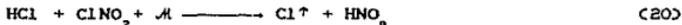
B) Tipo II: Reciben el nombre de nubes de ácido nítrico trihidratado y se forma a -78°C de temperatura (muy elevada para la formación de nubes tipo I); son ocasionadas por un enfriamiento lento y gradual, como el ocasionado por la radiación atmosférica polar durante el PSCs: Nubes Polares Estratosféricas por sus siglas en inglés.

invierno, y se desarrollan sobre partículas muy pequeñas ($\theta = 0.1 \mu\text{m}$).

C) Tipo III: Son nubes tipo II que se han enfriado hasta -87°C permitiendo que el escaso vapor de agua se concentre sobre los cristales de ácido nítrico trihidratado (los cuales poseen ya un $\theta = 1 \mu\text{m}$ aproximadamente).

Estos dos últimos tipos de PSCs contribuyen al agotamiento de la capa de ozono mediante dos mecanismos principales: el primero de ellos es que poseen una cantidad importante de nitrógeno, que como se indicó ayuda a formar reservorios de cloro. El segundo proceso implica una serie de reacciones químicas un poco más complejas.

Durante los meses de invierno polar (abril a agosto) los vientos del antártico han circulado de tal manera que han formado un movimiento rotacional de la masa de aire encima del círculo polar antártico y que se conoce con el nombre de vórtice polar^o. Y es precisamente el vórtice polar el medio indicado para la formación de las PSCs tipo II y III^[24, 25]. En la superficie de éstas PSCs se favorece la combinación de reservorios de cloro y la consiguiente liberación del mismo cloro apenas inciden sobre ellas los primeros rayos solares de la primavera polar^[22, 23, 24, 25]. La reacción que describe el desprendimiento de cloro gaseoso de los reservorios de cloro catalizados por las PSC's es la siguiente:^[25]



Donde \mathcal{A} representa una nube. La molécula de HNO_3 formará otra nube dada la baja temperatura que aún impera en la región y el cloro será disociado por la luz solar tal y como se describe en la siguiente ecuación.^[25]



^o Para una descripción detallada del proceso de formación del vórtice polar referirse al excelente artículo de Schoeberl y Hartman referencia [24].

iniciándose nuevamente la reacción ClO_x .

Debido a la baja concentración de átomos de O en la estratósfera los niveles de ClO crecen desmesuradamente dado que la reacción descrita en la ec. (18) no se lleva a cabo y se forma una compleja molécula muy inestable (ClOOC1) que se rompe con la radiación solar liberando dos átomos de cloro y una molécula de oxígeno iniciando también una cadena ClO_x .

Recientes publicaciones⁽²⁵⁾ han descrito y probado la correlación inversa que existe entre las concentraciones de radicales ClO y de ozono, tal y como se muestra en la figura III.1. La gráfica correspondiente al 23 de agosto, es antes del inicio de la primavera y la de septiembre 16 una vez que la primavera ha entrado completamente.

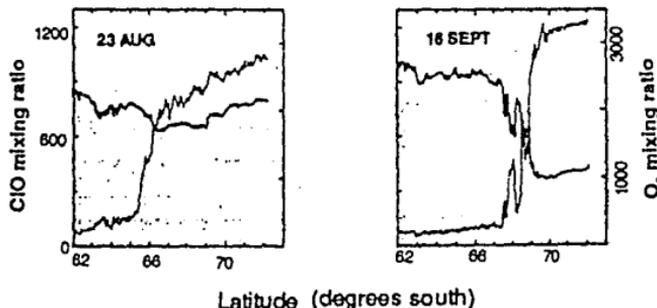
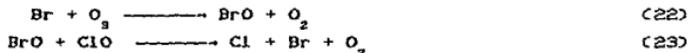


FIGURA III. 1

Estas reacciones no son las únicas que agotan la capa de ozono estratosférico, de hecho se ha encontrado una más agresiva y que

sigue patrones similares al de la cadena ClO_x. Esta cadena es la iniciada por el bromo (presente en los halones prohibidos en el grupo II del *Protocolo de Montreal*⁽¹⁵⁾). Las reacciones que involucran al Bromo no están muy bien comprendidas aún pero dado que es un elemento de la familia de los halógenos, es probable que siga las siguientes reacciones:^(23,24,25)



Se calcula que las reacciones del Bromo son las culpables del 20% del agotamiento total de la capa de ozono.⁽²⁵⁾

Finalmente cabe señalar que el problema del agotamiento de la capa de ozono en las zonas polares (principalmente la antártica) no es ajena a las otras zonas, ya que al llegar la primavera polar se produce un gran agotamiento de la capa de ozono y para fines de la primavera el balance térmico de la estratósfera se reestablece y el vórtice polar se rompe; como consecuencia de estos dos factores vientos ascendentes llevan aire con muy bajas concentraciones de ozono a otras latitudes causando serios problemas climáticos^(23,24) (En 1987 una masa de aire con baja concentración de ozono alcanzó Nueva Zelanda y Australia ocasionando una gran sequía^(22,28)). Las consecuencias de un agotamiento de la capa de ozono se mencionan más ampliamente en III.3.

III.3.- CONSECUENCIAS DEL AGOTAMIENTO DE LA CAPA DE OZONO.

Hasta ahora se ha descrito a grandes rasgos la mecánica del agotamiento de la capa de ozono y si bien el proceso no es del todo comprendido, existen también otros problemas que requieren un estudio profundo a fin de prever sus consecuencias; estos problemas son los derivados por el agotamiento de la capa de ozono.

Al respecto se ha calculado que por cada 1% de ozono que se

agote, la radiación UV-B se incrementará un 2%²⁶⁾. Uno de los principales obstáculos para comprender las implicaciones del agotamiento de la capa de ozono, radica en el hecho de que los datos que se tienen sobre el efecto de radiación ultravioleta se ubican en la longitud de onda de 254 nm (UV-C), radiación que se sabe no alcanzará a la tierra por mucho que se agote la capa de ozono⁽²⁷⁾. La extrapolación de resultados a la banda de radiación UV-B no es confiable dada la poca linealidad de la naturaleza, sin embargo y a falta de mejor información se han elaborado predicciones sobre las consecuencias de un agotamiento de la capa de ozono.

III.3.1. - Daños a ecosistemas.

La vida en la tierra depende directa e indirectamente de la radiación solar como su fuente de energía. Todos los organismos vivientes requieren de energía en una forma aprovechable para ellos (generalmente energía química) de tal manera que puedan realizar actividades asociadas a su metabolismo. Dentro de los seres vivos son las plantas los únicos organismos que pueden transformar mediante la fotosíntesis la energía solar en energía química de alto nivel (carbohidratos); los demás organismos, ante la imposibilidad de sintetizar energía solar, requieren participar en una cadena alimenticia que incluya plantas para obtenerla.

Ante una mayor incidencia de radiación UV-B las plantas verán afectadas sus moléculas de DNA^{IO} en las que provocan la formación de polímeros de timidina^{II} que previenen la separación de la doble hélice inhibiendo así el proceso de reproducción celular con ^{IO} DNA: Acido desoxirribonucleico por sus siglas en inglés. Es la molécula encargada de transmitir la herencia y está formada por una doble hélice que contiene acomodos de 4 distintas bases: Guanina, Citosina, Timina y Adenina.

^{II} Timidina: Aminoácido que se incorpora para el crecimiento celular.

correcta información hereditaria, que traerá por consecuencia a corto plazo la aparición de mutaciones y a largo plazo la muerte de estas células y de los microorganismos⁽²⁷⁾.

Entre los organismos celulares afectados por el exceso de radiación UV-B se encuentran los organismos unicelulares habitantes del mar, el fitoplancton, el cual pese a su tamaño produce cada año la mitad de la biomasa de la tierra⁽²⁸⁾ y que constituye el primer eslabón de la cadena alimenticia marina al ser alimento de animales unicelulares (zooplancton) y algunos superiores (como las ballenas por ejemplo). El zooplancton, segundo eslabón en la cadena alimenticia se ve doblemente afectado al disminuir notablemente su principal fuente de alimentación y al ver afectado su DNA por la radiación UV-B que le ocasionará mutaciones y la muerte.^(28,29)

Junto con el daño al fitoplancton y al zooplancton en los mares que alteran la cadena alimenticia marina, existe el daño a las larvas de crustáceos y a la hueva de los peces, se calcula que en un ambiente de radiación UV-B intensa tanto las larvas como los huevecillos no sobrevivirán más de 12 días⁽²⁹⁾ y por lo tanto las especies irán desapareciendo reduciendo aún más las posibilidades de alimentación para especies superiores y para el hombre.

El daño a ecosistemas no se limita a la parte marina, ya que en la tierra afectará por ejemplo a microorganismos encargados de la asimilación del nitrógeno que aprovechan plantas que no tienen la capacidad de fijarlo. Esta reducción significa que algunas plantas no tendrán una fuente de nutrientes suficientemente rica por lo que su desarrollo se verá empobrecido.^(28,29)

Además las plantas disminuirán su capacidad de efectuar la fotosíntesis por un efecto de degradación de la clorofila por radiación UV-B, como consecuencia las cosechas disminuirán y nuevamente la disponibilidad de alimento para el hombre se verá reducida. Adicionalmente a la menor cantidad de cosechas, la

calidad de las mismas también disminuirá ya que la radiación UV-B afecta al DNA y la calidad de las proteínas de las semillas^[27,28,30]

En lo que respecta a los animales, se verán afectados por dos caminos por la radiación UV-B al ocasionarles cancer en piel, ojos y genitales^[30], así como al reducir su fuente de alimentación. Todo lo anterior lleva implícita la aparición de mutaciones que no siempre serán aptas para sobrevivir^[28]. A fin de cuentas este daño repercute nuevamente sobre el hombre, pues otra fuente importante de sustento se verá disminuida.

Como se ha mencionado (Cf. III.2.1) el ozono en la estratósfera funciona como un efectivo escudo contra la radiación UV-B, sin embargo la presencia de ozono en la tropósfera no es recomendable. Al haber un mayor agotamiento de la capa de ozono, y por ende una mayor incidencia de radiación UV, se incrementan los niveles de ozono en la tropósfera^[27,28] y los de contaminación ambiental^[29]. Debido al aumento de radiación UV-B, existe una mayor cantidad de reacciones químicas oxidantes, se beneficia la aparición de radicales muy agresivos como el radical hidróxido (OH[•]) que favorece la formación del ya mencionado ozono troposférico, de ácido sulfúrico, y otros ácidos formados a partir de emisiones de fabricas y vehículos. El incremento de estos contaminantes afectarán grandemente a los diversos ecosistemas y al equilibrio del planeta entero.

III.3.2.- Daños al hombre.

Además del perjuicio que sufrirá el hombre al verse afectadas sus fuentes de alimentación, al cambiar el clima y a la presencia de nuevos contaminantes, la humanidad sufrirá directamente los efectos de la radiación UV-B. Nuevamente se carece de información cien por ciento confiable, ya que a diferencia del estudio de plantas y animales, no es factible la experimentación en humanos sanos y bajo condiciones controladas, por tanto el conocimiento que

se tiene es a partir de correlaciones de casos en los que se infiere que el daño fue causado por exceso de radiación solar.

Al igual que con los otros organismos vivos, el daño al ser humano por parte de la radiación UV-B es vía la afectación del DNA; a diferencia de organismos unicelulares o de larvas, un cambio en el código genético en algún área del cuerpo humano no acarrea la muerte, pero sí algunas enfermedades que pueden llevar a ella o a disminuir la calidad de vida de la persona.

Una de las primeras manifestaciones de un aumento en la exposición a radiación UV-B, lo constituye el aumento de quemaduras de la piel y posteriormente como consecuencia de ellas el desarrollo de cáncer de piel.^(26,27,31) Al incrementarse la radiación UV-B sobre la piel, ésta como un método de defensa, tiende a aumentar su espesor y su pigmentación; este crecimiento anormal de células, aumenta la probabilidad de contraer cáncer de piel (en cualquiera de sus dos tipos principales: melanoma, con mayor incidencia, y el carcinoma, el más agresivo y mortal).^(28,31)

Se ha calculado que un agotamiento del 5% en la capa de ozono (10% en el aumento de radiación UV-B) repercutirá en un aumento del 14% y 25% en la incidencia de melanomas y carcinomas respectivamente^(27,28).

Adicionalmente, la radiación afecta de manera muy marcada el sistema inmunológico al suprimir las reacciones alérgicas, al disminuir la capacidad de la piel de funcionar como un primer escudo contra las infecciones⁽²⁷⁾. Suprimiendo las reacciones alérgicas se elimina la eficacia de las vacunas, ya que éstas son reacciones alérgicas a antígenos bien específicos, con lo que el problema será notable en países subdesarrollados que todavía no cuentan con una higiene adecuada para combatir enfermedades parasitarias y virales.

Otro de los efectos de una mayor radiación UV-B sobre la tierra es el aumento de casos de cataratas y ceguera⁽⁸¹⁾ ya que al contrario de la piel, que pueda adaptarse sin perder su funcionalidad aumentando su espesor y pigmentación, los ojos solo pueden hacerlo mediante la formación de tejido conjuntivo encima de la córnea (fotoqueritización), lo que se evoluciona en cataratas y finalmente en ceguera total.^[26,27,81] Finalmente se prevee que existirá un incremento en las enfermedades del aparato respiratorio debido a la presencia de ozono troposférico y de radicales como el OH⁻.

III.3.3.- Daño a materiales.

El agotamiento de la capa de ozono, al permitir una mayor radiación sobre la tierra, ocasionará que muchos materiales elaborados por el hombre se degraden más rápidamente reduciendo así su tiempo de vida útil^[27]; este efecto, se ha calculado que ocurrirá aún con un pequeño aumento de la radiación sobre la tierra.

Una degradación más acelerada, afectará a los plásticos utilizados en los invernaderos, así como una gran variedad de materiales utilizados por el hombre en su vida diaria y sin los cuales hoy en día el progreso se antoja difícil de imaginar, tales como: PVC, recubrimiento de cables eléctricos, policarbonatos, acrílicos, poliésteres para exteriores, tanques de agua, recubrimientos industriales a base de polímeros.^[27]

Desgraciadamente no existe información cuantitativa sobre otros materiales que podrían ser afectados por altos niveles de radiación UV-B, pero se piensa que los que probablemente se verán afectados son productos elaborados con hule, pinturas y recubrimientos, papel y textiles, etc..^[27]

III.4.- IMPACTO DE LA LEGISLACION SOBRE LA INDUSTRIA DE LA REFRIGERACION.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

A medida que se ha ido comprendiendo mejor el proceso de agotamiento de la capa de ozono, la legislación internacional, y no solo el *Protocolo de Montreal*, ha venido haciendo más rígida su posición al respecto.

