

03073
2



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
Centro de Investigación en Energía

Dirección General de Estudios de Posgrado

Simulación de bombas de calor por compresión y su potencial de mitigación de gases invernadero.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN ENERGÍA SOLAR
(Opción Fototérmica)

P R E S E N T A:

MAURICIO DE ALBA ROSANO

2001

DIRECTOR DE TESIS: DR. ROBERTO BEST Y BROWN

TEMIXCO, MORELOS, MÉXICO 2001



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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 esta 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.

Agradecimientos

A mis padres por su apoyo y orientación.

Al Dr. Roberto Best y Brown por la dirección de este trabajo y la gran ayuda que me brindó durante mi posgrado.

A todas aquellas personas que me ayudaron en la realización y revisión de este trabajo y durante la maestría.

Muy especialmente agradezco al Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México por todo lo que recibí.

No podría dejar de agradecer al CONACYT por la beca-crédito otorgada.

Y de manera especial al CONACYT, ya que mediante el proyecto No. 25453-A recibí ayuda económica para la realización de este trabajo.

Justificación

El presente trabajo pretende contribuir a las investigaciones desarrolladas por el Centro de Investigación en Energía de la UNAM, encaminadas al análisis de nuevas tecnologías relacionadas con las fuentes de energía.

En este trabajo se simula una bomba de calor por compresión, para su adecuada integración en procesos de calentamiento de agua a medianas temperaturas para uso sanitario, aquí se estudia el rango de calentamiento del agua de 25 °C a 99 °C; esto con el objetivo de utilizar de forma más efectiva los recursos energéticos, y así, obtener beneficios ambientales, como la mitigación de bióxido de carbono (CO₂) en la atmósfera, y en consecuencia reducir los efectos del cambio climático.

Resumen

El presente trabajo se desarrolló para contribuir a las investigaciones que se realizan en la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Centro de Investigación en Energía de la UNAM.

En el capítulo 1 se explica el problema del efecto invernadero y la posición de México sobre el tema; también se menciona el porqué se considera que las bombas de calor pueden ayudar de manera importante a disminuir este problema.

El segundo capítulo describe el principio de operación de las bombas de calor del tipo de compresión mecánica de vapor de ciclo cerrado, explicando detalladamente cada uno de los componentes que las forman; se explica el modelo computacional desarrollado que simula dicho ciclo y al final del capítulo se presenta una serie de comparaciones entre los resultados obtenidos con el modelo y casos reales.

En el tercer capítulo se citan los refrigerantes que pueden usarse actualmente bajo las más recientes especificaciones ambientales; también se mencionan aspectos técnicos, económicos, termodinámicos y de seguridad.

El cuarto muestra la integración hipotética de una bomba de calor a un proceso de calentamiento de agua en un hospital; se menciona el ahorro de energía obtenido, la mitigación de gases invernadero y el costo de incluir la bomba de calor; se presentan casos en los que se incluyen colectores solares y se comparan contra la bomba de calor.

Las principales conclusiones son: hace falta investigación atmosférica para determinar si existe una amenaza verdadera sobre el calentamiento de la Tierra; las bombas de calor ayudan a la reducción de emisiones de gases invernadero, y en el caso estudiado en este trabajo se demostró que pueden ser viables económicamente con tiempos de recuperación de la inversión de 6 a 9 años con mitigación de contaminantes entre 31 % y 72 %; y por último, con el modelo desarrollado se obtiene información confiable para el diseño de bombas de calor.

Objetivos

Desarrollar herramientas de software que apoyen la implementación de bombas de calor por compresión en procesos de calentamiento de agua y aire a medianas temperaturas.

Emplear el software desarrollado para analizar la integración hipotética de una bomba de calor a un hospital, con la finalidad de calentar agua.

Calcular las reducciones en el consumo de energía y en la emisión de CO₂, asociadas a dicha aplicación. Asimismo analizar el costo de la integración de la bomba de calor en el proceso de calentamiento de agua.

Índice

<i>Introducción</i> 1
<i>Nomenclatura</i> 2
<i>Capítulo 1. El calentamiento global de la Tierra y las bombas de calor.</i>	
1.1 Introducción 3
1.2 El cambio climático 4
1.3 Opiniones en contra sobre el calentamiento global de la Tierra 4
1.4 Acciones realizadas por México ante el cambio climático 6
1.5 Las bombas de calor y el calentamiento global 10
<i>Capítulo 2. Simulación de la bomba de calor.</i>	
2.1 Introducción 13
2.2 Principio de operación de las bombas de calor por compresión 13
2.3 Simulación del ciclo ideal de la bomba de calor con el programa ASPEN PLUS® 17
2.4 Generación de la base de datos de refrigerantes con el programa REFPROP® 21
2.5 Simulación del ciclo ideal de la bomba de calor con un programa desarrollado con código C++ 24
2.6 Simulación del ciclo real de la bomba de calor con CICLO 1.0 25
2.6.1 Válvula de expansión 26
2.6.2 Compresor 26
2.6.3 Condensador 28
2.6.4 Evaporador 36
2.6.5 Eficiencia de segunda ley de la termodinámica 36
2.6.6 Ejecución del programa CICLO 1.0 37
2.7 Validación del programa CICLO 1.0 38
<i>Capítulo 3. Consideraciones para la selección del refrigerante.</i>	
3.1 Introducción 43
3.2 Consideraciones termodinámicas 43
3.3 Consideraciones ambientales 57
3.4 Consideraciones técnicas 60

3.4.1 Sustitución del CFC-12	61
3.4.2 Sustitución del HCFC-22	61
3.4.3 Sustitución del HCFC-123	62
3.4.4. Uso del amoniaco	62
3.5 Consideraciones económicas	62
3.6 Consideraciones de seguridad	62
<i>Capítulo 4. Integración de una bomba de calor por compresión al proceso de calentamiento de agua en un hospital.</i>	
4.1 Introducción	65
4.2 Descripción del proceso actual de calentamiento de agua en un hospital de la cd. de México	65
4.3 Descripción del proceso de calentamiento de agua en un hospital de la cd. de México suponiendo la integración de colectores solares.	66
4.4 Descripción del proceso de calentamiento de agua en un hospital de la cd. de México suponiendo la integración de una bomba de calor aire-agua	68
4.5 Descripción del proceso de calentamiento de agua en un hospital de la cd. de México suponiendo el uso de colectores solares, bomba de calor aire-agua y caldera.	70
4.6 Análisis económico entre las diferentes combinaciones de equipos	79
<i>Conclusiones</i>	<i>87</i>
<i>Apéndice A. Diagrama de flujo del programa</i>	<i>89</i>
<i>Apéndice B. Listado del programa para simular una bomba de calor</i>	<i>93</i>
<i>Apéndice C. Gráficas del COP y relación de compresión de algunos refrigerantes alternativos</i>	<i>109</i>
<i>Apéndice D. Determinación de kg CO₂/kWh_e en México</i>	<i>123</i>
<i>Referencias</i>	<i>125</i>

Introducción

El capítulo 1 expone brevemente el problema del efecto invernadero y la posición de México sobre el tema; también se menciona el porqué se considera que las bombas de calor pueden ayudar de manera importante a disminuir este problema. En el segundo capítulo, se describe el principio de operación de las bombas de calor del tipo de compresión mecánica de vapor de ciclo cerrado y se explica el modelo computacional desarrollado que simula dicho ciclo. En el tercero, se mencionan los refrigerantes que pueden utilizarse considerando las más recientes especificaciones ambientales; también se consideran aspectos técnicos, económicos, termodinámicos y de seguridad. El cuarto muestra la integración hipotética de una bomba de calor a un proceso de calentamiento de agua; y se menciona el ahorro de energía obtenido, la mitigación de gases invernadero y el costo de incluir la bomba de calor.

Nomenclatura

A	Área [m ²]
A _C	Costo anual de combustible [Pesos mexicanos]
A _{CBE}	Costo anual de combustible caldera-equipo nuevo [Pesos mexicanos]
A _F	Amortización anual del financiamiento [Pesos mexicanos]
A _M	Costo anual de mantenimiento [Pesos mexicanos]
A _{MBE}	Costo anual de mantenimiento caldera-equipo nuevo [Pesos mexicanos]
A _O	Costo anual de operación [Pesos mexicanos]
A _{OBE}	Costo anual de operación caldera-equipo [Pesos mexicanos]
A _T	Costo total anual [Pesos mexicanos]
A _{TBS}	Costo total anual de la caldera operando sola [Pesos mexicanos]
CapVol	Capacidad volumétrica del refrigerante [kJ/m ³]
COP	Coefficiente de operación de la bomba de calor [Adimensional]
C _p	Capacidad calorífica [kJ/kgK]
E	Exergía [kW]
ETD	Diferencia de temperatura efectiva [K]
F	Factor de corrección para el intercambiador de calor [Adimensional]
GWP	Potencial de calentamiento atmosférico global del refrigerante [kg CO ₂ /kg ref.]
h	Entalpía específica [kJ/kgK]
HR	Humedad relativa [Adimensional]
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica [K]
m	Flujo másico [kg/s]
M	Peso molecular [kg/kg _{mol}]
n	Tiempo para pagar el financiamiento [Años]
P	Presión [kPa]
Q	Flujo de calor [kW]
Q _{col}	Calor entregado por colector solar [MJ/día]
R	Constante universal de los gases [kg m/kg _{mol} K]
R	Razón de diferencia de temperatura [Adimensional]
r	Tasa de descuento del financiamiento [Adimensional]
RC	Relación de compresión [Adimensional]
r _f	Tasa de inflación [Adimensional]
r _i	Tasa de interés real [Adimensional]
s	Entropía específica [kJ/kg]
T	Temperatura [°C, K]
TEWI	Impacto de calentamiento atmosférico total equivalente de la bomba de calor [kg CO ₂]
T _R	Tiempo de recuperación del financiamiento [Años]
U	Coefficiente global de transferencia de calor [Kw/m ² K]
v	Volumen específico [m ³ /kg]
V _p	Valor presente del equipo [Pesos mexicanos]
W	Potencia del compresor [Kw]
w	Humedad absoluta [kg agua/kg aire seco]
Y	Efectividad térmica [Adimensional]
α	kgCO ₂ /kWh _e liberados a la atmósfera en la producción de electricidad
β	Energía consumida por el equipo durante su vida útil [kWh _e]
Δ	Diferencial
ε	Efectividad de segunda ley de la termodinámica [Adimensional]
η	Eficiencia [Adimensional]
μ	Masa de refrigerante liberada a la atmósfera durante la vida útil de la bomba del equipo [kg]

Capítulo 1. El calentamiento global de la Tierra y las bombas de calor

1.1 Introducción.

La energía proveniente del Sol es la responsable del clima en la Tierra [1], además calienta su superficie; a su vez la Tierra irradia energía de regreso al espacio. Los gases invernadero (vapor de agua, bióxido de carbono, metano, etc.) atrapan parte de la energía saliente, reteniendo calor, como los vidrios de un invernadero. Sin este “efecto invernadero” natural, la temperatura en la Tierra sería mucho más baja y la vida como la que conocemos no existiría. Sin embargo, surgen problemas cuando la concentración atmosférica de los gases invernadero se incrementa.