El caso de los CFCs es muy delicado, por un lado está el hecho real de que la capa de ozono ha venido deteriorandose, hecho que se encuentra documentado y en continuo proceso de investigación como se vió en III.3; por otro, la industria de la refrigeración que produce artículos hoy en día de primera necesidad en múltiples aspectos (refrigeración doméstica y comercial para la conservación de alimentos, en distintos procesos dentro de la industria, en aplicaciones médicas y farmacéuticas, etc.) debe responder de manera lo suficientemente rápida para evitar un mayor agotamiento de la capa de ozono, pero sin incrementar sus costos poniendo fuera del alcance de la gente sus productos y disminuyendo la calidad de vida de la misma.

Se calcula que el costo de cambiar el equipo actual, con tecnología compatible con los CFCs a equipo con una tecnología que no agote la capa de ozono tendrá un monto de USD 8'000,000.00.⁽¹⁶⁾

Como se ha mencionado, no solo el *Protocolo de Montreal* ha reforzado sus políticas a fin de que los CFCs desaparezcan antes de lo estipulado originalmente; así mientras en la reunión de Londres se fijó la fecha del año 2000 para dejar de utilizar CFCs.^(18,20,32)

- 1) La Comunidad Económica Europea anunció que los países miembros deben eliminar el uso de los CFC's para 1995.
- 2) En Alemania se calcula que a fines de 1992 el uso de los CFC's será reducido en un 50%.
- 3) En Suiza se ha establecido que a partir de 1995 los CFC's no podrán ser utilizados como fluido refrigerante.
- 4) Los Estados Unidos por medio de la EPA anunció que la

eliminación de los CFC's será obligatoria a partir del mes de diciembre de 1995.

5) Los ministros del ambiente de los países escandinavos anunciaron que la eliminación de los CFC's está prevista para 1995.

6) Estados Unidos está aplicando un impuesto de 4.5 usd/lb que sobrepasa el costo mismo del refrigerante (0.93 usd/kg).

7) En Dinamarca de igual forma el impuesto es de 4.9 usd/kg.

En los dos últimos casos los impuestos van ajustándose anualmente, así se espera que para 1995 el impuesto en los Estados Unidos alcance los 5.5 usd/lb.

Estos son solo algunos ejemplos de lo que se está haciendo alrededor del mundo a fin de presionar por una reducción más estricta (y más efectiva suponen) de los CFCs. Finalmente cabe señalar que México es el único país firmante del *Protocolo de Montreal* que no ha aplicado ninguna clase de impuestos al uso de estas sustancias.

III.5 ESTADO ACTUAL DE SUBSTANCIAS ALTERNATIVAS.

III.5.1.- Estado actual de los CFCs.

Durante más de 40 años se pensó que los CFCs constituían la solución óptima en los ciclos de refrigeración, de hecho si a principio de la década de 1970 se hubiera predicho la situación actual de los CFCs, se habría pensado que éste sería imposible o cuando mucho improbable.

El hecho de que los CFCs sean sustancias que se ajusten de manera óptima a los requerimientos de los ciclos de refrigeración provocó una escasa o nula investigación respecto a posibles sustitutos. Cuando se encontraba con alguna sustancia que podía ser considerada como alternativa, ha quedado descartada casi inmediatamente por el costo que implicaba tener que cambiar las líneas de producción.

A la par de las acciones legislativas de los diferentes países, muchas son las industrias que han realizado cambios tendiente a disminuir el consumo/producción de los CFCs, así los principales productores mundiales han cerrado sus principales plantas productoras de CFCs y han anunciado cierres de producción para 1994.⁽²⁰⁾ Por otro lado los productores de CFCs han establecido una estrategia común de no vender CFCs a países no firmantes del *Protocolo de Montreal*.⁽¹⁵⁾

Los consumidores han emprendido esta reducción y se han reportado campañas muy importantes como las llevadas por las firmas automotrices Mercedes Benz, BMW, Nissan y General Motors que han reducido el uso de CFCs en algunos modelos y en otros lo han eliminado.^(20,21)

En lo que respecta a la investigación, constantemente se realizan congresos al respecto (tan solo en el 2º semestre de 1992 se realizaron 6 congresos internacionales de primer nivel) para acelerar el proceso de sustitución. El Banco Mundial, la UNEP y otros organismos no gubernamentales como Greenpace, han venido coadyuvando en distintos proyectos a países en vía de desarrollo.⁽³²⁾

En las aplicaciones de los CFCs distintas a la refrigeración la actividad por eliminar las sustancias prohibidas se llevan a un ritmo acelerado, cambiando en ocasiones la sustancia de trabajo y en otras modificando los procesos.^(18,22)

Todos los cambios anteriores, las acciones tomadas y las expectativas conducen a una respuesta cuando se pregunta por el estado actual de los CFCs: Están desapareciendo y la tecnología involucrada es todavía muy incierta, como inciertos son los resultados de este cambio.

III.5.2. Sustancias alternativas.

Al presentarse nuevamente el problema que se presentó a Midgley en 1929, parece que éste es mayor dado que actualmente existen requisitos más estrictos que a principios de siglo.

Como se ha visto (cf. III.1) la elección de una sustancia como refrigerante debe contemplar distintos aspectos: químicos, termofísicos, de seguridad y actualmente ecológicamente seguro, es decir que no provoque agotamiento en la capa de ozono y no contribuya al calentamiento de la tierra debido a su potencial de absorción de radiación en frecuencias del infrarrojo. Adicionalmente debe brindar al sistema de refrigeración una alta eficiencia de funcionamiento (COP) a fin de evitar que un mayor consumo de energía provoque un mayor consumo de combustible. Tal parecería que esta nueva elección de sustancia refrigerante esta condenada al fracaso.

La primera reacción ha sido tratar de incorporar a los sistemas modernos refrigerantes utilizados antes de la aparición de los CFCs, como el amoniaco, el metilcloruro o el dióxido de azufre. Un segundo camino es el de utilizar nuevas tecnologías para la refrigeración utilizando ciclos Stirling,^(39,34,35) utilizando refrigeración acústica,^(39,36) o bien utilizando la tecnología actual y adaptándola a las nuevas necesidades como el ciclo de Lorenz.⁽³⁷⁾ Finalmente existe el camino de sintetizar nuevos hidrocarburos halogenados con moléculas más complejas (propano, butano, etc) buscando propiedades similares a las de los refrigerantes actuales.

La primera opción requiere un arduo trabajo de investigación, ya que muchos de los nuevos ciclos y dispositivos se encuentran en fase experimental y por lo tanto no es una solución viable al problema actual de los CFCs. En lo que respecta a la segunda opción, se considera que algunas aplicaciones específicas pueden ser utilizadas sustancias que se utilizaban de forma regular antes

de la aparición de los CFCs. Así por ejemplo el amoníaco se utiliza en plantas de refrigeración industrial y en la refrigeración industrial,^(38,39) así como en ciclos distintos como el de absorción con amoníaco y agua.⁽⁴⁰⁾ Otra alternativa la constituyen las mezclas no azeotrópicas^(41,42) sin embargo presentan inconvenientes tales como su toxicidad y flammabilidad que los hacen inelegibles para la refrigeración doméstica.

Se ha optado por la solución más sencilla, si Midgley había desarrollado una familia de refrigerantes substituyendo los átomos de algún halógeno obteniendo tan buenos resultados, se puede esperar que este camino funcione nuevamente y buscar entre los hidrocarburos restantes la solución o bien con otras substancias base. De esta manera se escoge el estudio de los hidrocarburos halogenados el origen de los futuros refrigerantes excluyendo como se ha indicado a los antiguos agentes refrigerantes como el amoníaco y el dióxido de azufre.

III.5.2. - Elección de alternativas.

Dado que se ha centrado el objetivo de buscar alternativas a los CFCs dentro de la misma familia que los vió nacer, los hidrocarburos, es preciso detallar la metodología a utilizar. Investigar todos y cada uno de los derivados de los hidrocarburos se antoja una misión harto imposible, máxime que las pruebas para determinar el que un refrigerante sea o no adecuado pueden llevar de 7 a 10 años para tenerlo disponible en el mercado.⁽⁴³⁾ Es por esta razón que se ha elegido emplear el acercamiento propuesto por McLinden y Didion⁽⁴⁴⁾ en el cual en base a propiedades derivadas de las características moleculares de cada compuesto se van eliminando a los candidatos que no puedan cumplir con los requisitos que debe cubrir el nuevo refrigerante. Este tipo de análisis es similar al utilizado por Midgley, mientras él comparo elementos de la tabla periódica y estableció sus relaciones, McLinden propone comparar propiedades de compuestos de la misma familia y relacionarlos con las propiedades de los elementos que los componen.

La entrada a este análisis, sugiere realizar un barrido por todos los hidrocarburos y luego realizar las permutaciones convenientes al sustituir los átomos de hidrógeno por átomos de cloro o flúor. El tamaño del universo de muestras que podemos investigar es enorme, ya que si con el metano encontramos 15 alternativas en el caso del etano se tienen 55 posibilidades (incluyendo los isómeros) y este número crece de manera exponencial.

Por esta razón se realiza un tamizado previo y de acuerdo con lo visto en II.4 dentro de los parámetros moleculares que describen termodinámicamente a un fluido son el calor específico de gas ideal (C_p^0) temperatura crítica T_c .⁽⁴⁵⁾

En el caso de un ciclo de compresión de vapor el COP del refrigerador disminuye conforme la temperatura del condensador tiende a la temperatura crítica, por lo que se requiere un valor de temperatura crítica más alto que el de la aplicación, en el caso de un ciclo de un refrigerador doméstico, se sugiere una temperatura crítica mayor a 100°C para así garantizar flujo bifásico y la condensación del refrigerante en el condensador.

El C_p^0 afecta el desempeño del ciclo de compresión dada su influencia en el domo de vapor (ver figura III.2). Un valor bajo del C_p repercute en un domo de vapor amplio que permite al compresor aspirar refrigerante en estado saturado y comprimirlo hasta cierto grado de sobrecalentamiento; si el valor de C_p^0 es muy bajo se corre el riesgo de trabajar con un gas excesivamente sobrecalentado y por lo tanto se tendrá una pérdida de eficiencia en la compresión. Por otro lado un valor alto de C_p^0 lleva a un domo de vapor angosto y se presenta una succión húmeda que debe evitarse a fin de evitar daños en el compresor.

Para un valor de temperatura crítica mayor a 100 °C se ha

encontrado que el valor de C_p^0 se encuentra en el rango de 40 y 100

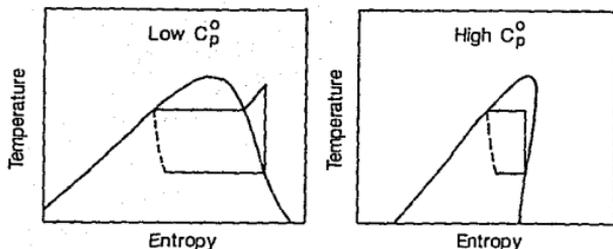


FIGURA III. 2

[J/mol K].^[46] También se ha relacionado el C_p^0 con la complejidad de la molécula, entre más compleja es la molécula mayor es el valor del C_p^0 y la misma relación ha sido encontrada para la temperatura crítica.^[47] Por lo que conviene centrar el estudio en los derivados del metano y el etano ya que son los que cumplen en principio con estos dos requisitos^[47] y adicionalmente son los que contienen a los refrigerantes más utilizados comercialmente.^[48]

Para el tratamiento de esta cuestión se considera un arreglo triangular, en el vértice superior se coloca el hidrógeno. base de los hidrocarburos. Por cada renglón que se baje, el número de átomos de hidrógeno presentes en la molécula disminuye en uno. En el vértice izquierdo inferior se colocará al cloro, y en el derecho inferior al flúor. Sobre el lado derecho pues, se tendrá que los átomos de hidrógeno han sido subsistuidos por átomos de flúor; lo mismo pasa en el lado izquierdo con los átomos de cloro. Hacia el centro se irán conformando las combinaciones de átomos de hidrógeno, cloro, flúor y carbono. En la base del triángulo

quedarán los compuestos totalmente halogenados (CFCs). Este arreglo nos permitirá descubrir patrones aparentemente ocultos entre los CFCs (ver figura III.3 para el metano y figura III.4 para el etano).

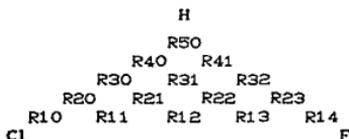


FIGURA III. 3

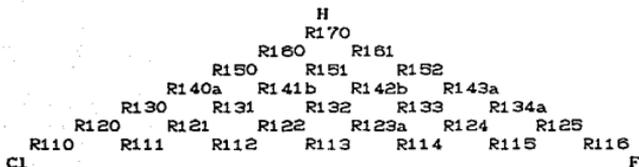


FIGURA III. 4

La primera característica a evaluar será la flamabilidad. Esta manifiesta una tendencia del vértice superior a la base, es decir entre más átomos de hidrógeno tiene en su molécula, más flamable. Una regla empírica dice que si substituye más de la mitad de los átomos de hidrógeno, el compuesto no será flamable.^[44,47] La temperatura de ebullición a presión atmosférica, se incrementa siguiendo un patrón de arriba a abajo y de derecha a izquierda.^[47]

Para evaluar la toxicidad no se tienen disponibles parámetros tan objetivos como lo son los valores de la temperatura crítica o la de ebullición, por lo que asignando una escala de toxicidad de

baja, moderada y alta, se observa que el patrón que se presenta en el triángulo indica que las substancias de mayor toxicidad son aquellas que están en el flanco izquierdo (es decir las que contienen predominantemente cloro).^(45,47)

Finalmente el aspecto ecológico debe ser tomado en cuenta como se vió (cf. III.2) el daño de los CFCs está relacionado con su gran tiempo de vida atmosférica, que repercute en elementos muy estables; de esta manera un parámetro para medir este factor será el tiempo de vida atmosférico (adicionalmente al ODP y el GWP¹²); en este caso se encuentra que entre mayor sea el número de átomos de hidrógeno presentes en la molécula, menos estable será la misma, esto se debe a que el enlace C - H es muy débil.^(44,47) Dentro de las uniones con halógenos, la unión C - Cl es más débil que la unión C - F, por ello los compuestos de mayor vida atmosférico son los que presentan todos los átomos de hidrógeno substituidos por átomos de flúor.^(45,48)

Al sombrear las áreas restringidas por los distintos tipos de restricciones se encuentra con un área no sombreada que representa las posibles alternativas, esta área no sombreada presenta un patrón idéntico en los compuestos de la serie metano y en los de la serie etano (figura III.5). Las alternativas que se encuentran por este método (para ambas series) son R 134a, R22, R123, R23.

En otro análisis de refrigerantes posibles, McLinden⁽⁴⁵⁾ encuentra las siguientes opciones: R23, R32, R125, R143a, R152a, R22, R134a, R142b y R132. Haciendo un cruzamiento entre estos resultados y los obtenidos anteriormente vemos que las cuatro opciones encontradas se encuentran contenidas en las obtenidas por McLinden. A continuación se analizan todas ellas para encontrar la más adecuada.

¹²Se ha preferido utilizar el tiempo de vida atmosférico ya que tiene influencia en ambos factores ecológicos, el agotamiento de la capa de ozono y el calentamiento de la atmósfera.

Cabe señalar que se ha reportado un novedoso procedimiento para identificar substitutos a los CFCs.⁽⁴⁸⁾ Este consiste en un sistema automático de análisis de datos, con técnicas de

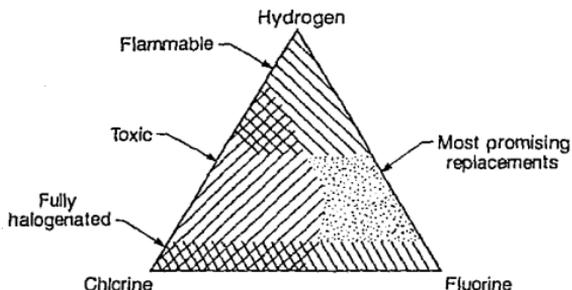


FIGURA III. 5

reconocimiento de patrones para sistemas químicos, y a grandes rasgos funciona como sigue: 1) Los compuestos son representados por descriptores moleculares, los cuales pueden ser de 4 tipos: Topológicos (Número y tipo de átomos y uniones, tamaño molecular, etc.), geométricos (Momento de inercia, volumen molecular, radio de giro, etc.), electrónicos (Momento dipolar, densidad de electrones, etc.) y fisicoquímicos (refracción molecular y polarización molecular).

2) Se utilizan métodos de reconocimiento estadístico para descubrir relaciones entre los descriptores y las propiedades de los compuestos.

3) La caracterización antes mencionada, se utiliza para predecir propiedades de compuestos no caracterizados.

Hasta ahora éste método se ha utilizado en la industria

farmacéutica, sin embargo ya ha hecho su aparición en la industria de la refrigeración al resolver un problema para la NASA sobre un fluido refrigerante para una aplicación especial.^[40]

III.5.4.- Elección de sustancia de estudio y justificación.

Como se ha visto, las 4 sustancias que se han encontrado, se encuentran también en el resultado dado por McLinden.^[44] Si la sustancia que va a reemplazar al CFC 12, no puede tener todas sus características, es deseable que sus propiedades no difieran demasiado de las de éste a fin de no requerir grandes cambios en el equipo existente, o bien que las condiciones de los nuevos equipos no sean radicalmente distintas a las actuales.

Nuevamente se eliminarán las sustancias que no cumplan con ciertos requisitos. La primera condición a analizar es la temperatura de ebullición. A fin de que la nueva sustancia de trabajo pueda ser utilizada en los equipos de CFC 12 y en los rangos de trabajo de este, se requiere que la temperatura de ebullición sea lo más cercana a la del CFC 12 (-29.79°C a presión atmosférica), de hecho se recomienda que este valor esté en un rango de $\pm 10^{\circ}\text{C}$.^[46] Con este rango se garantiza que no se requerirán temperaturas de vacío en el sistema de refrigeración.

En segundo lugar hay que considerar una peso molecular adecuada, por un lado un valor muy alto implica un mayor flujo másico y como consecuencia mayores pérdidas por fricción y bajos niveles de sobrecalentamiento en la compresión; por el lado contrario un valor muy bajo de masa molecular, tiene como consecuencias un calentamiento excesivo en la compresión, y para evitarlo se requieren varios pasos de compresión con interenfriamiento. Un rango de valores apropiado para la masa molecular se encuentra en 120 ± 40 .^[44,45,47]

A fin de realizar la comparación de manera más sencilla se presenta en la tabla III.2.

No.	Tb		M.W.		Tc	
R12	-29.79	ok	120.93	ok	112	ok
R22	-40.76	ok	86.48	ok	96.0	X
R23	-82.1	X	70.02	X	25.6	X
R123a	27.85	X	152.93	X	183.7	ok
R134a	-26.16	ok	102.03	ok	101.1	ok
R142b	-9.8	X	100.5	ok	137.1	ok
R152a	-12.4	X	86.4	X	143.1	ok

TABLA III.2

Como puede apreciarse solo dos substancias cumplen con las condiciones descritas, el HCFC 22 y el HFC 134a. Hay que aclarar que el HFC 152a es flammable, se le considera como una alternativa real en algunos paises europeos mediante algunas mejoras al sistema⁽⁴⁹⁾ y de hecho algunos reportes muestran que tiene un mejor comportamiento energético que el CFC 12.^(49,50)

En contra del HCFC 22 se pueden argumentar dos cosas: Primera como se había indicado, es necesario que la temperatura de condensación este alejada de la temperatura critica del refrigerante, se propuso un valor para ésta mayor a 100 °C, misma que el HCFC 22 no cumple. En segundo lugar de acuerdo con la Reunión de Copenhague⁽⁴⁷⁾, los HCFC serán eliminados del mercado para el año 2030, considerando a estas substancias como una medida transitoria; de esta manera no es costeable el cambio de una substancia por otra cuya vida en el mercado es cuando mucho de 35 años.

Finalmente, se determina que el HFC 134a, es la substancia más apropiada para substituir al CFC 12 en los sistemas de refrigeración doméstica y automotriz. Cabe señalar que las grandes

compañías productoras de estas substancias han iniciado la conversión de sus plantas para fabricar HFC 134a y a construir algunas más para suplir la demanda mundial de estos gases. (20,82)

IV COMPARACION DE ALTERNATIVAS.

Hasta este momento se han presentado las bases de la refrigeración y los principios de los componentes de un sistema de refrigeración. También se ha presentado la historia de los refrigerantes, así como sus principales características y los criterios de selección de los mismos. Por último se presentó la problemática mundial en torno al agotamiento de la capa de ozono por los CFCs y la legislación internacional al respecto, así como una metodología para seleccionar sustancias alternativas para ser utilizadas como refrigerantes y se ha seleccionado una sustancia alternativa al CFC-12.

Una vez seleccionado el nuevo refrigerante (HFC-134a) se requiere hacer un rediseño del sistema de refrigeración, modificar todos aquellos componentes que se verán afectados y realizar pruebas de laboratorio para poder realizar los cambios necesarios al sistema a fin de que se optime su funcionamiento.

Por lo tanto se propone un análisis del ciclo de refrigeración por compresión de vapor en las condiciones en que trabaja un refrigerador doméstico. Se pretende que en él se simule de la manera más cercana posible un ciclo de refrigeración a distintas condiciones de temperatura (evaporador y condensador) de tal manera que se puedan visualizar los efectos de utilizar una sustancia distinta. Hasta este momento se han reportado en la literatura diversas experiencias con el cambio de refrigerante en varios tipos de dispositivos como son bombas de calor,^[54] aparatos de aire acondicionado^[52] y aparatos experimentales diseñados *ex profeso* para hacer comparaciones de alguna o algunas propiedades en especial^[59]. Sin embargo y dado el alto costo de la construcción de un prototipo para la realización de este tipo de comparaciones (aproximadamente 400 usd), se ha optado por hacer un análisis de un

ciclo termodinámico de refrigeración introduciendo algunos parámetros reales como el desplazamiento del compresor y el intercambio de calor que existe entre el elemento reductor de presión (tubo capilar) y la línea de succión, la caída de presión que existe en el evaporador y en el condensador y finalmente el subenfriamiento que se presenta a la salida del condensador.

Una vez definidas las ecuaciones que modelan al sistema de refrigeración, éstas ecuaciones se resuelven utilizando un programa llamado E.E.S (Engineering Equation Solver) desarrollado por Klein y Alvarado⁽⁵⁴⁾ para F-Chart Software. Este programa incorpora como parte de su librería las propiedades termodinámicas y de transporte de distintos refrigerantes incluido el CFC-12 y el HFC-134a. El programa resuelve de forma rápida y precisa las ecuaciones que requieren un tratamiento iterativo. Utilizando esta poderosa herramienta se puede dedicar mayor atención al análisis de los resultados y a las recomendaciones. El programa tiene la ventaja de poder formar una tabla en la que permanezcan constantes ciertas variables y variar otras, para poder descubrir los efectos de esta variación.

El ciclo de refrigeración se analizará a dos temperaturas de evaporación (-15 y -9 °C) y variando la temperatura de condensación entre los valores de 15 y 50 °C ya que son las temperaturas típicas a las que se realizan las pruebas de refrigeradores domésticos.

IV.1. - DESCRIPCION DEL CICLO.

En la figura VI.1 se muestra el ciclo de refrigeración que se va a analizar.

El refrigerante sale del evaporador en estado de vapor saturado tiene un intercambio de calor con el tubo capilar a fin de enfriar el refrigerante que entra en el evaporador aumentando su capacidad y al mismo tiempo sobrecalentando el gas que entra al

compresor aumentando su eficiencia de compresión, al impedir que llegue a éste vapor húmedo.

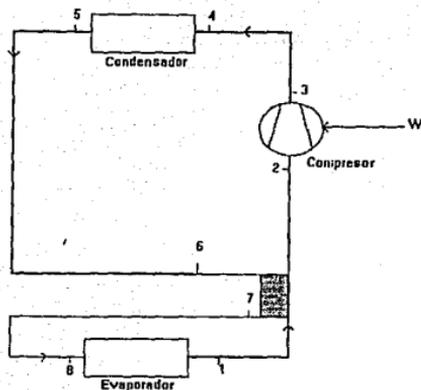


FIGURA IV. 1

El refrigerante ya sobrecalentado entra al compresor, se considera que no existe caída de presión desde la salida del evaporador a la entrada del compresor y que en éste sufre una compresión politrópica. El índice politrópico que se escogió fue de 1.1014 y es el promedio de la relación C_p / C_v en el rango de temperaturas en que se va a trabajar. Este valor del coeficiente politrópico modela de manera más cercana a la realidad el proceso de compresión que el modelo de compresión isentrópico. Al mismo tiempo se modela de una manera más real el estado a la entrada del compresor.

A la salida del compresor se tiene una presión y temperatura

que definen el estado 3, al considerar que no existe caída de presión entre la salida del compresor y la entrada del condensador, podemos suponer que la presión 3 es igual a la presión en el punto 4; la temperatura se encuentra con el cambio que existe en un proceso politrópico. Este vapor se considera que está en estado sobrecalentado. Al condensador (punto 4) entra como vapor saturado con una temperatura igual a la temperatura de condensación. Esta temperatura se variará desde 288 K hasta 323 K temperaturas típicas de condensación para los sistemas de refrigeración doméstica.⁽¹²⁾

Durante el proceso de condensación se supone que ocurre una caída de presión del 4% respecto a la presión de entrada. Este valor se asignó tomando en cuenta que siempre existe una caída de presión en un elemento, intercambiador de calor y que tradicionalmente se considera una buena práctica de diseño que esa caída de presión no exceda un valor del 5%.⁽⁵⁵⁾ Después de la salida del condensador el refrigerante recorre un breve espacio en el que se sigue enfriando a presión constante. Este enfriamiento ocasiona que el refrigerante entre al dispositivo de expansión (en este caso un tubo capilar) en estado de líquido subenfriado. El grado de subenfriamiento es muy pequeño (1 °C) así que este valor es el que se establece en las ecuaciones.

Como se ha visto, una expansión isoentálpica reduce la capacidad del evaporador al entregar una mezcla de vapor de alta calidad y por lo tanto con una menor capacidad de absorber calor. A fin de aumentar la capacidad refrigerante del sistema, se hace pasar al tubo capilar dentro de la línea de succión a manera de un intercambiador de calor en contraflujo y de tubos concéntricos; así mientras la línea de succión absorbe calor y se sobrecalienta hasta el estado 2, el refrigerante del tubo capilar se enfría y pasa del estado de líquido subenfriado 6 al de mezcla de baja calidad 7. Este intercambio de calor tiene la ventaja adicional de que el refrigerante al ir perdiendo presión dentro del capilar no se va evaporando pues ese calor se cede a la línea de succión.

El refrigerante ya expandido, punto 7, entra al evaporador en el punto 8 como un vapor húmedo con la misma entalpía que en el estado 8 pero con distintas presión y temperatura. La presión en 8 se determina sumando un 4% a la presión de salida del evaporador pues aquí también se verifica la caída de presión de que se habló en el condensador. La temperatura 8 corresponde a la temperatura de saturación a la presión 8. Con este punto queda completa la descripción del ciclo.

IV.2. - ECUACIONES DEL CICLO.

En este punto se presentan las ecuaciones que se introducirán al programa E.E.S. a fin de obtener la descripción del ciclo. Las razones de las distintas consideraciones se mencionan antes de escribir las distintas ecuaciones y en cierto punto puede parecer que se está repitiendo el párrafo anterior sin embargo se considera que esto es adecuado para dar mayor claridad al texto. Al final del trabajo en el apéndice 3 se pueden encontrar listados originales para ambas sustancias.

IV.2.1. Salida del evaporador.