A partir de la revolución industrial, la concentración atmosférica de CO₂ se ha incrementado cerca del 30%, la concentración de metano se ha duplicado, y el óxido de nitrógeno se ha incrementado aproximadamente un 15% [1]. Estos incrementos, han ayudado a la capacidad de retención de calor de la atmósfera. Los sulfatos que contienen los aerosoles, son un contaminante común del aire, enfrían la atmósfera al reflejar la luz proveniente del espacio, sin embargo, los sulfatos tienen una vida corta en la atmósfera.

La comunidad científica y varios institutos especializados, en general creen que, el uso de combustibles fósiles y otras actividades humanas son la principal razón del incremento del CO₂ en la atmósfera. La respiración de las plantas y la descomposición de materia orgánica liberan más de diez veces el CO₂ producido por las actividades humanas, pero éste siempre ha estado en equilibrio con el absorbido por la fotosíntesis. Lo que ha cambiado en los últimos cien años es el CO₂ generado por las actividades humanas.

1.2 El cambio climático.

Desde finales del siglo pasado la temperatura global de la superficie se ha incrementado entre 0.3 y 0.6 °C. Los diez años más calientes de este siglo han ocurrido dentro de los últimos quince años. De éstos, 1998 fue el más caliente. La cubierta de nieve en el hemisferio norte y el hielo flotante en el Océano Ártico han disminuido. A lo largo del siglo pasado el nivel del mar se incrementó entre 10 y 25 cm. La precipitación pluvial sobre zonas terrestres se ha incrementado cerca del 1% [1].

El incremento de los gases invernadero parece que acelerará el cambio climático. Los científicos suponen que el promedio de la temperatura de la superficie terrestre podría elevarse entre 0.9 y 3.5 °C para el año 2100, con una variación regional significativa. La evaporación aumentará conforme se caliente el clima, lo cual aumentará la precipitación. La humedad de la tierra disminuirá en algunas regiones [2].

Los resultados mencionados anteriormente, describen supuestos cambios en el clima debido a grandes cambios hipotéticos en la concentración de los gases invernadero. En realidad, estos gases se están incrementando gradualmente con el tiempo. Inicialmente, mucho del exceso de calor es absorbido por los océanos, de una forma que todavía no es entendida completamente. Además, podemos suponer que las fluctuaciones climáticas naturales debido a interacciones entre la atmósfera y los océanos continuarán ocurriendo. Un ejemplo de esto fue el aumento del nivel de los Grandes Lagos en la década de los 1980. A escalas de tiempo reducidas, como una década, las fluctuaciones naturales podrían reducir o aumentar los aparentes cambios producidos por los gases invernadero. Mientras no se entiendan bien estas fluctuaciones los cambios permanentes en el clima serán difíciles de diagnosticar [2].

Los modelos actuales son capaces de simular las variaciones generales debido a la geografía y la época del año del clima mundial. Inclusive algunos modelos han logrado simulaciones exitosas del clima glacial y de las temperaturas extremas encontradas en los planetas.

1.3 Opiniones en contra sobre el calentamiento global de la Tierra.

En esta sección se presenta información que contradice a la presentada anteriormente. El objetivo es conocer otros puntos de vista, investigaciones y conclusiones a las que se han llegado.

La primera valoración científica del Grupo Intergubernamental sobre el Cambio Climático de la Naciones Unidas (IPCC), sostuvo en 1990 que “cuando los modelos atmosféricos más recientes se ejecutan con las

concentraciones actuales de gases invernadero, su simulación del clima es en general realista a gran escala” [3]. El conjunto de modelos existentes en ese momento predijeron que la temperatura promedio debía haberse incrementado entre 1.3 °C y 2.3 °C. Sin embargo, el calentamiento observado desde finales del siglo pasado es de 0.6° C.

El IPCC ahora presenta dos hipótesis: Se sobre estimó el calentamiento o algunas otras emisiones antropogénicas están previniendo el calentamiento. Diversas observaciones de los registros climatológicos, muestran que el clima es menos sensible al cambio en la concentración de los gases invernadero de lo que se había pensado [3].

Todos los modelos climáticos referidos por el IPCC han tenido que ser “ajustados” arbitrariamente para evitar que produzcan climas irreales. Generalmente, no siempre, un incremento adicional del calor que se desplaza al norte es necesario, si no se hiciera este incremento, las regiones polares se mostrarían demasiado frías y los trópicos muy calientes.

Con el nuevo modelo climático del Centro Nacional de Investigación Atmosférica de los Estados Unidos (NCAR) se predice que para el año 2050 la temperatura habrá cambiado 1 °C, si no se emprenden nuevas acciones. Si se supone que las emisiones de gases invernadero comienzan a reducirse en el año 2004, y que en el 2010 alcanzan los niveles que se producían en 1990, y que permanecen constantes a partir de esa fecha y suponiendo que todo el planeta hace lo mismo, entonces la temperatura aumentará 0.87 °C para el año 2050 [3].

El calentamiento que ocurrió durante el siglo pasado consistió principalmente en el aumento de las temperaturas mínimas nocturnas y de los inviernos [4]. Esto provoca temperaturas promedio más altas, pero no más evaporación diurna. Inviernos menos fríos significarían temporadas de crecimiento más largas y menos difíciles en la mayoría de las plantas y animales, produciendo un beneficio considerable para los ecosistemas. Por último, el calentamiento ocurrido ha sido acompañado por un incremento de nubosidad, fenómeno previsto por la mayoría de los modelos climáticos. Esto significa un mundo más cálido que probablemente sería más húmedo, lo que beneficiaría a la flora y fauna.

El CO₂ permanece en la atmósfera por décadas, por lo que las emisiones de cada año son un pequeño porcentaje del total en la atmósfera. En consecuencia, reducciones grandes inmediatas en las emisiones tienen pequeños efectos en las concentraciones de los gases invernadero.

1.4 Acciones realizadas por México ante el cambio climático.

Como puede verse las opiniones en la comunidad científica sobre las consecuencias del calentamiento de la Tierra son encontradas, sin embargo, los gobiernos de todo el mundo han decidido realizar acciones que reduzcan las emisiones de CO₂.

La Convención Marco de Cambio Climático se adoptó durante la Conferencia de las Naciones Unidas sobre Ambiente y Desarrollo (también conocida como "La Cumbre de la Tierra"), en junio de 1992 en Brasil, recibiendo 155 firmas; desde entonces muchos países la han ratificado [5]. Posterior a esta conferencia se han realizado otras con el mismo fin, la más reciente fue en Argentina en 1998 donde se ratificó el Protocolo de Kyoto de 1997. En este protocolo se definió un grupo que está constituido por países en vías de desarrollo (como México). El compromiso de este grupo se reduce a grandes rasgos en realizar, actualizar y publicar periódicamente inventarios de emisiones de gases de invernadero, realizar programas nacionales de mitigación y adaptación, y conservar sumideros de carbono.

A partir de la participación de México en estas conferencias se creó una Coordinación Nacional para la aplicación de lo acuerdos suscritos en la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático, que está formada por un comité intersecretarial el cual está a cargo de desarrollar el Plan Nacional de Acción Climática y de planificar conjuntamente las políticas sobre cambio climático. Dicho comité intersecretarial está formado por:

Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT).

Secretaría de Energía (SENER).

Secretaría de Relaciones Exteriores (SRE).

Secretaría de Economía (SE).

Secretaría de Agricultura, Ganadería, Desarrollo Rural, Pesca y Alimentación (SAGARPA).

Secretaría de Comunicaciones y Transportes (SCT).

Secretaría de Desarrollo Social (SEDESOL).

Dentro de estas entidades gubernamentales se encuentran los siguientes institutos que participan directamente en el plan de acción:

Instituto Mexicano del Petróleo (IMP).

Instituto Nacional de Ecología (INE).

Instituto Nacional de Investigaciones Forestales y Agropecuarias (INIFAP).

Consejo Técnico Consultivo Nacional Forestal.

El INE es el encargado de coordinar los trabajos intersecretariales que se desarrollan.

Para dar cumplimiento a los compromisos contraídos México ha realizado las siguientes acciones:

1. Estudio de País.
2. Plan Nacional de Acción Climática.
3. Oficina Mexicana para la Mitigación de Gases de Invernadero.
4. Inventario Nacional de Emisiones de Gases de Invernadero.
5. México: Escenarios climáticos regionales actuales y previstos.
6. Estudios de Vulnerabilidad:

Agricultura.

Ecosistemas forestales.

Desertificación y sequía meteorológica.

Hidrología.

Zonas costeras.

7. Estudios de Mitigación:

Escenarios de emisiones.

Escenarios de mitigación.

Emisiones del sector energético contra captura forestal.

El Plan Nacional de Acción, en su primera fase, consiste en el análisis de la factibilidad de la implementación de trece tecnologías para la mitigación de emisiones de gases de efecto invernadero, once en el área de energía y dos en el área forestal, así como en su jerarquización en términos de importancia en la reducción de emisiones y de su viabilidad económica:

- Motores eléctricos en el sector industrial.
- Cogeneración industrial.
- Calentadores industriales.
- Iluminación eficiente comercial y residencial.
- Bombeo de aguas negras y potables.
- Transporte de pasajeros en el área metropolitana de la ciudad de México.
- Operadores logísticos para el transporte de carga en el área metropolitana de la ciudad de México.
- Generación eléctrica por viento.
- Sustitución de combustibles en la generación de electricidad (gas natural por combustóleo).
- Cambio en el uso de suelo.

- Ganadería.
- Implementación del lecho fluidizado circulante en la producción de electricidad.
- Calderas.

Los primeros resultados arrojados por este estudio (mayo de 1997) muestran que las emisiones de carbono (C) previstas para el año 2010 (entre 163 y 187 Mton C) podrían reducirse a tan sólo 90 Mton C con el establecimiento de las opciones propuestas:

- Secuestro de 80 Mton C en el sector forestal.
- Las opciones de mitigación en el sector energético evitarían la emisión de 17 Mton C.

Esto significaría que las emisiones per cápita pasarían de las 1.4 o 1.6 Mton C proyectadas para el año 2010 a únicamente 0.77 Mton C.

La Fase 2 del estudio de país tendrá como fin proponer y evaluar la viabilidad de las posibles medidas de adaptación a implementarse en las regiones centro y norte del país, identificadas como las más amenazadas de acuerdo a los resultados de los estudios de vulnerabilidad. Otros estudios que se realizarán incluyen:

- Posibles estrategias conjuntas entre los sectores energético y forestal.
- Capacidad de captura en el campo mexicano contra emisiones del sector energético.
- Instrumentos económicos para la mitigación de emisiones de gases de invernadero, a través de modelos de equilibrio general, para el estudio del impacto de diferentes instrumentos sobre la economía del país.
- Se explora el tema de la Implementación Conjunta como mecanismo de financiamiento de proyectos de mitigación y secuestro de gases de invernadero.

La creación de la Oficina Mexicana para la Mitigación de Gases de Invernadero ofrece un esquema institucional inicial para planificar, coordinar y llevar a cabo acciones y proyectos, en términos de:

- Proponer criterios de evaluación de proyectos por sector.
- Elaborar metodologías específicas.
- Promover proyectos a nivel nacional e internacional.
- Registrar proyectos.
- Dar seguimiento y evaluación a los proyectos.
- Actualizar el inventario nacional de gases de invernadero.
- Proponer estudios sobre proyecciones de emisiones.