El refrigerante sale tiene un estado de vapor saturado a una temperatura dada (temperatura de evaporación) y la presión correspondiente es la presión de saturación. Como esta temperatura de evaporación se variará entre -15 y -9 °C no se pone el valor sino un nombre (en este caso T_{evap}). Los subíndices corresponden a la figura IV.1.

$$T_1 = T_{\text{evap}} \quad (24)$$

$$P_1 = P_{\text{sat}} \text{ a } T_1, \quad x = 1 \quad (25)$$

$$h_1 = h_g \text{ a } T_1 \quad (26)$$

$$s_1 = s_g \text{ a } T_1 \quad (27)$$

IV.2.2 Entrada al compresor.

Entre la salida del evaporador y la entrada al compresor no se considera caída de presión alguna, por lo que la presión se mantiene constante. Sin embargo la temperatura depende del intercambio de calor entre el capilar y la línea de succión en este punto se deja indicado únicamente y las ecuaciones para determinarla se incluirán en IV.2.7.

Una vez que esta temperatura se ha determinado se pueden calcular la entalpía y entropía en ese punto. Así:

$$T_2 = \text{del análisis de intercambio de calor} \quad (28)$$

$$P_2 = P_1 \quad (29)$$

$$h_2 = h \text{ a } T_2, P_2 \quad (30)$$

$$s_2 = s \text{ a } T_2, P_2 \quad (31)$$

IV.2.3. Salida del compresor.

Dentro del compresor se supone una compresión politrópica. Como se indicó el índice politrópico elegido de 1.1014. Para definir la compresión politrópica se requiere de la temperatura de entrada, la cual como se señaló se obtendrá del análisis del intercambiador de calor que forman la línea de succión y el tubo capilar, así una vez obtenida la temperatura a la entrada del compresor se tiene:

$$\frac{P_B}{P_2} = \left[\frac{T_B}{T_2} \right]^{(n-1)/n} \quad (32)$$

$$n = 1.1014 \quad (33)$$

Suponiendo que no existe caída de presión entre la salida del compresor y el condensador, lo cual es bastante aproximado dada la corta distancia que el gas tiene que recorrer se tiene que:

$$P_3 = P_4 \quad (34)$$

Así se tienen los elementos para definir la entalpía y entropía en este punto:

$$h_3 = h \text{ a } P_3 \text{ y } T_3 \quad (35)$$

$$s_3 = s \text{ a } P_3 \text{ y } T_3 \quad (36)$$

Como se verá en IV.2.10 se requiere el valor de la densidad a la salida del compresor para determinar el flujo másico de refrigerante que maneja el sistema, por lo tanto se obtiene dicha densidad mediante:

$$\rho_3 = \rho \text{ a } P_3 \text{ y } T_3 \quad (37)$$

IV.2.4. Entrada al condensador.

La temperatura de condensación determina el comportamiento del condensador y ésta variara entre los valores de 288 y 323 K, la presión de condensación será por lo tanto la presión de saturación del condensador. Se toma la consideración de que el vapor que entra al condensador está saturado, por lo que para determinar las ecuaciones de este punto se tiene:

$$T_4 = T_{\text{cond}} \quad (38)$$

$$P_4 = P_{\text{sat}} \text{ a } T_4, \quad x = 1 \quad (39)$$

$$h_4 = h_g \text{ a } T_4 \quad (40)$$

$$s_4 = s_g \text{ a } T_4 \quad (41)$$

IV.2.5. Salida del condensador.

Como se mencionó en IV.1. el refrigerante al circular por el condensador sufre una caída de presión, nuevamente esta caída se considera del 4% por lo que la presión en este punto se calcula como:

$$\Delta P_{\text{cond}} = 0.04 P_4 \quad (42)$$

$$P_5 = P_4 - \Delta P_{\text{cond}} \quad (43)$$

A la salida del condensador se tiene un estado de líquido saturado que se determina completamente mediante las ecuaciones siguientes:

$$T_5 = T_{sat} \text{ a } P_5, \quad x = 1 \quad (44)$$

$$h_5 = h_f \text{ a } T_5 \quad (45)$$

$$s_5 = s_f \text{ a } T_5 \quad (46)$$

IV.2.6. Entrada al capilar.

Debido a la pequeña distancia que recorre el refrigerante desde la salida del condensador a la entrada del capilar, se considera que no existe caída de presión pero sí un leve subenfriamiento (el cual debe aclararse no es deseable pero la mayor parte de las veces está presente). Este subenfriamiento se fija en 1 °C, de esta manera el estado 6 queda definido por:

$$P_6 = P_5 \quad (47)$$

$$T_6 = T_5 - \text{Subenf} \quad (48)$$

$$h_6 = h \text{ a } P_6 \text{ y } T_6 \quad (49)$$

$$s_6 = s \text{ a } P_6 \text{ y } T_6 \quad (50)$$

IV.2.7.- Análisis del intercambio de calor entre el capilar y la línea de succión.

Como se explicó anteriormente es necesario un intercambio de calor entre el capilar y la línea de succión a fin de mejorar las condiciones de entrada del refrigerante al evaporador y aumentar la capacidad refrigerante del sistema. En la figura IV.2 se muestra de manera esquemática este cambio.

En la figura, L representa la longitud a lo largo de la cual existe el intercambio de calor. Dado que se está trabajando con un intercambiador de calor a contraflujo la diferencia de temperaturas

que debe de tomarse es la media logarítmica para así poder calcular el flujo de calor entre los dos tubos.

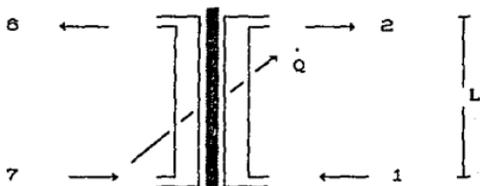


FIGURA IV. 2

En la siguiente figura se muestra un esquema del comportamiento de las temperaturas a lo largo del intercambiador.

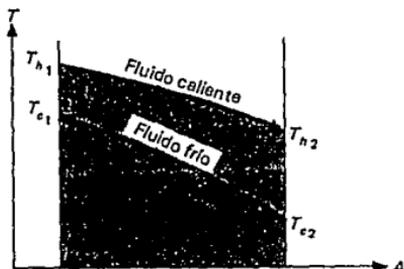


FIGURA IV. 3

Así la diferencia de temperaturas media logarítmica será:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c2} - T_{h2}) - (T_{c1} - T_{h1})}{\ln \frac{(T_{c2} - T_{h2})}{(T_{c1} - T_{h1})}} \quad (51)$$

El flujo de calor puede entonces definirse como:

$$Q = UA \Delta T_{ml} \quad (52)$$

Donde U es el coeficiente total de transferencia de calor y A el área total de transferencia de calor. El primer parámetro es

difícil de definir debido a que, pese a su aparente simplicidad, el flujo dentro de un capilar con transferencia de calor es sumamente complejo y no se encuentra bien entendido, de hecho no se han desarrollado ecuaciones que permitan calcular dicho flujo, prueba de esto es el hecho de que la mayor parte de los trabajos con capilares se refieren a capilares adiabáticos.⁽⁵⁶⁾

En el trabajo arriba mencionado se recomiendan métodos experimentales para determinar el valor de UA. En este punto se toma la experiencia de Domansky y Didion⁽⁵⁷⁾ quienes tabularon el valor de una constante que resulta el producto UA dividido por el producto del flujo másico por la longitud L definida antes. En este trabajo se considera que el tubo capilar va dentro del tubo de succión por ser este arreglo el más utilizado en la industria de la refrigeración nacional. Para este tipo de intercambio de calor Domanski y Didion proponen un valor de 0.055 BTU/(lb_m·ft·°F) que convirtiendo a sistema internacional da un valor de 0.23296 kJ/(kg·m·K), así se tiene una nueva condición:

$$\frac{U \cdot A}{f_m \cdot L} = 0.23296 \quad (53)$$

Donde f_m es el flujo másico de refrigerante expresado en [kg/s] y L es la longitud de contacto térmico que típicamente es de 1.5 m así se tiene que:

$$L = 1.5 \quad (54)$$

El flujo de calor entre el tubo capilar y la línea de succión es igual a la variación de entalpía del refrigerante, tanto en el tubo capilar como en la línea de succión, la solución se encuentra al resolver simultáneamente las ecuaciones 55, 56 y 52.

$$Q = f_m \cdot C_{p2} (T_2 - T_1) \quad (55)$$

para la línea de succión y

$$Q = f_m \cdot C_{pd} (T_7 - T_6) \quad (56)$$

Donde C_{p2} y $C_{p\sigma}$ se definen como:

$$C_{p2} = C_p \text{ a } P_2, T_2 \quad (57)$$

$$C_{p\sigma} = C_p \text{ a } P_\sigma, T_\sigma \quad (58)$$

Con estas relaciones se termina el análisis del tubo capilar, al resolver simultáneamente estas ecuaciones se obtienen los valores de T_2 y T_7 que se requieren para definir los estados a la entrada del compresor y a la salida del capilar.

A fin de terminar de definir el estado 7 se debe aclarar que no se hace mención a la presión, pues en este punto al presentarse una expansión instantánea se presenta el fenómeno de *flasheo*⁽⁵⁷⁾, por tanto se habla de una presión estable hasta la entrada del evaporador (punto 8). La entalpía a la salida del capilar es ligeramente menor que a la entrada del mismo debido al intercambio de calor que existe en el proceso, así se puede calcular dicha entalpía mediante la relación:

$$h_7 = h_\sigma + C_{p\sigma} \cdot (T_7 - T_\sigma) \quad (59)$$

IV.2.8. - Entrada al evaporador.

Como se mencionó antes la presión a la entrada del evaporador es igual a la presión a la salida más una caída de presión. Al igual que en el caso del condensador se define una caída de presión del 4%; de esta manera se obtiene el punto 8:

$$\Delta P_{\text{evap}} = 0.04 \cdot P_1 \quad (60)$$

$$P_8 = P_1 + \Delta P_{\text{evap}} \quad (61)$$

La temperatura en el estado 8 será la temperatura de saturación a la presión 8 ya que el refrigerante entra como una mezcla y el cambio de fase se efectúa a temperatura constante:

$$T_8 = T_{\text{sat}} \text{ a } P_8 \quad (62)$$

La entalpía a la salida del capilar es prácticamente la misma que a la entrada del evaporador pues la distancia que recorre es muy pequeña y no alcanza a ocurrir transferencia de calor hacia el refrigerante:

$$h_6 = h_7 \quad (63)$$

En base a este valor se puede definir la calidad de la mezcla que típicamente es del orden del 30% cuando existe intercambio de calor y del 45% cuando el tubo capilar es adiabático:

$$x_6 = x \text{ a } P_6, h_6 \quad (64)$$

Con este valor de calidad se obtiene el valor de la entropía en la entrada del evaporador:

$$s_6 = s \text{ a } P_6, x_6 \quad (65)$$

De esta manera queda determinado completamente el ciclo de refrigeración, sin embargo se requieren algunas relaciones especiales que ayudarán a calcularlo completamente.

IV.2.9. - Salida del compresor (isoentrópica)

A fin de poder calcular la eficiencia isoentrópica de compresión es necesario calcular el estado resultante a la salida del compresor suponiendo que la compresión fuera isoentrópica así:

$$s_{9s} = s_2 \quad (66)$$

$$T_{9s} = T \text{ a } s = s_2, P = P_2 \quad (67)$$

$$h_{9s} = h \text{ a } s = s_2, P = P_2 \quad (68)$$

IV.2.10. - Otras relaciones.

A fin de calcular el flujo másico del sistema se utilizarán los datos de un compresor real que tiene un desplazamiento de 3.58 cm³. Los motores eléctricos de los compresores están diseñados para trabajar a 3 600 rpm, pero debido a las variaciones de voltaje y

frecuencia en nuestro país una velocidad típica de funcionamiento de estos motores es de 3 450 rpm. Con estos datos y la densidad de salida del compresor calculada en IV.2.3 se puede calcular el flujo másico:

$$des = 3.58 \cdot 10^{-6} \quad (69)$$

$$va = 3\ 450 \quad (70)$$

$$fm = (des \cdot va \cdot \rho_g) / 60 \quad (71)$$

Finalmente a fin de poder comparar el ciclo con refrigerante CFC 12 y HFC 134a se deben calcular algunos parámetros termodinámicos como son el calor que absorbe el evaporador y el que disipa el condensador, también se requiere calcular el trabajo que demanda el compresor; en este punto debe señalarse que no se han considerado ni eficiencias mecánicas ni eléctricas pues se supone que ambos compresores son idénticos y dichas eficiencias solo constituirían una constante que no afectaría los resultados:

$$Q_{\text{evap}} = fm (h_1 - h_8) \quad (72)$$

$$Q_{\text{cond}} = fm (h_5 - h_4) \quad (73)$$

$$W_{\text{comp}} = fm (h_3 - h_2) \quad (74)$$

Las últimas dos relaciones son de orden práctico, por un lado la relación de presiones permite conocer, entre otras cosas, que tan rígida deberá ser la construcción del sistema:

$$R_p = P_4 / P_1 \quad (75)$$

El coeficiente de funcionamiento (COP) nos permite hacer una comparación directa sobre la eficiencia de ambos ciclos y por tanto de los refrigerantes involucrados:

$$COP = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} \quad (76)$$

En el apéndice 3_ se muestran los listados de los programas en

E.E.S. y la solución para las condiciones de 32°C de temperatura de condensación y -25°C de temperatura de evaporación, tanto para CFC-12 y HFC-134a. En el siguiente apartado se muestran los resultados al hacer correr el programa variando la temperatura de evaporación y la de condensación.

IV.3. - RESULTADOS.

En las tablas VI.1 a VI.5 se muestra la variación de los parámetros más importantes para el estudio del ciclo de refrigeración: Coeficiente de operación COP, el flujo másico, potencia consumida en el compresor, relación de presiones y eficiencia de compresión isoentrópica.

En estas tablas se puede apreciar el efecto de la variación de cada uno de estos parámetros al ir variando la temperatura de condensación y la de evaporación. Se ha preferido este tratamiento pues permite sacar conclusiones inmediatas y que son fácilmente extrapolables a la práctica.

IV.3.1 COP

El COP ofrece la oportunidad de hacer una comparación directa entre un ciclo refrigerante que trabaje con CFC-12 y otro que lo haga con HFC-134a; esta comparación permite saber como pesarán los distintos componentes del ciclo de manera global.

Observando la figura VI.4 se ve que a una misma temperatura de evaporación, el COP del ciclo que trabaja con CFC-12 es mayor del que trabaja con HFC-134a (un 20% en promedio). Este porcentaje se conserva independientemente de la temperatura de evaporación, pues se observa el mismo patrón de comportamiento cuando ambos ciclos trabajan a una temperatura de evaporación de -9°C que a una temperatura de -15°C . Por esta razón es posible predecir que el CFC-12 será más eficiente que el HFC-134a en el rango de aplicación de la refrigeración comercial.

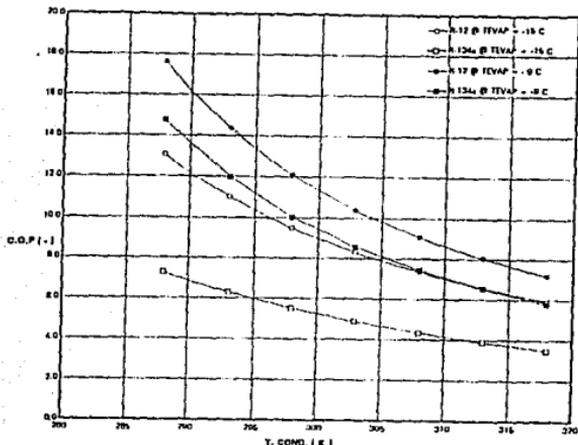


FIGURA IV. 4

Una primera consecuencia de este hecho es que para lograr el mismo efecto refrigerante y llegar a los niveles de temperaturas que se manejan hoy día, deberá invertirse más energía cuando se utilice el nuevo refrigerante. Esto ofrece un doble problema por un lado desde el punto de vista ambiental pues un mayor consumo de energía implica un incremento en las emisiones de CO_2 con el consiguiente aumento en el efecto invernadero del planeta.

Desde el punto de vista económico, que no debe perderse de vista en un país en vías de desarrollo como lo es México, el hecho de que los equipos que utilicen el nuevo refrigerante requieran más energía implica la construcción de un mayor número de centrales generadoras de energía (ya sean estas termoeléctricas, hidroeléctricas o nucleares). Si en promedio un refrigerador nacional consume $420 \text{ kW}\cdot\text{h}/\text{año}^{(59)}$ y se supone un aumento del 20% en el consumo, y una base conservadora de 750 000 refrigeradores en el país se tiene un aumento anual de $63\,000\,000 \text{ kW}\cdot\text{h}$. Esta cifra se refiere a refrigeradores nuevos ya que los antiguos seguirán operando con CFC-12.

Por otro lado se puede observar que ambos ciclos se comportan de manera similar respecto a la variación de la temperatura de evaporación, a mayor temperatura mayor será el COP, sin embargo se ve que el CFC-12 es menos sensible a la variación de esta temperatura que el HFC-134a, para una misma temperatura de condensación al variar la temperatura de evaporación de -15°C a -9°C el primero sufre un incremento en el COP del 32% mientras que el segundo sufre un incremento del 83%. Una conclusión que se saca de este hecho, es que los sistemas que trabajen con HFC-134a serán más sensibles a las variaciones de carga en el evaporador que aquellos que trabajen con CFC-12.

Como es lógico pensar un incremento en la temperatura de condensación provoca una caída brusca en el COP para ambos refrigerantes.

IV.3.2. - Flujo másico.

La figura VI.5 muestra que para dos ciclos de refrigeración que trabajen a una misma temperatura de evaporación, el flujo másico de aquel que trabaje con HFC-134a será menor que el del que trabaje con CFC-12, esto se explica debido a la menor densidad del gas a la salida del compresor.

Otra razón por la que el flujo másico es menor en el ciclo refrigerante que trabaja con HFC-134a que aquel que trabaja con CFC-12 es una consecuencia del mayor valor de la conductividad del primero ⁽⁵⁹⁾. Al tener un mayor valor de conductividad térmica, la transmisión será más efectiva y la cantidad de refrigerante que se requiera será menor.

En la figura también puede apreciarse que la variación de la temperatura de evaporación no tiene gran influencia sobre el flujo másico ya que éste permanece casi constante con un cambio menor al 2% en ambos refrigerantes.

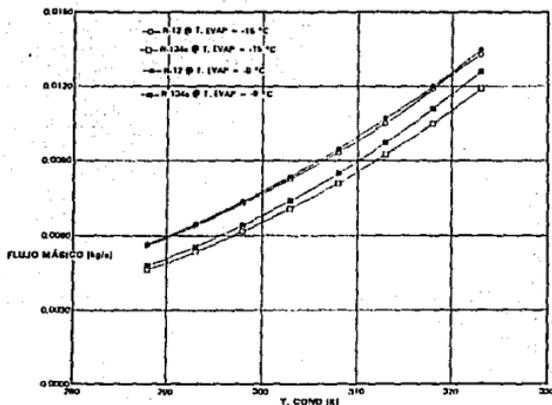


FIGURA IV. 5

Al contrario, si se conserva el valor de la temperatura de evaporación constante y se hace variar la temperatura de condensación, se encuentra un fuerte aumento en el flujo másico del orden del 140% en el caso del CFC-12 y del 158% en el caso del HFC-134a. La razón de este aumento es clara ya que al aumentar la temperatura de condensación aumenta la presión de condensación. Recordando que la compresión se supone politrópica, un mayor valor de la presión a la salida del compresor ocasiona una mayor temperatura a la salida del compresor y por lo tanto a un mayor valor de presión y temperatura corresponde un mayor valor de la densidad del gas a la salida del compresor y por lo tanto aumenta el flujo másico ya que como se indicó se supone que el desplazamiento y las revoluciones a las que trabaja el compresor serán iguales para ambos ciclos.

IV.3.3. - Potencia en el compresor.

Dada la mayor presión de vapor del HFC-134a respecto al CFC-12 a una temperatura dada, la compresión en el ciclo de refrigeración con el primer gas estará sujeta a una mayor diferencia de presiones

(Cf. IV.3.4 respecto a la relación de presiones), por lo que el motor requerirá un mayor torque para vencer ésta resistencia, este mayor torque trae consigo un mayor consumo de energía.

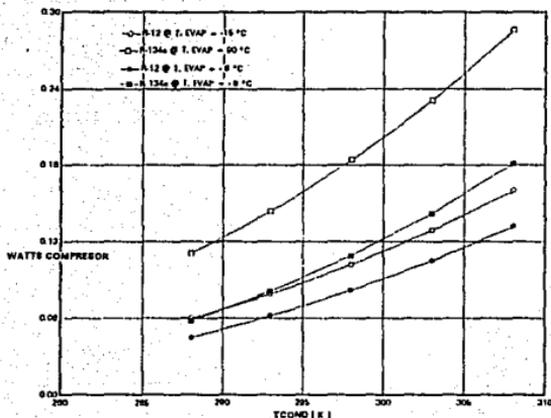


FIGURA IV.6

La situación descrita se ve reflejada en la figura VI.6 en la que se aprecia que el ciclo que trabaja con HFC-134a como refrigerante consume una mayor cantidad de potencia que el que lo hace con CFC-12 a una misma temperatura de evaporación. Esta diferencia en el consumo de Potencia se hace más patente a bajas temperaturas de condensación ya que la relación de presiones es mayor.

Este parámetro es el que influye principalmente para que el COP del HFC-134a sea menor que el COP del CFC-12 y por lo tanto en el consumo de energía que será mayor en el HFC-134a.

A fin de evitar o bien atenuar este incremento en el consumo de energía se requiere realizar ciertos ajustes al compresor como

son: Disminuir los claros que existen en el compresor con lo que la eficiencia volumétrica del compresor aumenta, mejoras en el laminado del motor eléctrico a fin de que se mejore la eficiencia eléctrica del motor, implementar mejores ajustes y tolerancias así como permitir mayor movilidad al rotor del motor a fin de reducir las pérdidas mecánicas, aumentar el desplazamiento del compresor para así igualar la capacidad volumétrica del compresor que trabaja con HFC-134a iguale a la del que trabaja con CFC-12 entre otros cambios.

IV.3.4. - Relación de presiones.

Como se mencionó en IV.3.3, el HFC-134a dada su mayor presión vapor a una temperatura dada que la del CFC-12 trae como consecuencia que la relación de presiones en el primero sea mayor que la del segundo; mientras que en el caso del CFC-12 tiene un valor de la relación de presiones entre 2 y 6.6 el HFC-134a va de 3 a 8 (figura IV.7).

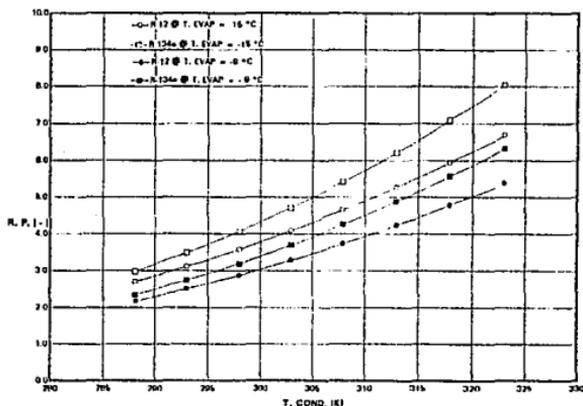


FIGURA IV. 7

Dado que un ciclo que trabaja con HFC-134a trabajará a mayores presiones, tiene como primera implicación, como ya se ha visto el mayor trabajo de compresión, pero además presenta la necesidad de realizar construcciones más robustas tanto del compresor como de las uniones entre los componentes de los refrigeradores. Dentro de las modificaciones que requerirá el compresor, será el hacer más resistentes a las válvulas de succión y descarga. Para las uniones entre los componentes deberá ponerse especial énfasis en la soldadura de los tubos que unen al compresor con el condensador y con el evaporador.

Dado que el ciclo refrigerante trabajará con una relación de presiones mayor, el elemento de expansión deberá restringir más el flujo a fin de provocar mayor caída de presión, en el caso particular del capilar, que es el dispositivo que se utiliza en los refrigeradores domésticos, éste deberá ser o bien más largo o bien de menor diámetro interior (o bien una combinación de ambas).

Dado que la temperatura de descarga depende de la presión de descarga, es de esperarse que el condensador trabaje a mayor temperatura.

VI.3.5. - Eficiencia isoentrópica.

Como puede apreciarse en la figura VI.8 a medida que la temperatura de condensación aumenta (a temperatura de evaporador constante), la eficiencia isoentrópica disminuye. Esto se explica debido a que a mayores presiones, las pérdidas en el sistema son mayores debido a que las ineficiencias del sistema se acentúan.

Si se observa en el diagrama P-h, se notará que a mayores presiones las líneas de entropía constante se van separando, por lo que a mayores temperaturas de condensación (mayor presión de descarga), la diferencia entre la entalpía real a la salida y la de la compresión isoentrópica será mayor, por esta razón el cociente va disminuyendo y con él la eficiencia isoentrópica.

La compresión del HFC-134a es más cercana a la isoentrópica que la del CFC-12 ya que sus líneas de entropía constante no se separan tanto, es decir son más paralelas entre sí.

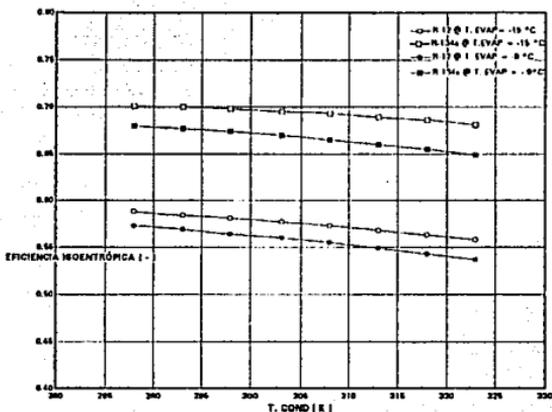


FIGURA IV. 9

Se sabe que la diferencia entre la entalpía del punto donde se localiza la descarga isoentrópica del compresor y la del punto donde ocurre la descarga real del mismo corresponde al calor que el propio compresor disipa. Dado que el calor que disipa el compresor del ciclo con HFC-134a es menor, es de esperarse que la temperatura de operación de éste sea mayor que la del ciclo que trabaja con CFC-12. Es por esta razón que conviene realizar un estudio de compatibilidad química de los materiales del compresor tal y como son: aceite, metales, plásticos, aislantes, etc. ya que un ambiente hermético en presencia de temperatura y presión puede funcionar como una reactor y ocasionar la descomposición del equilibrio que se tiene en el interior del compresor.

Se puede observar que el HFC-134a es más eficiente que el CFC-12 sin importar la temperatura de evaporación (a temperatura de condensación constante) y que a medida que aquella disminuye la eficiencia del ciclo cae drásticamente.

V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

VI.1.- CONCLUSIONES.

V.1.1.- Se comparó el actual refrigerante CFC-12 con el propuesto como suplente, HFC-134a en igualdad de circunstancias (solución tipo *drop-in*), mediante la simulación de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor en un programa de computadora (EES), y se observó que el comportamiento termodinámico del CFC-12 es mejor que el del HFC-134a dado su mayor COP y su menor consumo de energía. Sin embargo se reporta una mayor eficiencia de compresión isoentrópica para el HFC-134a que para el CFC-12.

V.1.2.- Hasta este momento no se conoce ninguna sustancia que pueda funcionar como sustituto del CFC-12 en una solución *drop-in*. Una vez hecha la comparación se verifica que el HFC-134a es la mejor opción, pues su comportamiento en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es muy similar al del CFC-12.

Existen otras sustancias que han sido reportadas como probables sustitutos del CFC-12 y que logran mejores niveles de eficiencia en el ciclo como lo es el HFC-152a. Cabe hacer notar que dichos estudios han sido realizados sobre otro tipo de aplicaciones como podría ser las bombas de calor^(33,60) mientras que estudios más recientes realizados sobre refrigeradores domésticos, se reporta que el HFC-134a tiene una clara ventaja energética sobre el HFC-152a.⁽⁶¹⁾

V.1.3.- Dado el alto costo de los prototipos de refrigeradores domésticos sin CFC's (principalmente el compresor, refrigerante y aceite) se concluye que el tipo de análisis que se ha llevado a cabo es conveniente realizarlo antes de la construcción de los mismos, lo anterior con el fin de conocer el comportamiento

esperado de los prototipos. Por otro lado este tipo de análisis permite aislar una variable y estudiar su efecto en el comportamiento del sistema refrigerante, así se pueden anticipar los ajustes que el sistema requiera haciendo menos costoso el proceso de experimentación.