- Proponer estudios sobre incentivos para reducción de emisiones de CO₂.
- Servir de enlace con organismos financieros públicos y privados.
- Ser el enlace con las cámaras industriales mexicanas.
- Desarrollar enlaces internacionales bilaterales, trilaterales y multilaterales.
- Crear bases de datos sobre instancias involucradas en la mitigación de emisiones: instituciones de investigación; organismos no gubernamentales; compañías de asesoría, privadas, nacionales e internacionales; servicios de capacitación, etc.
- Elaborar materiales de difusión para la capacitación y la educación ambiental.
- Desarrollar ideas para la estimulación de inversiones en el campo de la mitigación y los mecanismos necesarios de registro, verificación y acreditación que las respalden.

Dentro de los gases invernadero está el grupo de los clorofluorocarbonos (CFC). México promulgó la norma oficial mexicana que regula la producción y uso en el país de los CFC; el INE, centros de investigación y diversas cámaras industriales, que agrupan a fabricantes de dichas sustancias y fabricantes de equipos que las utilizan, trabajaron en conjunto sobre el tema. El resultado de este trabajo fue la *Norma Oficial Mexicana NOM-021-ENER/SCFI/ECOL-2000. Eficiencia energética, requisitos de seguridad al usuario y eliminación de clorofluorocarbonos (CFC) en acondicionadores de aire tipo cuarto. Límites, métodos de prueba y etiquetado*. Dicha norma fue publicada en el Diario Oficial de la Federación el 24 de abril del 2001, en ella se prohíbe el uso de los CFC en la fabricación de equipo nuevo [6]. Existen otras normas que prohíben la utilización de los CFC en otros equipos que también usan a éstos como refrigerantes.

La información detallada sobre las acciones realizadas por México se encuentra en la referencia 5.

La principal instancia no gubernamental que participa directamente en el Plan Nacional de Acción Climática es la UNAM, a través de diferentes centros e institutos. En el periodo 1996-1997 bajo la coordinación del INE, el Instituto de Ingeniería de la UNAM evaluó diez tecnologías energéticas y tres alternativas no energéticas para la mitigación de gases invernadero [7]. Una de estas tecnologías fue la de bombas de calor.

Como se puede ver dentro del Plan Nacional de Acción Climática, que es la respuesta de México a los compromisos contraídos ante la comunidad internacional, entre otras cosas se están analizando diversas tecnologías que contribuyan a mejorar el ambiente, y una de éstas es la de bombas de calor, por eso en este trabajo se tratará de contribuir al estudio de las mismas para que sean usadas en forma óptima.

1.5 Las bombas de calor y el calentamiento global.

El impacto de las bombas de calor en las emisiones de gases invernadero es un campo de reciente estudio. En la mayoría de los países, el sistema energético está basado en el uso de combustibles fósiles, lo cual incrementa las concentraciones atmosféricas de CO₂, el gas que más contribuye al efecto invernadero.

Estudios europeos han supuesto que las bombas de calor podrían cubrir 30% de la demanda global de calor, principalmente en edificios e industrias [8]. Las bombas de calor pueden utilizar los combustibles fósiles de una manera más eficiente que los métodos convencionales de calentamiento. Los incrementos esperados en la eficiencia son del orden del 30 al 50%. La mayoría de las bombas de calor usadas para aire acondicionado y calefacción usan energía eléctrica. Su operación no incrementa las emisiones de CO₂ más allá de las producidas en la generación de electricidad. Aun más, al convertir calor de bajo nivel a uno de más alto, tales unidades puede utilizar no sólo calor de fuentes naturales, si no también calor de desecho que resulta del uso de combustibles fósiles. Esto incrementa la eficiencia del uso de los combustibles y por lo tanto reduce las emisiones de CO₂.

Las bombas de calor requieren de un fluido de trabajo (refrigerante). La mayoría de los fluidos que se utilizan son CFC, sustancias que contribuyen a la destrucción de la capa de ozono y a la generación del efecto invernadero. En el acuerdo de Londres de 1990 [8], se estableció que no debe haber producción de CFC para el año 2000. La pérdida de este fluido durante o al final de la vida útil de la bomba de calor, hacia la atmósfera, reduce el ahorro alcanzado en la mitigación de gases invernadero. Actualmente se desarrollan investigaciones para encontrar fluidos de trabajo que tengan un potencial menor de destrucción de la capa de ozono, ODP, por sus iniciales en inglés, y un potencial de calentamiento global menor, GWP, por sus iniciales en inglés. Como primer paso se utilizarán los clorofluorocarbonos hidrogenados (HCFC). Los acuerdos internacionales marcan que los HCFC también se deben eliminar, debido a que contienen cloro, esta eliminación será en el año 2020 para equipo nuevo y en el 2030 para equipo existente; sin embargo, algunos países están adelantando esta eliminación por su propia iniciativa. La nueva generación de refrigerantes no contiene cloro pero la mayoría son inflamables excepto el HFC-134a. Uno de los objetivos de este trabajo es evaluar algunos refrigerantes alternativos.

Las principales conclusiones a nivel mundial a las que han llegado los investigadores son [8]:

- Las bombas de calor ofrecen un alto potencial en la reducción de emisiones de CO₂, si en la generación de electricidad no se utilizan de manera substancial combustibles fósiles.
- Cuando las emisiones de CO₂ de una caldera son comparadas con aquellas asociadas a una bomba de

calor que utiliza electricidad generada con el mismo combustible de la caldera, se obtiene una reducción del 30% aproximadamente.

- El potencial de reducción de las bombas de calor económicamente viables para reducir las emisiones totales de CO₂ se estima que puede ser hasta de un 4.2 %, y el potencial técnico hasta un 9 %.
- Los CFC son los únicos refrigerantes que contribuyen significativamente al efecto invernadero producido por el hombre, el impacto de otros refrigerantes es despreciable.
- Hay un potencial mayor para incrementar la eficiencia en las bombas de calor que en las calderas.

Capítulo 2. Simulación de la bomba de calor

2.1 Introducción.

Para que las bombas de calor sean utilizadas en la industria, es necesario contar con herramientas computacionales que consideren a éstas en forma adecuada para permitir que el ingeniero diseñe y evalúe las bombas de calor con datos lo más realistas posible. Las herramientas de software pueden ser útiles también para procesar datos medidos (calcular flujos de energía, rendimiento de equipos, etc.) o aun para controlar la misma bomba de calor.

En este capítulo se presenta el principio de operación de las bombas de calor por compresión, y cómo este tipo de bombas de calor pueden simularse utilizando el programa ASPEN PLUS o bien utilizando el programa CICLO 1.0, que fue desarrollado como parte de este trabajo de tesis. A lo largo del capítulo, se describen detalladamente cada uno de los componentes de la bomba de calor y sus ecuaciones correspondientes con las que fueron simulados. Al final del capítulo se presenta una serie de comparaciones entre los resultados obtenidos con el programa CICLO 1.0 y las referencias 10, 19 y 25.

2.2 Principio de operación de las bombas de calor por compresión.

Una bomba de calor puede ser descrita, en general, como una máquina en la cual el calor es elevado desde un nivel de temperatura baja (fuente de calor) a niveles de temperatura más alta (sumidero de calor) con la ayuda de algunos tipos de energía primaria [9]. El coeficiente de operación (COP) en general puede ser independiente del tipo de energía primaria:

$$\text{COP} = \frac{\text{Calor transferido al sumidero de calor}}{\text{Energía suministrada}} \quad (1)$$

El principio de operación de las bombas de calor por compresión, de ciclo cerrado básico, se muestra en la figura 2.1. Para que una bomba de calor funcione es necesario lograr que la entrega y remoción de calor se logre en condiciones cuasi isotérmicas [10]. Para lograr esto, se requiere de un fluido de trabajo el cual cambiará de fase a presiones y temperaturas útiles; aunque en las bombas de calor la función principal del fluido de trabajo es calentar, en este trabajo se le llamará “refrigerante”, ya que así se les denomina comúnmente en la industria. Este refrigerante absorberá calor por evaporación y lo desprenderá por condensación. Estos procesos forman los estados isotérmicos del ciclo. Mediante el compresor se comprime el vapor seco proveniente del evaporador y se descarga en el condensador, donde es condensado. Utilizando una válvula que regula el flujo del refrigerante, éste es expandido del condensador al evaporador. La válvula puede ser un tubo capilar no regulable o una válvula de boquilla regulable, dependiendo del control que se requiera. El proceso de expansión se considera adiabático.

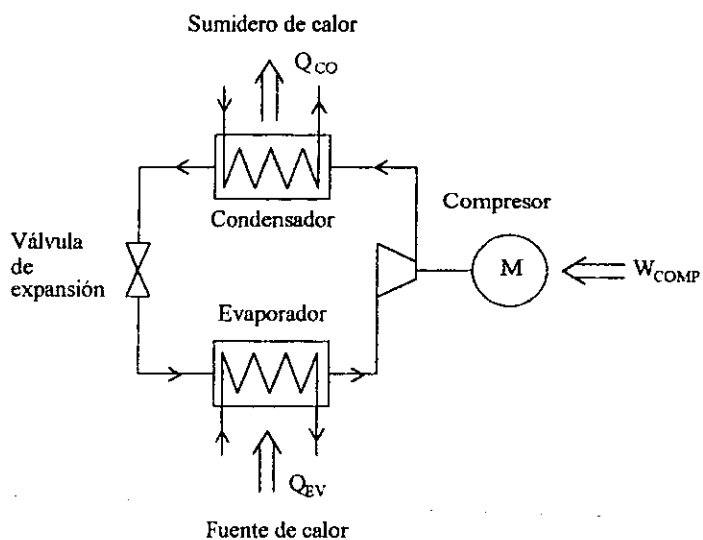


Figura 2.1. Ciclo de compresión cerrado.

Es práctica universal mostrar el ciclo de compresión mecánica de vapor en un diagrama presión-entalpía. En la figura 2.2, se muestra un ciclo ideal. En el punto 2, el refrigerante sale del compresor a alta presión. Debido a que se comprimió vapor seco de forma isoentrópica, el vapor queda sobrecalentado, y debe enfriarse a presión constante antes de que comience la condensación, punto 3. Entre el punto 3 y 4 la condensación continúa a temperatura constante hasta que no queda vapor.

La expansión adiabática puede mostrarse con una recta de 4 a 5. Ésta es una de las razones de porqué el diagrama presión-entalpía es tan conveniente. Para analizar un ciclo, es necesario conocer únicamente el estado del refrigerante a la entrada y a la salida del compresor. Lo restante es cuestión de líneas isobáricas e isoentálpicas.

La evaporación se realiza a presión y temperatura constantes del punto 5 al punto 1. Nótese que la expansión lleva a un estado en dos fases (líquido y vapor), el cual en ocasiones llega a tener hasta un 50 % en peso de vapor, que no es útil.

Entre el punto 1 y el punto 2 se tiene compresión isoentrópica de vapor seco. En la práctica este tipo de compresión no es posible. Otra gran ventaja del diagrama presión-entalpía es que puede medirse de manera directa el flujo de calor en el condensador (Q_{CO}), el flujo de calor en el evaporador (Q_{EV}) y el trabajo en el compresor (W_{COMP}). Puede verse claramente la relación $Q_{CO} = Q_{EV} + W_{COMP}$, y puede calcularse el COP de este ciclo ideal.