V.1.4.- Aún cuando se ha reportado que refrigerantes con sistemas cargados con HFC-134a en remplazo drop-in han cumplido con normas de funcionamiento establecidas para ciclos que trabajan con CFC-12^(oz), se concluye que debe realizarse un ajuste o rediseño del sistema de refrigeración que vaya a trabajar con HFC-134a a fin de reducir su consumo de energía y hacerlo un sistema eficiente.

Para poder rediseñar el sistema se puede observar de los resultados presentados que se requieren cambios en el compresor (aumentar el desplazamiento a fin de tener la misma capacidad volumétrica de un compresor que trabaja con CFC-12 y reducir así su consumo de energía); en el condensador (aumentar el área de transferencia a fin de reducir la presión de condensación y bajar el consumo de energía del compresor); el evaporador puede ser reducido de dimensiones dada su mayor eficiencia^(oz); y finalmente un capilar más largo que sea capaz de dar presiones de estabilización más bajas a fin de que el par de arranque del compresor no sea tan alto.

V.1.5.- Se concluye que si bien el HFC-134a constituye una solución para el problema del agotamiento de la capa de ozono, en el futuro se buscará un nuevo sustituto al HFC-134a que tampoco contribuya al calentamiento global de la tierra debido al efecto invernadero (sustancias con GWP=0). Por otro lado se impone un nuevo reto a los ingenieros mecánicos: el de optimar el diseño de los sistemas de refrigeración a fin de minimizar su consumo de energía sin afectar su funcionamiento

V.1.6.- Finalmente se concluye que se han cumplido los siguientes objetivos:

a) Hacer un repaso de la teoría de la refrigeración y seguir el desarrollo de la misma a través de la historia de los refrigerantes.

b) Se presentó de manera aproximada el proceso de agotamiento de la capa de ozono y el papel que los CFC's tienen en este agotamiento. El grado de profundidad con que se atacó este objetivo se considera adecuado para los fines del presente trabajo ; existen estudios más profundos que describen de forma más analítica el proceso de agotamiento de la capa de ozono y la física atmosférica, pero su competencia pertenece a otras áreas del conocimiento.

c) Se encontró una alternativa para el CFC-12, substancia que se utiliza como refrigerante en casi todos los sistemas de refrigeración doméstica y que cumplió con los siguientes requisitos:

Químicamente estable e inerte.

Baja o nula toxicidad.

No Flamable.

No afecta a la capa de ozono.

Propiedades termodinámicas parecidas a las del CFC-12.

Miscibilidad adecuada en aceite.

d) Se realizó la comparación teórica de alternativas utilizando herramientas computacionales y en base a éstas se han obtenido conclusiones sobre el probable comportamiento del nuevo refrigerante en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y se darán algunas recomendaciones sobre el mismo.

e) Se provee de una bibliografía básica para estudios posteriores, ya sean estos teóricos o prácticos así como las ecuaciones de estado de los refrigerantes comparados.

V. 2.- RECOMENDACIONES.

V.2.1.- En primer lugar y como se señaló en el apartado de

conclusiones se recomienda realizar una simulación teórica del proceso, como la presentada a fin de detectar los puntos de interés y reducir el costo de la experimentación. Al mismo tiempo se recomienda utilizar paquetes de cómputo existentes en el mercado reduciendo el tiempo de análisis.

V.2.2.- Se sugiere que se continúe con la investigación en este campo tanto teórica como práctica. Dicho de otra manera iniciar el estudio en prototipos reales a fin de ajustar la teoría e ir generando conocimiento propio en este campo para en el futuro no muy lejano (1998) no depender de experiencias extranjeras.

V.2.3.- Se recomienda la investigación de otro tipo de alternativas como la de ciclos de refrigeración por ciclo Stirling^[94,95,96,97] el cual ha mostrado los siguientes beneficios^[98]:

a) No utiliza fluidos tóxicos o inseguros ambientalmente, ni como sustancia de trabajo ni como lubricante.

b) El desempeño esperado es tan bueno o mejor que los sistemas de compresión de vapor.

c) El ajuste del trabajo del compresor es continuo, opuesto al concepto de encender/apagar del ciclo actual; esto puede traer consigo substanciales ahorros de energía aunque no se ha calculado el monto de estos ahorros.

d) El sistema tiene un bajo nivel de ruido.

e) Se espera que el tamaño de las unidades sea más o menos el mismo que el de los actuales sistemas de compresión de vapor.

f) Cálculos preliminares prevén un costo similar a los sistemas utilizados hoy en día.

V.2.4.- Debido a la estructura del nuevo refrigerante es necesario utilizar un nuevo tipo de aceites, los aceites utilizados actualmente con el CFC-12 (minerales y alquilbenceno) no son compatibles ni miscibles con el HFC-134a, por ello la principal opción es utilizar aceites sintéticos con base polyol-éster.^[99]

Este aceite ofrece algunos problemas como son la compatibilidad con ciertos elastómeros y plásticos utilizados en el motor del compresor y en el compresor en sí, así como su alta higroscopia^(67,68,69). Los cuidados que deberán tenerse en el manejo de este aceite serán superiores a los que se tenían con el antiguo aceite lubricante.

V.2.5.- Se recomienda utilizar aceites de menor viscosidad (ISO 15 e ISO 22) contrariamente a los de alta viscosidad (ISO 32 e ISO 68) que actualmente se utilizan a fin de reducir el consumo de energía del compresor.

V.2.6.- Finalmente se recomienda un mayor cuidado en los niveles de vacío (50 ppm en el sistema), un mayor control en los niveles de humedad y el uso de materiales deshidratadores adecuados como el XH-9, así como un cambio en los procesos de ingeniería tendientes a reducir la entrada de impurezas al sistema.^(70,71,72,73)

BIBLIOGRAFIA

- [1] Dossat, R. J.
Principios de refrigeración.
Ed. CECSA (1978)
México 1a ed.
- [2] Alarcon, C. A.
Tratado práctico de refrigeración automática.
Ed. Marcombo (1975)
Barcelona 7a ed.
- [3] Stoecker, W. F.
Refrigeración y acondicionamiento de aire.
Ed. McGraw-Hill (1985)
México 1a ed.
- [4] Jennings, B.; Lewis, S.
Aire acondicionado y refrigeración.
Ed. CECSA (1970)
México 1a ed.
- [5] Sparks, N. R.; Dillio, C. C.
Mechanical Refrigeration.
Ed. McGraw-Hill (1959)
Tokyo 2nd ed.
- [6] Wark, K.
Termodinámica.
Ed. McGraw-Hill (1983)
México 1a ed.
- [7] Rapin, P. J.
Instalaciones frigoríficas, tomo II
Ed. Marcombo (1979)
Barcelona 1a ed.
- [8] Incropera, F. P.; DeWitt, D. P.
Fundamentals of heat and mass transfer.
Ed. John Wiley & Sons. (1990)
New York 3rd ed.
- [9] ASHRAE
ASHRAE Handbook of fundamentals.
Atlanta (1989)
- [10] Nogengast, B. A. A history of refrigerants en *CFCs: Time of transition*. ASHRAE (1989) pp. 3-15.

- [11] Dowling, R. Development of Chlorofluorocarbon Refrigerants en CFCs: *Time of transition*. ASHRAE (1989) pp. 16-22.
- [12] Athouse, A.D.; Turnquist, C.H.; Bracciano, B.F. Modern Refrigeration and Air Conditioning. Ed. The Goodheart-Willcox Company Inc. (1988) Illinois 5th ed.
- [13] Molina, M.J.; Rowland, R.S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine atom catalysed destruction of ozone. *Nature* (1974) v.249 pp.910-912.
- [14] Rowland, F.S.; Molina, M.J. Chlorofluoromethanes in the environment. *Rev. Geophys. Space Phys.* (1975) v.13 pp. 1-35.
- [15] Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente Protocolo de Montreal sobre sustancias que agotan la capa de ozono. Nairobi (1987)
- [16] United Nations Environment Programme. Technical option report. Refrigeration, air conditioning and heat pumps. Nairobi (1991)
- [17] Du Pont Fluoroquímicos Hechos acerca del ozono (1993) febrero, p.1
- [18] Chafee, J.H.; Shimer, S.J. Supplementing the Montreal Protocol. *AMBIO* (1990) v.19 n.6-7 pp.
- [19] *Atmosphere* (1991) v.4 n.1 p.7
- [20] *Acción ozono* (1992) n.3 abril, p.4
- [21] Rowland, F.S. Stratospheric ozone depletion by chlorofluoromethanes. *AMBIO* (1990) v.19 n. 6-7 pp. 281-292.
- [22] Stolarski, R.S. The antarctic ozone hole. *Sc. Am.* (1988) v.258 n.1 pp. 20-26.
- [23] Anderson, J.G.; Thihey, D.W.; Brune, W.H. Free radicals within the antarctic vortex: The role of the CFC's in the Antarctic ozone loss. *Science* (1991) v.251 pp. 39-46.
- [24] Schoeberl, M.R.; Hartman, D.L. The dynamic of the Antarctic polar vortex and its relation to spring ozone depletions. *Science* (1991) v.251 pp. 46-52.
- [25] Toon, O.B.; Turco, R.P. Polar stratospheric clouds and ozone depletion. *Sc. Am.* (1991) v.254 n.6 pp.40-47.

- [26] United Nations Environment Programme
The impact of the ozone layer depletion.
(UNEP/GEMS Environment Library No.7)
Nairobi (1987)
- [27] United Nations Environment Programme
Environment effects panel report.
Nairobi (1989)
- [28] Hinnawi, E.E.; Hashmi, M.H. (eds)
The state of the environment.
UNEP (1987)
Nairobi 1st ed
- [29] Boville, B.W.; UNEP
Environment aspects of stratospheric ozone depletion in *The ozone layer* (Environmental Sciences & Applications V.4 Biswas, A.K. (ed))
Pergamon Press (1979) 1st ed.
London pp. 1 - 19.
- [30] Boville, B.W.; UNEP
Stratospheric ozone depletion - An Environmental impact assessment in *The ozone layer* (Environmental Sciences & Applications V.4 Biswas, A.K. (ed))
Pergamon Press (1979) 1st ed.
London pp. 211 - 243.
- [31] World Health Organization
Effects of ultra-violet radiation on human health in *The ozone layer* (Environmental Sciences & Applications V.4 Biswas, A.K. (ed))
Pergamon Press (1979) 1st ed.
London pp. 57 - 73.
- [32] *Acción ozono* (1992) n.4 junio, p.2
- [33] Satt, T.G. Advances in non-vapor compression refrigeration systems *Proced. Int. Refrigeration Conference: Energy Efficiency and New Refrigerants* (1992) Purdue University pp. 319-326.
- [34] Connor, L. Stirling machines: Automotive applications may take a back seat to household cores *Mech. Eng.* (1992) v. 114 n.6 pp. 75-79.
- [35] Berchowitz, D.M. Free-piston Stirling coolers. *Proced. Int. Refrigeration Conference: Energy Efficiency and New Refrigerants* (1992) Purdue University pp. 327-336.
- [36] Ye, Z. Facing the CFC impact: Effects and progress of China's refrigeration industry. *Proced. Int. Appliance Technical*

- Conference (1991) Madison WI. pp. 1-7.
- [37] Hoffman, J.S. Replacing CFCs: The search for alternatives. *AMBIO* (1990) v.19 n.6-7 pp. 329-333.
- [38] Cole, R.A. Energy efficient gas cooling for two stage ammonia refrigerant plants. *Proc. Int. Refrigeration Conference: Energy Efficiency and New Refrigerants* (1992) Purdue University pp. 265-276.
- [39] Stoekcer, W.F. Growing opportunities for ammonia refrigeration en CFCs: *Time of transition*. ASHRAE (1989) pp. 128-139.
- [40] Prasad, M. Multi-stage water and ammonia refrigeration systems in the lighth of ozone hole problem. *Proc. Int. Refrigeration Conference: Energy Efficiency and New Refrigerants* (1992) Purdue University pp. 415-424.
- [41] Vineyard, E.A.; Sand, J.R.; Stat, R.G. Selection of ozone safe nonazetropic refrigerant mixtures for capacit modulation in heat pumps *Proc. Int. Refrigeration Conference: Energy Efficiency and New Refrigerants* (1992) Purdue University pp. 149-161 .
- [42] Na, Y. *eval* Investigation of using nonazotropic refrigerant mixture as the replacements for R12. *Proc. Int. Refrigeration Conference: Energy Efficiency and New Refrigerants* (1992) Purdue University pp. 669-676 .
- [43] Kruse, H.; Hesse, U. Posible substitute for fully haloganated chlorocarbons using fluids already marketed *Int. J. Refrig.* (1988) v.11 n.4 pp. 276-283.
- [44] McLinden, M.O.; Didion, D.A. The search for alternative refrigerant- A molecular approach *Proc. Status of CFCs refrigeration systems & Refrigerant properties* (1988) Purdue University pp. 91-100.
- [45] McLinden M.O. Thermodynamic evaluation of refrigerants in the vapor compression cycle using reduced properties *Int. J. Refrig.* (1988) v.11 n.3 pp.134-143.
- [46] Atwood, T. CFCs in transition *Int. J. Refrig.* (1988) v.11 n.4 pp.234-238.
- [47] McLinden M.O. Thermodynamic properties of CFC alternatives. A survey of the available data. *Int. J. Refrig.* (1990) v.13 n.3 pp.140-162.
- [48] Grzyll L.R.; Parrish, C.F. An innovative approach for the searching and development of CFC alternatives *Proc. Int. Refrig. Conference. Energy efficiency & New Refrigerants*

- (1992) Purdue University v.2 pp.415-424.
- [49] Petterson, B.; Thorsell, H. Comparison of the refrigerant HFC-134a and CFC-12 *Intl. J. Refrig.* (1990) v.13 n.3 pp.176-180.
- [50] Spauschus, H.O. HFC-134a as a substitute refrigerant for CFC-12 *Proced. Status of CFCs refrigeration systems & Refrigerant properties* (1988) Purdue University pp. 397-400.
- [51] Linton, J.W.; *et al* The potential of HFC-134a and HFC-152a to replace CFC-12 in meedium temperature heat pum applications *Proced. Int. Refrig. Conference. Energy efficiency & New Refrigerants* (1992) Purdue University v.1 pp.203-209.
- [52] Varone, A.F.; Dieckmann, J.T. Theoretical performance evaluation of alternative working fluids for automotive air conditioning *Proced. Int. CFC and Halon alternative Conference* (1992), Baltimore pp.570-578.
- [53] Snelson W.K.; Linton J.W.; Hearty, P.F. Thermodynamic cycle performance ccomparison tests of HFC-152a and HFC-134a with CFC-12 *Proced. of XVIII Int. Congress of Refirgeration* (1991) Quebec pp. 605-610.
- [54] Klein, S.A.; Alvarado, F.E. EES: Engineering Equation Solver (1991) F. Chart Software, 4406 Fox Bluff Rd, Middleton, WI 53582
- [55] Klein, S.A. Design Considerations for Refrigerating Systems *Proced. Int. Refrig. Conference. Energy efficiency & New Refrigerants* (1992) Purdue University v.1 pp.511-519.
- [56] Wijaya, H. Adiabatic Capillary Tube Performance for HFC-134a and CFC-12 *Proced. Int. CFC and Halon Conference* (1991) Baltimore pp.474-483.
- [57] Domanski, P.A.; Didion, D.A. Evluation of suction line - liquid line heat exchange in refrigeration cycle *Proced. Int. Refrig. Conference. Energy efficiency & New Refrigerants* (1992) Purdue University v.1 pp.131-139.
- [58] Frieddmann, R. Mexico's Residential Sector: Main Electric en Uses and Savings Potential *Proced. 1993 EECU Conference* (1993) Rungstedgård pp. 311-322.
- [59] Du Pont Chemicals
Du Pont HFC-134a Properties, Uses, Storages and Handling
March 1993
- [60] Crown, S.W.; Shapiro, H.N.; Pate, M.B. A Comparison Study of

- the Thermal Performance of R12 and R134a *Proced. Int. Refrig. Conference. Energy efficiency & New Refrigerants* (1992) Purdue University v.1 pp.187-196.
- [61] Sanvordenker, K.S. R152a vs. R134a in Domestic Refrigerator - Freezer: Energy Advantage or Energy Penalty *Proced. Int. Refrig. Conference. Energy efficiency & New Refrigerants* (1992) Purdue University v.1 pp.259-267.
- [62] Zhu, M.; Han, L.; Lin, Z. Experimental Researches on Domestic Refrigerators Using HFC-134a as Refrigerant *Proced. Int. Refrig. Conference. Energy efficiency & New Refrigerants* (1992) Purdue University v.1 pp.241-247.
- [63] Wallet, J.P.; *etal* An Experimental Comparison of evaporation Characteristics of HFC-134a and CFC-12 *Proceed of XVIII Int. Congress of Refrigeration* (1991) Quebec pp.449-453.
- [64] Fabien, M.J. Evaluation of the Free Piston Stirling Cycle for domestic cooling applications *Proceed of XVIII Int. Congress of Refrigeration* (1991) Quebec pp. 839-843.
- [65] Berchowitz, D.M. Unger, R. Experimental Performance of a Free Piston Stirling Cycle Cooler for non-CFC domestic Refrigeration Applications *Proceed of XVIII Int. Congress of Refrigeration* (1991) Quebec pp.848-852.
- [66] Pate, M.B.; Berknbosch, L. Miscibility of Lubricants with Refrigerants *Proced. Int. Refrig. Conference. Energy efficiency & New Refrigerants* (1992) Purdue University v.2 pp.681-686.
- [67] Emkarate RL
Introducción a los Lubricantes para Refrigeración.
(1992) ICI Chemical & Polymers
- [68] Castrol Icematic SW
Synthetic ester refrigeration lubricants
(1992) Castrol
- [69] Lubrikuhl
Synthetic refrigeration lubricants
(1992) Lubrizol Performance Products Company
- [70] Tecumseh Products Company.
Marketing Update: Guidelines for utilization of R-134a.
April 1993
- [71] Americold Compressors
R134a Refrigerant manufacturing guidelines
May 1993

[72] Sanyo Electric Co. Ltd.

Application standard for CQN type hermetic compressor (LBP).
May 1993

[73] Matsushita Refrigeration Company

Refrigeration system for R134a
Technical Bulletin # D-BooEfor-E
April 1993

A P E N D I C E S

- APENDICE 1 TABLA COMPARATIVA CFC-12 y HFC 134A.
- APENDICE 2 DIAGRAMA P-H PARA CFC-12 y HFC-134A.
- APENDICE 3 LISTADO DE PROGRAMA CFC-12 y HFC-134A
- APENDICE 4 CODIGO ASHRAE PARA DESIGNACION DE REFRIGERANTES.

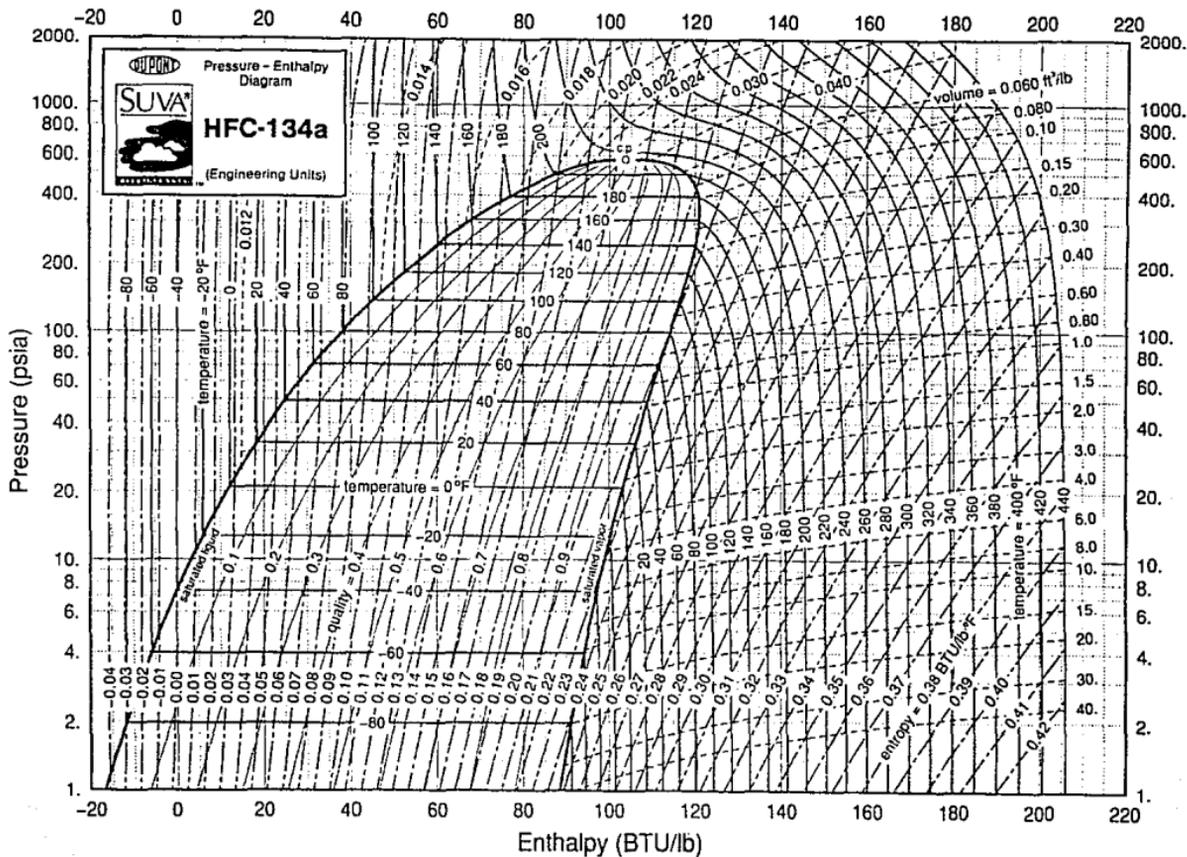
A P E N D I C E 1

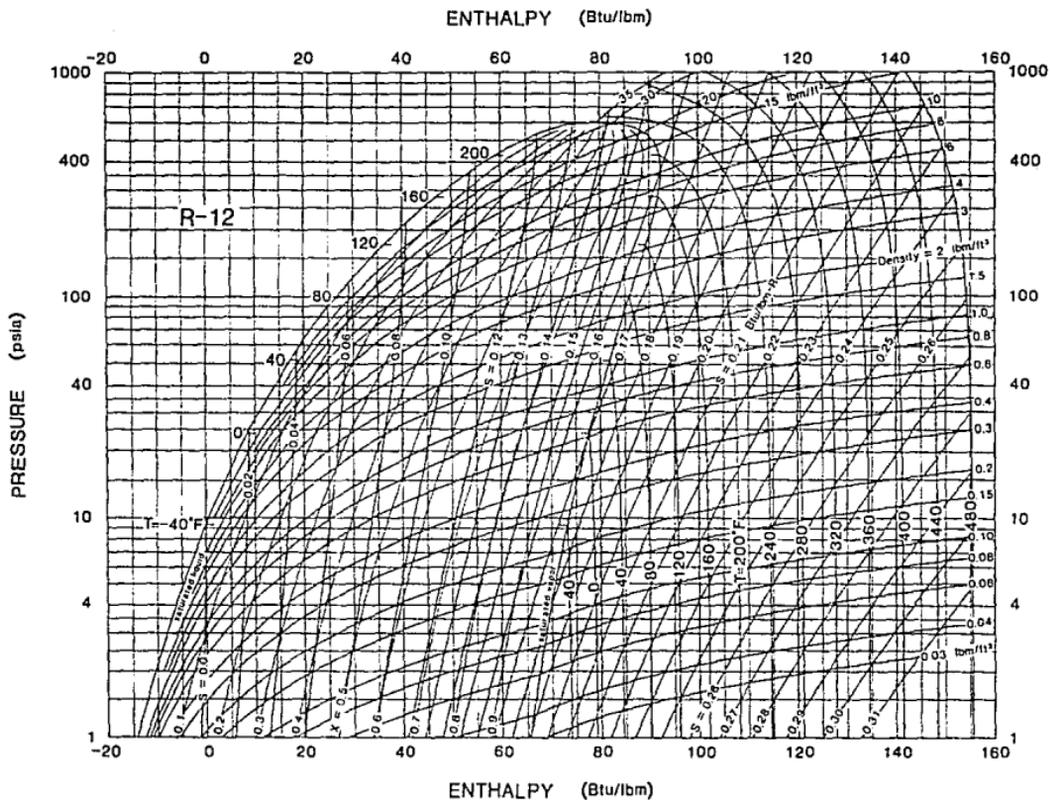
	CFC-12	HFC-134a
Nombre químico	DicloroDifluoro metano	1,1,1,2 Tetrafluoroetano
Formula química	CCl_2F_2	CH_2FCF_3
Peso molecular	120.93	102.0
Punto de ebullición @ 1 atm. [° C]	-29.78	-26.15
Punto de congelamiento [° C]	-157.78	-100.95
Temperatura crítica [° C]	111.78	101.05
Presión crítica [kPa]	4125.07	4060.3
Densidad crítica [kg/m ³]	552.86	492
Densidad de líquido @ 25 ° C [kg/m ³]	1311.98	1202
Calor específico líquido @ 25 ° C [kJ/kg·K]	0.9736	1.43
Calor específico vapor @ 25 ° C [kJ/kg·K]	0.722	0.813
Conductividad térmica líquido @ 25 ° C [W/m·K]	0.0692	0.0824
Conductividad térmica vapor @ 25 ° C [W/m·K]	0.0096	0.0127
Viscosidad líquido @ 25 ° C [mPa·s]	0.220	0.204
Viscosidad vapor @ 25 ° C [mPa·s]	0.0125	0.0107
Flamabilidad en aire	No	No
Potencial de agotamiento de la capa de ozono	1.0	0
Potencial global de calentamiento [CFC-11 = 1]	3.20	0.027
Costo refrigerante [usd/kg]	7.88	9.88

COMPORTAMIENTO EN CICLO COMPARATIVO

Temperatura de evaporador = -9 °C		
Temperatura de condensador = 50 °C		
Subenfriamiento = 1 °C		
Sobrecalentamiento = 0 °C		
Presión de evaporador [kPa]	225.637	207.514
Presión de condensador [kPa]	1214.241	1312.74
Temperatura de descarga de compresor [°C]	60.34	60.24
C.O.P. [-]	6.451	5.156
Radio de compresión [-]	5.381	6.330
Flujo másico [kg/s]	1.33E-02	1.26E-02
Eficiencia de compresión isoentrópica [-]	0.537	0.649
Consumo de energía en el compresor [kW]	0.241	0.343

A P E N D I C E 2





Printed by CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Man.
 COPYRIGHT 1985, AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

Fig. 2 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 12

APENDICE 3

{1.- salida del evaporador}

$$\text{TEVAP} = 264$$

$$T1 = \text{TEVAP}$$

$$P1 = \text{pressure}(R12, T = T1, X = 1)$$

$$H1 = \text{enthalpy}(R12, T = T1, X = 1)$$

$$S1 = \text{entropy}(R12, T = T1, X = 1)$$

{4.- Estado a la entrada del condensador}

$$T4 = \text{TCOND}$$

$$\text{TCOND} = 323$$

$$P4 = \text{pressure}(R12, T = T4, X = 1)$$

$$H4 = \text{enthalpy}(R12, T = T4, X = 1)$$

$$S4 = \text{entropy}(R12, T = T4, X = 1)$$

{5.- Salida del condensador}

$$P5 = P4 - \text{DPCON}$$

$$\text{DPCON} = 0.05 * P4$$

$$T5 = \text{temperature}(R12, X = 1, P = P5)$$

$$H5 = \text{enthalpy}(R12, P = P5, X = 0)$$

$$S5 = \text{entropy}(R12, P = P5, X = 0)$$

{6.- Entrada al capilar}

$$P6 = P5$$

$$T6 = T5 - \text{SUBENF}$$

$$\text{SUBENF} = 0.5$$

$$H6 = \text{enthalpy}(R12, P = P6, T = T6)$$

$$S6 = \text{entropy}(R12, P = P6, T = T6)$$

$$\text{CP6} = \text{specheat}(R12, T = T6, P = P6)$$

{8.- Entrada del evaporador}

$$P8 = P1 + \text{DPEVAP}$$

$$T8 = \text{temperature}(R12, X = 1, P = P8)$$

$$\text{DPEVAP} = P1 * .05$$

$$H8 = H7$$

$$S8 = \text{entropy}(R12, P = P8, H = H8)$$

$$x8 = \text{quality}(R12, P = P8, H = H8)$$

{7.- Análisis del capilar}

$$T2 = T1 + Q / (\text{FM} * \text{CP2})$$

```

T7 = T6-Q/(FM*CP6)
Q = UA*DTML
UA/(FM*L) = 0.23296
L = 1.5
DTML = ((T6-T2)-(T7-T1))/ln((T6-T2)/(T7-T1))
H7 = H6 + CP6*(T7-T6)