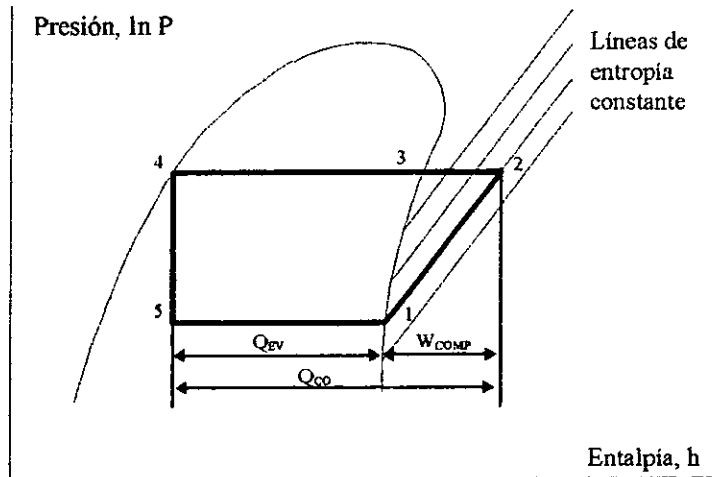


Figura 2.2. Ciclo ideal de compresión de vapor en un diagrama presión-entalpía.

El ciclo de compresión de vapor antes descrito, es idéntico para bomba de calor o para refrigeración, con la salvedad de que en la bomba de calor interesa optimizar el efecto de calentamiento y en un refrigerador, el efecto de enfriamiento. Normalmente es referido como ciclo Rankine inverso, o simplemente como ciclo Rankine. El verdadero ciclo Rankine, sin embargo, es aplicado en el análisis del ciclo de la turbina de vapor usada en la generación de electricidad. Hay dos diferencias entre el ciclo Rankine y la compresión mecánica de vapor; la primera es en dirección ya que el ciclo Rankine libera trabajo por expansión del vapor en la

turbina, y la segunda es que el ciclo Rankine comprime líquido. Para que se tuviera un ciclo Rankine inverso tendría que usarse una máquina de expansión y no una válvula. El hecho de que una máquina de expansión no se use implica que una pequeña cantidad de trabajo se desperdicia, lo que reduce el COP. Se ha visto que el costo de recuperación de este trabajo no se justifica en la mayoría de los casos.

El COP se puede expresar como:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{CO}}}{W_{\text{COMP}}} = \frac{Q_{\text{EV}} + W_{\text{COMP}}}{W_{\text{COMP}}} \quad (2)$$

también puede expresarse como:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{CO}}}{Q_{\text{CO}} - Q_{\text{EV}}} \quad (3)$$

El ciclo ideal de trabajo correspondiente entre la temperatura de sumidero, que en este caso es la del condensador T_{CO} y la temperatura de la fuente, que es la del evaporador T_{EV} , es el ciclo de Carnot, donde T_{EV} y T_{CO} son temperaturas absolutas. El COP para este ciclo es [9]:

$$\text{COP}_c = \frac{T_{\text{CO}}}{T_{\text{CO}} - T_{\text{EV}}} \quad (4)$$

En bombas de calor industriales, se utiliza frecuentemente el subenfriamiento del condensado después del condensador, como se muestra en la figura 2.3. Si el sumidero de calor es una corriente con calor sensible y está sufriendo un cambio de temperatura bajo calentamiento, éste puede ser usado para subenfriamiento del condensado en el camino mostrado en la figura. Esto significa que el calor liberado por el condensador se incrementa sin ningún aumento en el trabajo del compresor, y por tanto, el COP y la capacidad del condensador se incrementan. Debido a que el costo de la inversión extra de un subenfriador, frecuentemente es marginal, su inclusión en muchos casos es económica, al menos cuando el sumidero de calor está en forma líquida. Las mejoras típicas del COP y la capacidad son aproximadamente de 1% por K de subenfriamiento [10].

Teóricamente, la condición del vapor antes de entrar al compresor puede ser vapor saturado, pero en la realidad el vapor es sobrecalentado entre 3 y 18 K para eliminar el riesgo de que llegue líquido al compresor y lo dañe [10].

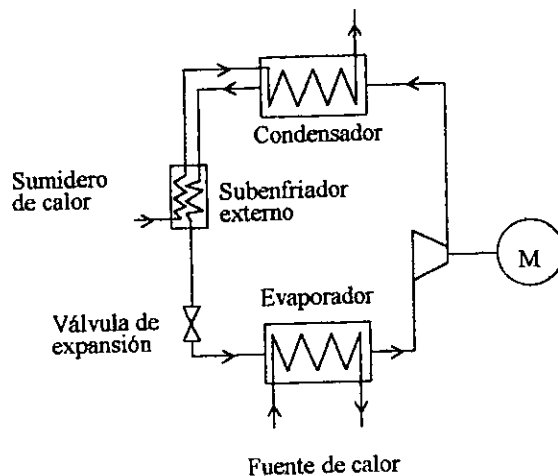


Figura 2.3. Ciclo de compresión cerrado simple con subenfriador.

Parte fundamental de esta tesis fue desarrollar el modelo de una bomba de calor por compresión, dicho modelo se hizo de dos formas. La primera, fue utilizando un programa comercial llamado ASPEN PLUS y la segunda fue desarrollando un programa en código C++, llamado CICLO 1.0. Primeramente se simuló el ciclo ideal (figura 2.2), mediante las dos formas antes mencionadas, para después ir integrando sucesos tales como: caídas de presión en los componentes, subenfriamiento, sobrecalentamiento, etc.

2.3 Simulación del ciclo ideal de la bomba de calor con el programa ASPEN PLUS®.

ASPEN PLUS es un programa que permite predecir el comportamiento de un proceso utilizando relaciones básicas de ingeniería, como balances de masa y energía, equilibrio químico y de fases [11]. Proporcionándole datos termodinámicos confiables, condiciones de operación reales y rigurosos modelos de los equipos, se puede simular el comportamiento real de una planta.

Un proceso en ASPEN PLUS consiste en mezclar, separar, calentar, enfriar y transformar sustancias con diversos equipos. Estas sustancias son transferidas de un equipo a otro a través de corrientes.

En general se puede traducir un proceso real a una simulación en ASPEN PLUS siguiendo los siguientes pasos:

1. Definir el diagrama de operación del proceso. Para hacer esto se requiere:
 - Definir las operaciones que realizan los equipos dentro del proceso.

- Seleccionar el modelo adecuado en Aspen Plus que simula cada operación
 - Definir mediante corrientes, la forma en que están interconectados los equipos.
2. Especificar las sustancias químicas que hay en el proceso. Se pueden seleccionar del banco de datos de Aspen o ser definidas por el usuario.
 3. Elegir el modelo termodinámico adecuado existente dentro de la librería de ASPEN PLUS que genere las propiedades físicas de las sustancias.
 4. Especificar la cantidad de flujo y las condiciones termodinámicas (por ejemplo, temperatura y presión) en las corrientes del proceso.
 5. Especificar las condiciones de operación del equipo usado en el diagrama.

Para simular una bomba de calor que opera con el ciclo de compresión de vapor ideal, se introdujeron los componentes y se definieron las condiciones de operación. El diagrama especificado en ASPEN PLUS se muestra en la figura 2.4.

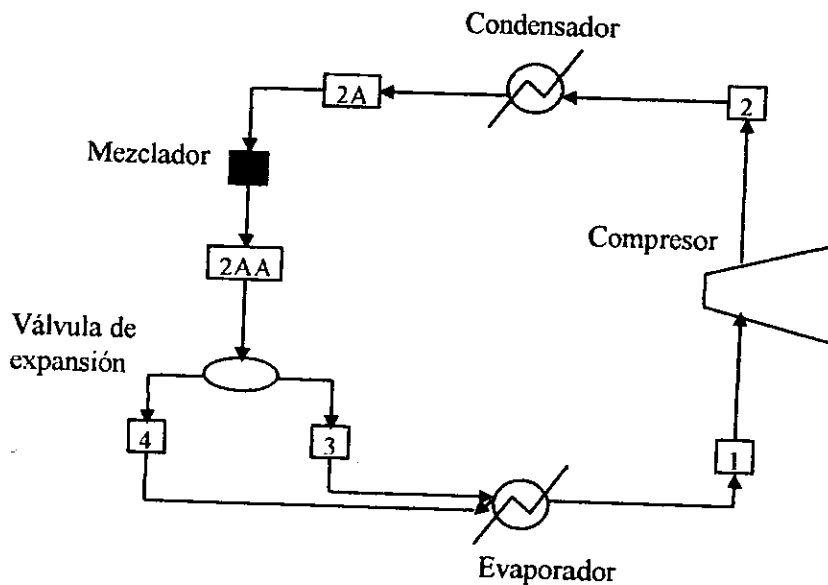


Figura 2.4. Diagrama de la bomba de calor en ASPEN PLUS.

A continuación se hace una breve descripción de cada uno de los componentes indicando el nombre del equipo dentro de ASPEN PLUS que simula la operación y los datos que hay que introducir en cada uno.

Primeramente debe aclararse que al interconectar los componentes ASPEN PLUS crea automáticamente corrientes de fluidos que entran y salen, según sea el componente que se utilice; en dichas corrientes se debe especificar: temperatura, fracción de vapor o presión, flujo másico y sustancia utilizada. Para el circuito del

refrigerante sólo se tiene que especificar una corriente, en la figura 2.4 se muestra esta corriente con el nombre 2AA.

Corriente 2AA (STREAM) .- Temperatura: en este caso la proveniente del condensador; fracción de vapor: 0%; flujo másico del refrigerante: se han indicado diversos valores; sustancia: el refrigerante utilizado (sólo se utilizaron el amoniaco y el CFC-11).

Compresor (COMPR) .- Con esta opción se puede simular un compresor politrópico, de desplazamiento positivo o uno isoentrópico, también se puede simular una turbina isoentrópica. Para compresores politrópicos únicamente se puede manejar fluidos en una fase. Para compresores y turbinas isoentrópicas se pueden manejar fluidos en 1,2 o 3 fases. COMPR también permite especificar curvas de comportamiento del compresor como carga contra flujo y potencia contra flujo, o bien especificar curvas adimensionales como coeficiente de carga contra coeficiente de flujo. También indica la velocidad de la flecha.

Las opciones utilizadas en la simulación fueron las siguientes. Tipo: isoentrópico; relación de compresión: se introdujeron diversos valores, en vez de relación de compresión se le puede dar potencia, presión de salida o temperatura de salida, pero sólo permite una opción; eficiencia isoentrópica: 100%, puede darse el valor deseado; eficiencia mecánica: 100%, puede darse el valor deseado.

Condensador (HEATER) .- Con esta opción se pueden simular calentadores, enfriadores, un lado de un intercambiador de calor o bien mezcladores no adiabáticos. Cuando se especifican las condiciones de salida, HEATER determina las condiciones térmicas y de fase.

Las opciones utilizadas en la simulación fueron las siguientes. Temperatura de salida: la de líquido saturado, no se indicó subenfriamiento; fracción de vapor a la salida del condensador: 0%, en vez de la fracción de vapor se puede indicar la presión de salida. También se puede especificar el flujo de calor o bien dejar que Aspen lo calcule.

Mezclador (MIXER) .- Este componente se introdujo para cerrar el circuito del refrigerante, ya que en ASPEN PLUS no es posible la conexión directa de la corriente de salida del condensador a la corriente 2AA. Este componente no afecta en lo más mínimo al ciclo termodinámico, ya que no realiza ninguna operación sobre éste. Lo único que puede especificarse es la caída de presión: 0, al ser cero la caída de presión se nulifican los efectos que pudiera causar la inclusión de este componente al ciclo termodinámico.

Válvula de expansión (FLASH2).- Temperatura de salida: la de vapor saturado; flujo de calor: 0 (válvula adiabática). Este componente entrega dos corrientes de salida, una de vapor (la 3 del diagrama) y una de líquido (la 4 del diagrama).

Evaporador (HEATER) .- Temperatura de salida: la de vapor saturado, no se indicó sobrecalentamiento; fracción de vapor a la salida del evaporador: 100%, en vez de la fracción de vapor se puede indicar la presión de salida. También se puede especificar el flujo de calor o bien dejar que ASPEN PLUS lo calcule.

Los resultados obtenidos de la simulación con ASPEN PLUS se compararon con los obtenidos con el programa desarrollado en código C++ y con otros datos de literatura especializada [12], y se encontró que coinciden entre sí.

También se debe indicar: sistema de unidades, sustancia utilizada, modelo para calcular las propiedades físicas de la sustancia, subrutinas dentro del modelo termodinámico y resultados que se desean.

Como puede verse, el simular una bomba de calor con ASPEN PLUS en la que se consideren caídas de presión en el evaporador y condensador, y eficiencia isoentrópica del compresor sería sencillo, ya que cada uno de los modelos que utiliza cuenta con las opciones correspondientes. Sin embargo, la versión con la que se cuenta no contiene los modelos para calcular las propiedades termodinámicas de los nuevos refrigerantes (HFC-404A, HFC-407C, HFC-410A y HFC-507 por mencionar algunos). El desarrollar estos modelos es una tarea muy difícil ya que se tienen que modificar las subrutinas de ASPEN PLUS que hacen éstos cálculos; estas modificaciones incluyen el tener que generar programas de cómputo en FORTRAN®.

Debido a que aun utilizando ASPEN PLUS se tendrían que realizar programas de cómputo adicionales, se decidió no utilizarlo y en vez de él, continuar desarrollando el programa CICLO 1.0, escrito en código C++. Este programa no cuenta con subrutinas que modelen las propiedades de los refrigerantes, sino que éstas son leídas de una base de datos generada con REFPROP®.

2.4 Generación de la base de datos de refrigerantes con el programa REFPROP®.

REFPROP® es un programa desarrollado por el NIST (National Institute of Standards and Technology) [14], contiene tres modelos para calcular las propiedades termodinámicas de las sustancias puras, éstos son: la ecuación de estado modificada de Benedict-Webb-Rubin, la ecuación de estado de Helmholtz y un modelo de correspondencia de estados extendidos. Para las mezclas utiliza un modelo desarrollado por Tilner-Roth y Lemmon. Este modelo utiliza reglas de mezcla y aplica la ecuación de Helmholtz a los componentes de la mezcla y también aplica una función, la cual considera la desviación respecto a una mezcla ideal. Esto permite el uso de ecuaciones de estado muy precisas para los componentes puros, y las propiedades de la mezcla se reducen exactamente conforme a la fracción molar de los componentes puros. Los coeficientes numéricos de los modelos para cada fluido están guardados en archivos separados.

REFPROP utiliza los modelos más precisos que hay en la actualidad [14], pero se debe estar consciente de que la incertidumbre en estos modelos varía considerablemente dependiendo del fluido, propiedad y fase. De tal manera que es imposible dar un solo valor a la incertidumbre. Aun para los fluidos más estudiados con ecuaciones de estado basadas en datos precisos para un amplio rango, la incertidumbre es una función complicada de la temperatura y la presión.

Como ya se dijo anteriormente, CICLO 1.0 no genera los valores de las diferentes propiedades termodinámicas a partir de ecuaciones, sino que los toma de una base de datos.

En la figura 2.5, se muestra un diagrama presión-entalpía en el que se presentan tres ciclos: el ciclo ideal mostrado por los puntos 1-2-3-4-5; un ciclo “cuasi ideal” en el que se incorpora el subenfriamiento y el sobrecalentamiento pero se mantiene la compresión isoentrópica, 1a-2a-3-4-4a-5a; y un ciclo al que se llamará “real”, en el que se consideran sobrecalentamiento, subenfriamiento, caídas de presión en el evaporador y el condensador y una compresión no isoentrópica, 1b-2b-3b-4b'-4b-5b. Todos estos estados termodinámicos deben de ser conocidos por el programa para que pueda hacer una evaluación de la bomba de calor y sus componentes.

La base de datos consta de ocho archivos para cada refrigerante utilizado. Cada uno de estos archivos está relacionado con un determinado punto de la figura 2.5, y contiene datos de presión, temperatura, volumen específico, entalpía específica y entropía específica de dicho punto. Para crear siete de los archivos mencionados, se parte de un archivo base que contiene los datos de saturación de las cinco propiedades

mencionadas, en el rango de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ con incrementos de $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se decidió que el rango de temperatura de evaporación fuera de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el de condensación de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

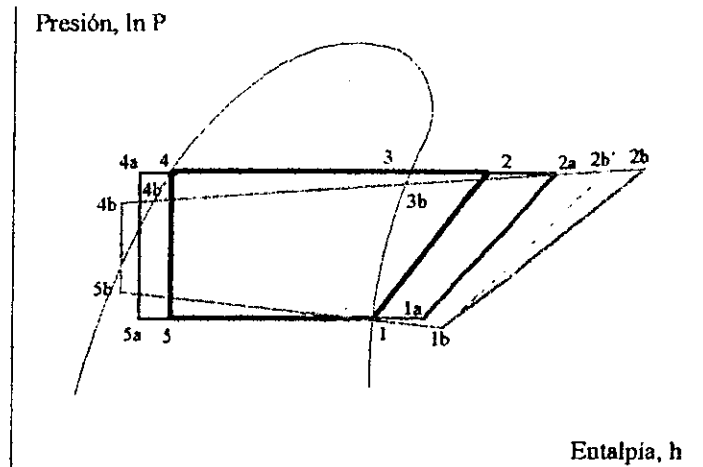


Figura 2.5. Ciclo ideal, "cuasi ideal" y "real".

El archivo base se creó directamente con REFPROP. Para crear los siete archivos restantes se desarrollaron programas en código C++ que funcionan de la siguiente forma:

Programa 1 (para determinar el punto 1a).- Lee el archivo que contiene los datos de saturación (archivo base) y extrae los valores de presión en el rango de evaporación. Los datos de presión son combinados con la temperatura correspondiente aumentada en 5, 10 y 15 $^{\circ}\text{C}$. Así se genera un archivo que contiene las presiones y temperaturas del punto 1a de la figura 2.5. Este archivo se introduce en REFPROP para que determine el volumen específico de vapor, entalpía específica de vapor y entropía específica de vapor; así por último, se obtiene el archivo que contiene los valores de las cinco propiedades termodinámicas en el punto 1a.

Programa 2 (para determinar el punto 1b).- Lee el archivo que contiene los datos de saturación (archivo base) y extrae los valores de presión en el rango de evaporación y los multiplica por valores que van de 0.98 a 1, con incrementos de 0.001 (en la siguiente sección se explicará el porqué). Los datos de presión son combinados con la temperatura correspondiente aumentada en 5, 10 y 15 $^{\circ}\text{C}$. Así se genera un archivo que contiene las presiones y temperaturas del punto 1b de la figura 2.5. Este archivo se introduce en REFPROP para que determine el volumen específico, la entalpía específica de vapor y la entropía específica de vapor;

así por último se obtiene el archivo que contiene los valores de las cinco propiedades termodinámicas en el punto 1b.

Programa 3 (para determinar el punto 2a).- Lee el archivo que contiene los datos de saturación (archivo base) y extrae los valores de presión en el rango de condensación. Los datos de presión son combinados con los datos de entropía del punto 1a. Así se genera un archivo que contiene las presiones y entropías del punto 2a de la figura 2.5. Este archivo se introduce en REFPROP para que determine la temperatura, el volumen específico de vapor y la entalpía específica de vapor; así por último se obtiene el archivo que contiene los valores de las cinco propiedades termodinámicas en el punto 2a.

Programa 4 (para determinar el punto 2b).- Lee el archivo que contiene los datos de saturación (archivo base) y extrae los valores de presión en el rango de condensación. Los datos de presión son combinados con valores de temperatura en el rango de 50 a 220 °C, esto debido a que el valor de la entalpía con la que sale el vapor del compresor depende de la eficiencia del mismo y no se conoce a priori. Así se genera un archivo que contiene las presiones y temperaturas del punto 2a de la figura 2.5. Este archivo se introduce en REFPROP para que determine el volumen específico de vapor, entalpía específica de vapor y entropía específica de vapor; así por último se obtiene el archivo que contiene los valores de las cinco propiedades termodinámicas en el punto 2b.

Programa 5 (para determinar el punto 4a).- Lee el archivo que contiene los datos de saturación (archivo base) y extrae los valores de presión en el rango de condensación. Los datos de presión son combinados con los datos de temperatura de condensación disminuidos en 5 y 10 °C. Así se genera un archivo que contiene las presiones y temperaturas del punto 4a de la figura 2.5. Este archivo se introduce en REFPROP para que determine el volumen específico de líquido, entalpía específica de líquido y entropía específica de líquido; así por último se obtiene el archivo que contiene los valores de las cinco propiedades termodinámicas en el punto 4a.

Programa 6 (para determinar el punto 4b).- Lee el archivo que contiene los datos de saturación (archivo base) y extrae los valores de presión en el rango de condensación y los multiplica por 0.9 (ya que se considera un 10% de caída de presión). Los datos de presión son combinados con los datos de temperatura de condensación disminuidos en 5 y 10 °C. Así se genera un archivo que contiene las presiones y temperaturas del punto 4b de la figura 2.5. Este archivo se introduce en REFPROP para que determine el

volumen específico de líquido, entalpía específica de líquido y entropía específica de líquido; así por último se obtiene el archivo que contiene los valores de las cinco propiedades termodinámicas en el punto 4b.

Programa 7 (para determinar el punto 5b).- Lee el archivo que contiene los datos de saturación (archivo base) y extrae los valores de presión en el rango de evaporación y los multiplica por 1.1 (ya que se considera un 10% de caída de presión). Los datos de presión son combinados con los datos de entalpía del punto 4b. Así se genera un archivo que contiene las presiones y entalpías del punto 5b de la figura 2.5. Este archivo se introduce en REFPROP para que determine la temperatura, el volumen específico y la entropía específica; así por último se obtiene el archivo que contiene los valores de las cinco propiedades termodinámicas en el punto 5b.

2.5 Simulación del ciclo ideal de la bomba de calor con un programa desarrollado con código C++.

Fueron dos las razones para simular el ciclo ideal de la bomba de calor: a) Tener un modelo inicial, al cual se le pueden introducir efectos propios de cada componente, hasta llegar al modelo del ciclo “real”; b) Tener un modelo cuyos resultados, se compararan con la simulación de ASPEN PLUS y con otros datos de literatura especializada [12].