```

{2.- Anterior a la entrada de el compresor}

```

P2 = P1
H2 = enthalpy(R12, T = T2, P = P2)
S2 = entropy(R12, T = T2, p = p2)
V2 = volume(R12, T = T2, p = p2)
{T2 = DEL ANALISIS DEL CAPILAR}
CP2 = specheat(R12, T = T2 + 1, P = P2)

```

{3.- Estado de salida del compresor}

```

T3 = (T2)*(P3/P2)^((N-1)/N)
N = 1.1014
P3 = P4
H3 = enthalpy(R12, T = T3, P = P3)
S3 = entropy(R12, T = T3, p = p3)
V3 = volume(R12, T = T3, p = p3)
den3 = 1/V3

```

{3s.- Estado de salida isoentrópica del compresor}

```

T3S = temperature(R12, S = S3S, P = P3)
H3S = enthalpy(R12, S = S3S, P = P3)
S3S = S2
V3S = volume(R12, S = S3S, p = p3)
den3S = 1/V3S

```

{9.- Otras relaciones}

```

FM = DES*VA*DEN3/60
DES = .00000358
VA = 3450
QEVAP = FM*(H1-H8)
QCOND = FM*(H5-H4)
WCOMP = FM*(H3-H2)
RP = P4/P1
COP = QEVAP/WCOMP
WISO = FM*(H3S-H2)

```

EFFISO = WCOMP/WISO

Unit Settings: [K]/[kPa]/[kg]/[degrees]

COP = 6.451	CP2 = 0.630	CP6 = 1.019
den3 = 65.624	den3S = 58.964	DES = 3.580E-06
DPCON = 60.712	DPEVAP = 11.282	DTML = 38.762
EFFISO = 0.537	FM = 1.351E-02	H1 = 183.556
H2 = 197.021	H3 = 214.872	H3S = 230.285
H4 = 206.400	H5 = 82.448	H6 = 81.937
H7 = 68.392	H8 = 68.392	L = 1.500
N = 1.101	P1 = 225.637	P2 = 225.637
P3 = 1214.241	P4 = 1214.241	P5 = 1153.529
P6 = 1153.529	P8 = 236.919	Q = 0.183
QCOND = -1.674	QEVAP = 1.556	RP = 5.381
S1 = 0.701	S2 = 0.750	S3 = 0.706
S3S = 0.750	S4 = 0.680	S5 = 0.296
S6 = 0.295	S8 = 0.264	SUBENF = 0.500
T1 = 264.000	T2 = 285.494	T3 = 333.340
T3S = 353.028	T4 = 323.000	T5 = 320.798
T6 = 320.298	T7 = 307.011	T8 = 265.385
TCOND = 323.000	TEVAP = 264.000	UA = 0.005
V2 = 0.082	V3 = 0.015	V3S = 0.017
VA = 3450.000	WCOMP = 0.241	WISO = 0.449
x8 = 0.254		

{1.- salida del evaporador}

TEVAP = 264

T1 = TEVAP

P1 = pressure(R134A, T = T1, X = 1)

H1 = enthalpy(R134A, T = T1, X = 1)

S1 = entropy(R134A, T = T1, X = 1)

{4.- Estado a la entrada del condensador}

T4 = TCOND

TCOND = 323

P4 = pressure(R134A, T = T4, X = 1)

H4 = enthalpy(R134A, T = T4, X = 1)

S4 = entropy(R134A, T = T4, X = 1)

{5.- Salida del condensador}

P5 = P4 - DPCON

DPCON = 0.05 * P4

T5 = temperature(R134A, X = 1, P = P5)

H5 = enthalpy(R134A, P = P5, X = 0)

S5 = entropy(R134A, P = P5, X = 0)

{6.- Entrada al capilar}

P6 = P5

T6 = T5 - SUBENF

SUBENF = 0.5

H6 = enthalpy(R134A, P = P6, T = T6)

S6 = entropy(R134A, P = P6, T = T6)

CP6 = specheat(R134A, T = T6, P = P6)

{8.- Entrada del evaporador}

P8 = P1 + DPEVAP

T8 = temperature(R134A, X = 1, P = P8)

DPEVAP = P1 * .05

H8 = H7

S8 = entropy(R134A, P = P8, H = H8)

x8 = quality(R134A, P = P8, H = H8)

{7.- Análisis del capilar}

T2 = T1 + Q / (FM * CP2)

$T7 = T6 - Q / (FM * CP6)$
 $Q = UA * DTML$
 $UA / (FM * L) = 0.23296$
 $L = 1.5$
 $DTML = ((T6 - T2) - (T7 - T1)) / \ln((T6 - T2) / (T7 - T1))$
 $H7 = H6 + CP6 * (T7 - T6)$

{2.- Anterior a la entrada de el compresor}

$P2 = P1$
 $H2 = \text{enthalpy}(R134A, T = T2, P = P2)$
 $S2 = \text{entropy}(R134A, T = T2, p = p2)$
 $V2 = \text{volume}(R134A, T = T2, p = p2)$
 {T2 = DEL ANALISIS DEL CAPILAR}
 $CP2 = \text{specheat}(R134A, T = T2 + 1, P = P2)$

{3.- Estado de salida del compresor}

$T3 = (T2) * (P3/P2)^{((N-1)/N)}$
 $N = 1.1014$
 $P3 = P4$
 $H3 = \text{enthalpy}(R134A, T = T3, P = P3)$
 $S3 = \text{entropy}(R134A, T = T3, p = p3)$
 $V3 = \text{volume}(R134A, T = T3, p = p3)$
 $\text{den3} = 1/V3$

{3s.- Estado de salida isoentrópica del compresor}

$T3S = \text{temperature}(R134A, S = S3S, P = P3)$
 $H3S = \text{enthalpy}(R134A, S = S3S, P = P3)$
 $S3S = S2$
 $V3S = \text{volume}(R134A, S = S3S, p = p3)$
 $\text{den3S} = 1/V3S$

{9.- Otras relaciones}

$FM = DES * VA * DEN3 / 60$
 $DES = .00000358$
 $VA = 3450$
 $QEVAP = FM * (H1 - H8)$
 $QCOND = FM * (H5 - H4)$
 $WCOMP = FM * (H3 - H2)$
 $RP = P4 / P1$
 $COP = QEVAP / WCOMP$

WISO = FM*(H3S-H2)
EFFISO = WCOMP/WISO

Unit Settings: [K]/[kPa]/[kg]/[degrees]

COP = 5.156	CP2 = 0.869	CP6 = 1.493
den3 = 61.269	den3S = 56.537	DES = 3.580E-06
DPCON = 65.637	DPEVAP = 10.376	DTML = 42.766
EFFISO = 0.649	FM = 1.261E-02	H1 = 241.353
H2 = 256.211	H3 = 283.396	H3S = 298.131
H4 = 270.866	H5 = 116.872	H6 = 116.124
H7 = 101.180	H8 = 101.180	L = 1.500
N = 1.101	P1 = 207.514	P2 = 207.514
P3 = 1312.744	P4 = 1312.744	P5 = 1247.107
P6 = 1247.107	P8 = 217.890	Q = 0.188
QCOND = -1.942	QEVAP = 1.768	RP = 6.326
S1 = 0.923	S2 = 0.977	S3 = 0.934
S3S = 0.977	S4 = 0.895	S5 = 0.419
S6 = 0.417	S8 = 0.390	SUBENF = 0.500
T1 = 264.000	T2 = 281.195	T3 = 333.245
T3S = 345.949	T4 = 323.000	T5 = 320.970
T6 = 320.470	T7 = 310.457	T8 = 265.253
TCOND = 323.000	TEVAP = 264.000	UA = 0.004
V2 = 0.104	V3 = 0.016	V3S = 0.018
VA = 3450.000	WCOMP = 0.343	WISO = 0.529
x8 = 0.307		

APENDICE 4

ASHRAE Standard Designation of Refrigerants (ANSI/ASHRAE Standard 34-1978)

Refrigerant Number	Chemical Name	Chemical Formula	Refrigerant Number	Chemical Name	Chemical Formula
Halocarbon Compounds			Azeotropes		
10	Carbontetrachloride	CCl ₄	300	Refrigerants 12/152a (73.8/26.2)	CCl ₂ F ₂ /CH ₂ CHF ₂
11	Trichlorofluoromethane	CCl ₃ F	501	Refrigerants 22/12 (75/25)	CHClF ₂ /CCl ₂ F ₂
12	Dichlorodifluoromethane	CCl ₂ F ₂	502	Refrigerants 22/115 (48.8/51.2)	CHClF ₂ /CClF ₂ /CF ₃
13	Chlorotrifluoromethane	CClF ₃	503	Refrigerants 23/13 (40.1/59.9)	CHF ₂ /CClF ₃
13B1	Bromotrifluoromethane	CFBrF ₂	504	Refrigerants 32/115 (48.2/51.8)	CH ₂ F ₂ /CClF ₂ /CF ₃
14	Carbontetrafluoride	CF ₄	505	Refrigerants 12/31 (78.0/22.0)	CCl ₂ F ₂ /CH ₂ CF ₃
20	Chloroform	CHCl ₃	506	Refrigerants 31/114 (55.1/44.9)	CH ₂ ClF/CCl ₂ CF ₃
21	Dichlorodifluoromethane	CHCl ₂ F	Miscellaneous Organic Compounds		
22	Chlorodifluoromethane	CHClF ₂	Hydrocarbons		
23	Trifluoromethane	CHF ₃	50	Methane	CH ₄
30	Methylene Chloride	CH ₂ Cl ₂	170	Ethane	CH ₃ CH ₃
31	Chlorofluoromethane	CH ₂ ClF	290	Propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃
32	Methylene Fluoride	CH ₂ F ₂	600	Butane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
40	Methyl Chloride	CH ₃ Cl	600a	Isobutane (2 methyl propane)	CH(CH ₃) ₂ CH ₃
41	Methyl Fluoride	CH ₃ F	1150 ^a	Ethylene	CH ₂ =CH ₂
50 ^a	Methane	CH ₄	1270 ^b	Propylene	CH ₃ CH=CH ₂
110	Hexachloroethane	CCl ₂ CCl ₂	Oxygen Compounds		
111	Pentachlorofluoroethane	CCl ₂ CCl ₂ F	610	Ethyl Ether	C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅
112	Tetrachlorodifluoroethane	CCl ₂ FCCl ₂ F	611	Methyl Formate	HCOOCH ₃
112a	Tetrachlorodifluoroethane	CCl ₂ CClF ₂	Nitrogen Compounds		
113	Trichlorotrifluoroethane	CCl ₂ FCClF ₂	630	Methyl Amine	CH ₃ NH ₂
113a	Trichlorotrifluoroethane	CCl ₂ CF ₃	631	Ethyl Amine	C ₂ H ₅ NH ₂
114	Dichlorotetrafluoroethane	CClF ₂ CClF ₂	Inorganic Compounds		
114a	Dichlorotetrafluoroethane	CCl ₂ FCF ₃	702	Hydrogen (Normal and Para)	H ₂
114B2	Dibromotetrafluoroethane	CFBr ₂ CFBr ₂	704	Helium	He
115	Chloropentafluoroethane	CClF ₂ CF ₃	717	Ammonia	NH ₃
116	Hexafluoroethane	CF ₃ CF ₃	718	Water	H ₂ O
120	Pentachloroethane	CHCl ₂ CCl ₃	720	Neon	Ne
123	Dichlorotrifluoroethane	CHCl ₂ CF ₃	728	Nitrogen	N ₂
124	Chlorotetrafluoroethane	CHClFCF ₃	729	Air	.21O ₂ , .78N ₂ , .01A
124a	Chlorotetrafluoroethane	CHF ₂ CClF ₂	732	Oxygen	O ₂
125	Pentafluoroethane	CHF ₂ CF ₃	740	Argon	A
133a	Chlorotrifluoroethane	CH ₂ ClCF ₃	744	Carbon Dioxide	CO ₂
140a	Trichloroethane	CH ₃ CCl ₃	744a	Nitrous Oxide	N ₂ O
142b	Chlorodifluoroethane	CH ₂ ClCF ₂	764	Sulfur Dioxide	SO ₂
143a	Trifluoroethane	CH ₃ CF ₃	Unsaturated Organic Compounds		
150a	Dichloroethane	CH ₂ CHCl ₂	1112a	Dichlorodifluoroethylene	CCl ₂ =CF ₂
152a	Difluoroethane	CH ₂ CHF ₂	1113	Chlorotrifluoroethylene	CClF=CF ₂
160	Ethyl Chloride	CH ₃ CH ₂ Cl	1114	Tetrafluoroethylene	CF ₂ =CF ₂
170 ^a	Ethane	CH ₃ CH ₃	1120	Trichloroethylene	CHCl=CCl ₂
218	Octafluoropropane	CF ₃ CF ₂ CF ₃	1130	Dichloroethylene	CHCl=CHCl
290 ^a	Propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	1132a	Vinylidene Fluoride	CH ₂ =CF ₂
Cyclic Organic Compounds			1140	Vinyl Chloride	CH ₂ =CHCl
C316	Dichlorohexafluorocyclobutane	C ₄ Cl ₂ F ₆	1141	Vinyl Fluoride	CH ₂ =CHF
C317	Chloroheptafluorocyclobutane	C ₄ ClF ₇	1150	Ethylene	CH ₂ =CH ₂
C318	Octafluorocyclobutane	C ₄ F ₈	1270	Propylene	CH ₃ CH=CH ₂

^a Methane, ethane, and propane appear in the Halocarbon section in their proper numerical order, but these compounds are not halocarbons.

^b Ethylene and propylene appear in the Hydrocarbon section to indicate that these compounds are hydrocarbons, but are properly identified in the section saturated Organic Compounds.