En referencia a la figura 2.2, el COP de una bomba de calor puede definirse como:

$$\text{COP} = (h_2 - h_4)/(h_2 - h_1) \quad (5)$$

Debido a que la compresión es isoentrópica, $s_1 = s_2$, la entalpía en 2 es:

$$h_2 = h(P_{CO}, s_1) \quad (6)$$

Para poder comparar el desempeño termodinámico de los diferentes refrigerantes a una misma condición de operación es muy útil conocer lo siguiente:

El flujo másico de refrigerante: $m = Q_{CO} / (h_2 - h_4)$ (7)

El flujo de calor en el evaporador: $Q_{EV} = m (h_5 - h_1)$ (8)

La potencia en el compresor: $W_{COMP} = m (h_2 - h_1)$ (9)

La relación de compresión: $RC = P_{CO} / P_{EV}$ (10)

La capacidad volumétrica del refrigerante: $CapVol = (Q_{CO}/m) / v_1$ (11)

donde:

h es la entalpía específica.

P_{CO} es la presión en el condensador.

P_{EV} es la presión en el evaporador.

v_1 es el volumen específico.

El programa resuelve las ecuaciones anteriores y lee los datos necesarios de las diferentes propiedades termodinámicas para cada uno de los diferentes refrigerantes de unos archivos que contienen los datos de líquido y vapor saturado, y fueron hechos con el programa REFPROP. Los datos que deben introducirse al programa son: Q_{CO} , T_{CO} y T_{EV} , nótese que éstas dos últimas son temperaturas de saturación.

2.6 Simulación del ciclo real de la bomba de calor con CICLO 1.0.

En la figura 2.5 se representa un ciclo de compresión de vapor definido por los puntos 1b- 2b- 4b- 5b, al cual se ha llamado "real", se nombró así porque de los tres ciclos presentados en la figura, éste es el que más se acerca a la realidad. Aceptando que para simular a detalle un proceso real, tan complejo como el de la bomba de calor, tendría que hacerse un análisis de cada componente en el que se involucraran las ecuaciones de continuidad, momento y energía en estado transitorio. Sin embargo, como se demostrará más adelante, haciendo varias simplificaciones, se obtienen resultados lo suficientemente cercanos a la realidad, que permitirán diseñar una bomba de calor.

El programa fue desarrollado en lenguaje C++, y se le ha llamado CICLO1.0. Se emplearon modelos matemáticos muy sencillos para simular cada componente. Las suposiciones generales hechas en el ciclo son:

- Operación de la bomba de calor en estado permanente.
- Las pérdidas de calor en los componentes son despreciables, excepto en el compresor.
- Proceso de compresión no isoentrópica.
- Proceso de expansión isoentálpica.
- Los procesos de condensación y evaporación no son a presión constante.
- Existe subenfriamiento del refrigerante en el condensador.

- Existe sobrecalentamiento del refrigerante en el evaporador.

Además de las suposiciones anteriores, se hicieron otras que serán mencionadas al describir el componente correspondiente. Cabe mencionar, que de quince referencias relacionadas directamente con simulación, en cinco de ellas (13, 15-18), se encontró que hacen las mismas suposiciones generales. En las otras diez (19-30) o no se considera el subenfriamiento y sobrecalentamiento, o se consideran procesos de evaporación y condensación a presión constante, o bien la compresión es isoentrópica.

A continuación se describirá cada uno de los componentes del sistema.

2.6.1 Válvula de expansión.- Se considera que opera de forma ideal produciendo una expansión isoentálpica.

2.6.2 Compresor.- En un compresor, es esencial trabajar únicamente con vapor y para este propósito, se aplica un determinado sobrecalentamiento al refrigerante antes de que entre al compresor, esto se muestra en la figura 2.5 donde el punto 1 cambia al 1b; este sobrecalentamiento da un margen de seguridad para reducir el riesgo de que entre líquido al compresor. Una desventaja del sobrecalentamiento es que el compresor deberá aumentar de tamaño porque manejará vapor menos denso para un mismo flujo másico. Se tiene como antecedente, que en la generalidad de los casos, los grados de sobrecalentamiento fluctúan entre 3 y 10 K; sin embargo, se han encontrado casos en que el sobrecalentamiento es tan sólo de 1K [19] y otros en que llega a ser de hasta de 50 K [29]. Para efectos de esta tesis el sobrecalentamiento podrá ser entre 1 K y 15 K, con incrementos de 1 K.

En la sección 2.4, se menciona que la base de datos está construida con valores para sobrecalentamientos fijos de 5 K, 10 K y 15 K; por lo que cuando se indica otro valor de sobrecalentamiento, el programa (CICLO 1.0) interpola para encontrar los valores de las propiedades termodinámicas necesarias. El algoritmo de interpolación consiste en una aproximación polinómica [49].

Un problema más importante, es que la temperatura a la salida del compresor aumenta, esto debido a la compresión del refrigerante, y para muchos compresores una temperatura muy alta es una limitante, ya que se puede dañar la válvula de descarga. Todo esto se traduce en un aumento de entalpía relacionado directamente con la eficiencia isoentrópica, la cual se define con la siguiente relación (ver figura 2.5):

$$\eta_{is} = \frac{h_{2b'} - h_{1b}}{h_{2b} - h_{1b}} \quad (12)$$

donde η_{is} es la eficiencia isoentrópica y $h_{2b'}$ es la entalpía resultante de la compresión isoentrópica. Esta eficiencia debe de ser conocida para calcular el trabajo que se debe suministrar al compresor.

Otro parámetro importante de un compresor es su eficiencia volumétrica (η_{vol}), esto es, la razón de la masa de refrigerante que se desplaza en cada revolución entre la que debería de ser desplazada teóricamente, efecto debido a la recirculación dentro del compresor. Ésta cobra importancia porque determina el tamaño del compresor y por lo tanto su costo.

Se modelaron tres tipos de compresor: de tornillo, recíprocante y scroll. Para cada uno de ellos, se introdujeron las ecuaciones para conocer su eficiencia isoentrópica y volumétrica, las cuales están basadas en datos experimentales. Para cada pareja de refrigerante y aceite lubricante existe un conjunto de coeficientes. En el caso del compresor de tornillo, debido a la falta de datos, se utilizarán los coeficientes del CFC-12; para los otros compresores, las referencias no especifican a que refrigerantes corresponden los coeficientes.

Compresor de tornillo [20]:

$$\eta_{is} = 0.815 - 0.02 \left(\frac{P_{CO}}{P_{EV}} \right) \quad (13)$$

$$\eta_{vol} = 0.95 - 0.0045 \left(\frac{P_{CO}}{P_{EV}} \right) \quad (14)$$

Compresor recíprocante [30]:

$$\eta_{is} = 0.65 - 0.0128 \left(\frac{P_{CO}}{P_{EV}} - 4.2 \right)^2 \quad (15)$$

$$\eta_{vol} = 1 - 0.03 \left(\frac{(P_{CO} + 10)}{(P_{EV} - 5)} - 1 \right) \quad (16)$$

Compresor scroll [31]:

$$\eta_{is} = 0.93 - 0.046 \left(\frac{P_{CO}}{P_{EV}} \right) \quad (17)$$

$$\eta_{vol} = 1 - 0.03 \left(\frac{(P_{CO} + 10)}{(P_{EV} - 5)} - 1 \right) \quad (18)$$

Como puede verse, la combinación de refrigerante y aceite no se toma en cuenta en la variación de la eficiencia, sino que únicamente se considera la relación de presiones.

2.6.3 Condensador.- Es la parte de la bomba de calor de donde se toma el calor útil que se integrará al proceso. En esta sección del trabajo se utilizará indistintamente el término condensador o intercambiador. Básicamente se trata de aumentar a una temperatura determinada una corriente conocida de aire o agua, al decir conocida, se habla de que generalmente se conocen el flujo másico y la temperatura inicial. Con estos datos puede hacerse un balance de calor [31]:

$$Q_{CO} = m_a * C_p * (T_{ai} - T_{ao}) \quad (19)$$

donde:

m_a es el flujo másico de la sustancia a calentar.

C_p es el calor específico a presión constante de la sustancia a calentar. Se considera constante.

T_{ai} es la temperatura de la corriente a la entrada del condensador.

T_{ao} es la temperatura de la corriente a la salida del condensador.

Cuando el fluido a calentar es aire, debe recordarse que éste es una mezcla de gases, y hay que tener un conocimiento cabal de sus propiedades termodinámicas y de su comportamiento [32]. Esta mezcla se modelaron como una combinación de aire seco y vapor de agua, ambos tratados como gases ideales; se llamó a esta mezcla "aire húmedo". La humedad tiene gran influencia tanto en la comodidad humana como en procesos industriales; y puede variar desde cero hasta la saturación a una temperatura dada.

La presión total del aire húmedo es la presión barométrica del lugar (P_{bar}), y su temperatura es la temperatura de bulbo seco (T_{bs}). La cantidad de vapor de agua contenida en el aire se conoce como humedad absoluta (w) y se define como [33]:

$$w = m_v / m_{as} \quad (20)$$

donde m_v es masa de vapor de agua y m_{as} es la masa de aire seco.

Usando el modelo de la presión parcial de Dalton y utilizando la ecuación del gas ideal para el aire seco y el vapor de agua, podemos expresar el contenido de humedad como:

$$w = \frac{M_v P_v V / \mathcal{R}T}{M_{as} P_{as} V / \mathcal{R}T} = \frac{M_v P_v}{M_{as} P_{as}} = 0.622 \frac{P_v}{P_{bar} - P_v} \quad (21)$$

donde:

M_v es el peso molecular del agua.

P_v es la presión parcial del vapor de agua.

M_{as} es el peso molecular del aire seco.

P_{as} es la presión parcial del aire seco.

V es el volumen del aire húmedo.

T es la temperatura del aire húmedo.

\mathcal{R} es la constante universal de los gases.

La humedad relativa (HR) se define como la razón de la presión parcial de vapor de agua contenida en la mezcla a la presión parcial del vapor de agua cuando la mezcla está saturada (P_s) a la temperatura de bulbo seco de la mezcla, es decir: $HR = P_v / P_s$.

La entalpía del aire húmedo la podemos conocer con la siguiente ecuación:

$$h = h_{as}(T_{bs}) + w * h_v(T_{bs}) \quad (22)$$

donde:

h_{as} es la entalpía del aire seco evaluada a la temperatura de bulbo seco de la mezcla.

h_v es la entalpía del vapor de agua evaluada a la temperatura de bulbo seco de la mezcla.

Por lo tanto cuando la substancia a calentar es aire, la ecuación de flujo de calor en el condensador es:

$$Q_{CO} = m_a * (h_{ai} - h_{ao}) \quad (23)$$

donde:

m_a es el flujo másico de aire a calentar.

h_{ai} es la entalpía de la corriente de aire a la entrada del condensador.

h_{ao} es la entalpía de la corriente de aire a la salida del condensador.

Las pérdidas de calor hacia el ambiente se consideran despreciables. Como ya se dijo, un rasgo distintivo de esta simulación es que considera la caída de presión en el condensador y en el evaporador; sin embargo, no la calcula, sino que es un valor fijo para cualquier condición de operación de la bomba de calor y para cualquiera de los diferentes condensadores que se simulan. El valor de la caída de presión es del 10% de la

que se tiene a la salida del compresor. Se tomó este valor porque es utilizado en el análisis de pequeños refrigeradores [13] y en el de instalaciones industriales [16].

Una técnica común de modelar el condensador es mediante el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD). Es una aproximación sin detalle, ya que no se indican: el material del que está construido el condensador, ni el número de tubos, ni el diámetro de los tubos, etc.; sin embargo, se obtiene una buena representación de la conductancia global del condensador [34]. Primeramente se analizará un intercambiador a contraflujo y después se extenderá el análisis a uno de coraza y tubos. La diferencia de temperatura media logarítmica entre el refrigerante y el fluido a calentar, en referencia a la figura 2.5 y a la ecuación 19, se calcula de la siguiente forma:

$$LMTD = \frac{(T_{4b} - T_{ai}) - (T_{2b} - T_{ao})}{\ln \left[\frac{(T_{2b} - T_{ao})}{(T_{4b} - T_{ai})} \right]} \quad (24)$$

y el flujo de calor queda:

$$Q_{CO} = U \cdot A \cdot (LMTD) \quad (25)$$

donde $U \cdot A$ es la conductancia global.

El análisis anterior es válido únicamente cuando la condensación y evaporación son realizadas en forma isotérmica [35], y en nuestro caso eso no se cumple por dos razones: a) existe caída de presión por lo que la temperatura de vapor saturado es diferente a la de líquido saturado; y b) en las mezclas de refrigerantes no azeotrópicos los procesos de evaporación y condensación no son isotérmicos. Por lo tanto se realizará un análisis ligeramente diferente.

En un condensador típico hay tres regiones de transferencia de calor que son: la de vapor sobrecalentado, la de condensación y la de líquido subenfriado. La posición de estas regiones y la distribución de temperatura en los dos fluidos depende del tipo de flujo y del arreglo geométrico del condensador [29]. A la entrada del condensador, el vapor del refrigerante es enfriado hasta que su temperatura se reduce a la de saturación, entonces el refrigerante se condensa y al final es subenfriado unos grados por debajo de la temperatura de saturación.

En la figura 2.6, puede verse cómo en un condensador de coraza y tubos el fluido a calentar puede entrar y salir en una región de condensación más de una vez. Es extremadamente complicado simular esto, y por lo tanto se requiere de un modelo más sencillo. La simplificación se muestra en la figura 2.7, donde se supone

que las tres regiones no se mezclan, lo cual lleva a un análisis de tres condensadores conectados en serie que pueden ser estudiados por separado, cuya suma de áreas es igual a la de un solo condensador.

Siguiendo a Domanski y a McLinden [17], se supondrá el mismo coeficiente global de transferencia de calor, U , en cada región del intercambiador. Esta suposición tiene diferentes grados de validez dependiendo de la aplicación; por ejemplo, para condensadores enfriados por aire, como los refrigeradores domésticos se aproxima bastante bien debido a que la mayor parte de la resistencia de transferencia de calor está en el lado del aire; en el caso de evaporadores con convección forzada, como los usados en acondicionadores de aire, esta suposición no es tan rigurosa; por último en intercambiadores de coraza y tubos para enfriar o calentar líquidos, es menos válida la suposición de U constante. Para determinar de forma más cercana a la realidad el coeficiente global U , es necesario conocer cada uno de los coeficientes locales de transmisión de calor, lo que implica realizar el diseño mecánico de los intercambiadores, labor que está fuera del alcance de este trabajo; sin embargo, se pretende en el futuro añadir a CICLO 1.0 otros tipos de intercambiadores, así como integrar el diseño mecánico, lo que permitirá desarrollar mejores modelos de simulación. Por el momento en este trabajo, y teniendo conciencia de las limitaciones del modelo, se asumirá válida la suposición de U constante, para una primera comparación de refrigerantes a niveles de COP.

Considerando que $Q_{CO} = \sum Q_i$, y que $Q_i = U \cdot A_i \cdot LMTD_i$ (donde A_i y $LMTD_i$ son el área de transferencia y la $LMTD$ de cada región), se obtiene una ecuación en la que la $LMTD$ del intercambiador es la media de las $LMTD$ de cada región multiplicadas por la fracción de área a la que corresponde, es decir:

$$LMTD = \frac{A_1}{A} LMTD_1 + \frac{A_2}{A} LMTD_2 + \frac{A_3}{A} LMTD_3 \quad (26)$$

donde A es el área total de transferencia del condensador.

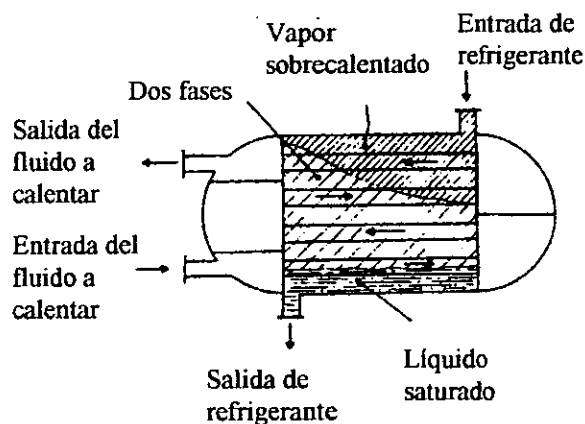


Figura 2.6. Flujo real.

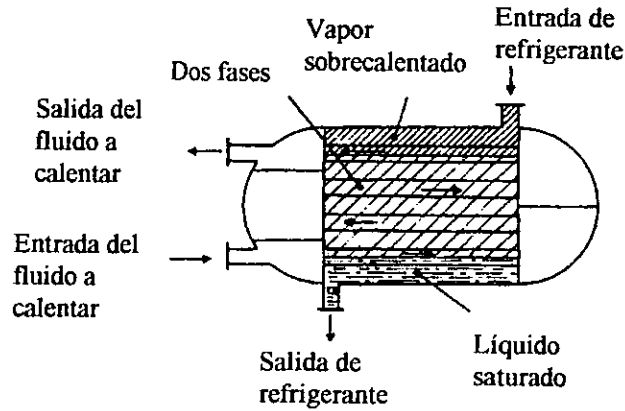


Figura 2.7. Flujo idealizado.

Observando que $UA_i = Q_i / LMTD_i$, se obtiene una relación alterna en la que la LMTD queda en función del calor transferido en cada región:

$$\frac{1}{LMTD} = \frac{Q_1}{Q_{co}LMTD_1} + \frac{Q_2}{Q_{co}LMTD_2} + \frac{Q_3}{Q_{co}LMTD_3} \quad (27)$$

En este análisis, la caída de presión a través del condensador se ha supuesto linealmente proporcional al área de transferencia, es decir:

$$\frac{\Delta P_i}{\Delta P} = \frac{A_i}{A} \quad (28)$$

donde ΔP_i es la caída de presión de una determinada región y ΔP es la caída de presión a lo largo de todo el condensador, en este trabajo $\Delta P = 10\%$ de P_{co} .

Debido a que no se conocen las áreas de cada región, ni el área total, se hará la siguiente suposición:

$$\frac{\Delta P_i}{\Delta P} = \frac{Q_i}{Q_{co}} \quad (29)$$

es decir, que la caída de presión en cada región es proporcional al flujo de calor en dicha región.

Para poder conocer las $LMTD_i$, es necesario conocer las temperaturas de entrada y salida de cada región en el lado del refrigerante y las correspondientes del fluido que se calienta. Del lado del refrigerante, una vez que se han indicado la presión a la salida del compresor y su eficiencia isoentrópica, se puede conocer la temperatura en este punto, que se considera es la de entrada al condensador, punto 2b de la figura 2.5. Refiriéndonos a esta figura, las temperaturas en 3b y 4b' se pueden conocer calculando la presión en dichos

puntos ya que son estados de saturación. Para conocer estas presiones, se requiere conocer el flujo de calor en cada sección, el cual tampoco se conoce; lo que se hizo fue calcular la relación entre el flujo de calor de cada sección respecto al total del ciclo “cuasi real” y suponer que se mantiene dicha relación en el ciclo “real”. Así las presiones son:

$$P_{3b} = P_{2b} \left[1 - \left\{ \left(\frac{h_{2a} - h_3}{h_{2a} - h_{4a}} \right) * \Delta P \right\} \right] \quad (30)$$

$$P_{4b'} = P_{2b} \left[1 - \left\{ \left(\frac{h_{2a} - h_4}{h_{2a} - h_{4a}} \right) * \Delta P \right\} \right] \quad (31)$$

La temperatura a la salida del condensador (punto 4b) se conoce restando los grados de subenfriamiento considerados a la temperatura del punto 4b'. Para efectos de esta tesis el subenfriamiento podrá ser entre 1 K y 10 K, con incrementos de 1 K.

En la sección 2.4, se menciona que la base de datos está construida con valores para subenfriamientos fijos de 5 K y 10 K; por lo que cuando se indica otro valor de subenfriamiento, el programa (CICLO 1.0) interpola para encontrar los valores de las propiedades termodinámicas necesarias. El algoritmo de interpolación es, en esencia, el mismo que se usa en el sobrecalentamiento [49]. La diferencia es que se cuenta con tres nodos: los de 0 K, 5 K y 10 K de subenfriamiento, mientras que en el sobrecalentamiento se tienen 4 nodos: 0 K, 5 K, 10 K y 15 K de sobrecalentamiento.

Ahora ya se pueden conocer los flujos de calor en cada región en el lado del refrigerante. Se denominarán:

$$Q_1 = m(h_{2b} - h_{3b}) \quad (32)$$

$$Q_2 = m(h_{3b} - h_{4b'}) \quad (33)$$

$$Q_3 = m(h_{4b'} - h_{4b}) \quad (34)$$

Se identificarán a las temperaturas del fluido que se calienta como T_{a1} y T_{a2} a las correspondientes a los puntos 4b' y 3b respectivamente. Estas temperaturas se pueden conocer haciendo el balance de calor correspondiente:

$$T_{a1} = T_{a1} + (Q_3 / (m_a C_p)) \quad (35)$$

$$T_{a2} = T_{a1} + (Q_2 / (m_a C_p)) \quad (36)$$

Una vez calculadas las LMTD_i se puede conocer la LMTD global del condensador y así conocer la conductancia global (U*A) de un condensador a contraflujo.

Como ya se dijo, con CICLO 1.0, también se puede diseñar la configuración general de un intercambiador de coraza y tubos, entendiendo por general que se indicarán el número de pasos en la coraza, el número de pasos de los tubos y su conductancia global.

Para cualquier intercambiador que no sea del tipo de contraflujo es necesario determinar la diferencia de temperatura efectiva (ETD), que se calcula con la siguiente relación [36]:

$$ETD = LMTD * F \quad (37)$$

donde F es un factor de corrección cuyo valor es uno para los intercambiadores a contraflujo y menor que la unidad para cualquier otra configuración. Empleando la ecuación anterior se cambia el problema de determinar la ETD por el de determinar F. Así la ecuación de calor para el condensador de coraza y tubos queda:

$$Q_{CO} = U * A * (LMTD) * F \quad (38)$$

Para poder calcular F es conveniente formularlo en términos de los parámetros Y (efectividad térmica) y R (razón de la diferencia de temperaturas de las corrientes).

$$R = \frac{T_{ri} - T_{ro}}{T_{ao} - T_{ai}} \quad (39)$$

$$Y = \frac{T_{ao} - T_{ai}}{T_{ri} - T_{ai}} \quad (40)$$

La efectividad térmica es la razón del cambio de temperatura del fluido a calentar en el condensador y la diferencia máxima posible entre las temperaturas de entrada del fluido y el refrigerante.

Existe un término que comúnmente surge en la deducción de estas ecuaciones, aquí se le llamará d.

$$d = \frac{R - 1}{\ln[(1 - Y)/(1 - Y * R)]} \quad R \neq 1 \quad (41)$$

$$d = \frac{1 - Y}{Y} \quad R = 1 \quad (42)$$

El tipo de intercambiador de coraza y tubos que se utilizará en este trabajo es el que se clasifica como TEMA E [36].

Intercambiador TEMA E de un paso en coraza y dos pasos de tubos (1-2).- El factor de corrección se define como:

$$F = \frac{n}{d * \ln\left\{\frac{2 - Y(1 + R - n)}{2 - Y(1 + R + n)}\right\}} \quad (43)$$

donde $n = (R^2 + 1)^{1/2}$. Se ha comprobado que cuando $F > 0.7$ los resultados para una configuración con dos pasos de tubos y aquellas con cualquier número mayor de pasos no cambian más allá del 2% [36]. El límite para poder usar esta configuración (1-2) es $Y_{max} = 2/(1 + R + n)$.

Intercambiador TEMA E múltiple.- Si el rango de temperatura es muy grande, por ejemplo, $T_{2o} \gg T_{1o}$, un intercambiador con un paso en coraza no es aceptable ($P > P_{max}$). En tales casos (si el intercambiador a contraflujo no se puede usar por alguna razón) pueden usarse M unidades idénticas del TEMA E (1-2) montadas en serie. El factor de corrección será:

$$F = \frac{n}{M * d * \ln\left\{\frac{2 - Y(1 + R - n)}{2 - Y(1 + R + n)}\right\}} \quad (44)$$

donde Y

$$Y = \frac{1 - X^{1/M}}{R - X^{1/M}} \quad R \neq 1 \quad (45)$$

$$Y = \frac{Y_o}{M - Y_o(M - 1)} \quad R = 1 \quad (46)$$

y

$$X = \frac{(Y_o * R) - 1}{Y_o - 1} \quad (47)$$

donde R y Y_o se basan en las temperaturas globales en el intercambiador. Además:

$$Y_{max} = \frac{Z^M - 1}{Z^M - R} \quad R \neq 1 \quad (48)$$

$$Y_{max} = \frac{2^M}{2^M + \sqrt{2}} \quad R = 1 \quad (49)$$

donde

$$Z = (n - R + 1)/(n + R - 1) \quad (50)$$

Para intercambiadores aire-líquido de flujo cruzado con seis o más pasos y $F > 0.8$, la solución puede considerarse como la de un intercambiador a contraflujo [36].

2.6.4 Evaporador.- El análisis es similar al del condensador, pero debe tomarse en cuenta que nada más hay dos regiones: la de dos fases y la de vapor sobrecalentado.

2.6.5 Eficiencia de segunda ley de la termodinámica.- Un aspecto importante que cubre CICLO 1.0, es el cálculo de la eficiencia de segunda ley en el ciclo de compresión de vapor. Siguiendo a Egrican [37] se puede decir que la clave en el estudio de la segunda ley es la exergía, que define como: potencial termodinámico generalizado igual al máximo trabajo que pudiera extraerse de un sistema termodinámico en un estado dado y que lleve al sistema al equilibrio con su entorno; o bien, es la mínima cantidad de trabajo que pudiera gastarse para llevar al sistema de su estado de equilibrio con el entorno a un determinado estado. Se hará un balance de exergía en los componentes de la siguiente forma, los subíndices están referidos a la figura 2.5 y a la nomenclatura que se ha venido utilizando:

$$\text{Condensador: } \Delta E_{CO} = m_{CO}*(h_{2b}-h_{4b}-T_{ref}*(s_{2b}-s_{4b}))+(m_a*m_{CO}C_p)*(CO T_{ai}-CO T_{ao}-(T_{ref}*\ln(CO T_{ai}/CO T_{ao}))) \quad (51)$$

$$\text{Evaporador: } \Delta E_{EV} = m_{EV}(h_{5b}-h_{1b}-T_{ref}*(s_{5b}-s_{1b}))+(m_a*m_{EV}C_p)*(EV T_{ai}-EV T_{ao}-(T_{ref}*\ln(EV T_{ai}/EV T_{ao}))) \quad (52)$$

$$\text{Compresor: } \Delta E_{COMP} = (W_{COMP}/EF_{elec}) - m_{comp}*EF_{vol}(h_{1b} - h_{2b} - T_{ref}(s_{1b} - s_{2b})) \quad (53)$$

$$\text{Válvula de expansión: } \Delta E_{VAL} = m_{val}(-T_{ref}(s_{4b} - s_{5b})) \quad (54)$$

donde s es la entropía específica y $T_{ref} = 25$ °C. En el programa CICLO 1.0, se indican las pérdidas de exergía en cada uno de los componentes de la bomba de calor, sin embargo, el análisis de estos resultados, se deja para trabajos posteriores.

Desde el punto de vista de la segunda ley, la finalidad es obtener el mayor cambio de exergía en la corriente de fluido que se calienta en el condensador, pagando por ello la menor pérdida de exergía en los componentes. Así:

$$\epsilon_1 = \left| \frac{\text{cambio de exergía en la corriente que se calienta en el condensador}}{\text{suma de perdidas de exergía en los componentes}} \right| \quad (55)$$

se definirá como “efectividad termodinámica de segunda ley”.

Analizando económicamente, el único cambio de exergía que representa un costo, es el suministrado al compresor, por lo que se definirá una “efectividad económica de segunda ley”, de la siguiente forma:

$$\epsilon_2 = \left| \frac{\text{cambio de exergía en la corriente que se calienta en el condensador}}{\text{exergía suministrada al compresor}} \right| \quad (56)$$

2.6.6 Ejecución del programa CICLO 1.0.- La forma de ejecutar el programa es muy sencilla, ya que únicamente se tienen que responder las siguientes preguntas:

- 1.- ¿Se desea calentar agua o aire?
 - 2.- ¿El calor se tomará de una corriente de agua o aire?
 - 3.- Indique los grados de subenfriamiento entre 1 y 10 en K.
 - 4.- Indique los grados de sobrecalentamiento entre 1 y 15 en K.
 - 5.- Indique la cantidad de agua (o aire) a calentar en m^3/h .
 - * 5a.- ¿Cuál es la humedad relativa del aire?
 - * 5b.- ¿Cuál es la presión barométrica del lugar en kPa?
 - 6.- Introduzca la temperatura del agua (o aire) a la entrada del condensador en $^{\circ}\text{C}$.
 - 7.- Introduzca la temperatura deseada del agua (o aire) a la salida del condensador en $^{\circ}\text{C}$.
 - 8.- Indique el flujo de agua (o aire) en el evaporador en m^3/h .
 - 9.- Introduzca la temperatura del agua (o aire) a la entrada del evaporador en $^{\circ}\text{C}$.
 - 10.- ¿Cuál es la eficiencia del motor eléctrico del compresor?
- * Estas preguntas se hacen únicamente cuando se usa aire.

Una vez introducidos los datos, el programa se ejecuta utilizando cada uno de los refrigerantes existentes en la base de datos, cada uno de los tres tipos de compresor y los dos tipos de intercambiador.

Los datos que se obtienen del programa son: coeficiente de operación (COP), eficiencia de segunda ley, consumo eléctrico, flujo de calor en el condensador y el evaporador, trabajo del compresor, flujo másico de refrigerante, capacidad volumétrica del refrigerante, relación de compresión, eficiencia isoentrópica del compresor, eficiencia volumétrica del compresor, temperatura a la salida del compresor, conductancia global del condensador y el evaporador; cuando los intercambiadores son del tipo coraza y tubos se indica el número de pasos en la coraza y en los tubos, y por supuesto los datos de presión y temperatura del refrigerante en los puntos importantes del ciclo.

En seguida se enuncian las restricciones que se han integrado a CICLO 1.0 con el fin de garantizar una buena selección de equipo y un buen desempeño del mismo:

- La temperatura del refrigerante a la salida del condensador debe ser mayor que la temperatura del fluido a calentar a la entrada del mismo. En el caso de que el fluido a calentar sea agua, la diferencia de temperaturas debe de ser por lo menos de 6 K, y en el caso del aire por lo menos de 13 K [38]. Esto se hace para obtener una transferencia de calor más efectiva.

- Si la diferencia entre la temperatura del fluido que cede calor y la temperatura del refrigerante, a la entrada y a la salida del evaporador, respectivamente, no es de por lo menos de 6 K cuando el fluido es agua, y 13 K cuando es aire [38], la temperatura de evaporación es disminuida hasta superar tal diferencia. Esto se hace para obtener una transferencia de calor más efectiva.
- Cuando la eficiencia isoentrópica de algún compresor es menor al 40%, no se realizan cálculos para esa combinación de refrigerante y compresor, por considerar que su desempeño será muy ineficiente.
- Cuando la temperatura a la salida del compresor es igual o mayor a 220 °C, no se realizan cálculos para esa combinación de refrigerante y compresor, por considerar que se ha alcanzado una temperatura muy alta que dañaría al compresor, recuérdese que la temperatura máxima de condensación se ha fijado en 100 °C.
- Si se utiliza agua como fluido del que se toma calor, y su temperatura llega a ser menor de 1° C, el flujo es aumentado en 1% cada vez hasta que la temperatura sea igual o mayor a 1° C. Esto se hace con el fin de prevenir el congelamiento.
- Si se utiliza aire como fluido del cual se toma calor, y su temperatura llega a ser menor de 1° C, el flujo es aumentado en 1% cada vez hasta que la temperatura sea igual o mayor a 1° C. Esto se hace con el fin de prevenir el congelamiento de la humedad contenida en el aire.
- Si el factor de corrección del intercambiador de coraza y tubos es menor al 80%, entonces se realiza otro cálculo aumentando los pasos en coraza (y por tanto los pasos de los tubos) hasta que se cumpla con el factor mínimo [35].

En el apéndice A se muestra el diagrama de flujo del programa, y en el B se encuentra el listado del programa.

2.7 Validación del programa.

Para verificar los resultados que se obtienen con CICLO 1.0, se hicieron comparaciones con resultados presentados en algunas referencias; cabe mencionar que en la mayoría de los casos, no se indican las condiciones detalladas de operación de la bomba de calor para las cuales se obtuvieron dichos resultados. Esto impide hacer comparaciones, es por ello que nada más se muestran los siguientes resultados.

Tabla 2.1. Comparación con otro programa de simulación [19]

Condiciones de diseño	Referencia	CICLO 1.0
COP	3.80	3.73
Capacidad del condensador, kW	13.5	13.5
Tipo de compresor	Scroll	Scroll
Temperatura de evaporación, °C	7	7
Temperatura de condensación, °C	55	55
Subenfriamiento, °C	8	8*
Sobrecalentamiento, °C	1	1*
Flujo de refrigerante, kg/min	3.8	4.4
Temperatura de descarga del compresor, °C	100	88
Refrigerante	R-22	R-22

* Estos datos tienen que introducirse a CICLO 1.0 para poder realizar los cálculos. Los demás datos de esta comparación son: $m_{CO} = 1.15 \text{ m}^3/\text{h}$, $m_{EV} = 2.00 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{ICO} = 36 \text{ °C}$, $T_{CCO} = 46 \text{ °C}$, $T_{IEV} = 22 \text{ °C}$, $\eta_{ELECT} = 0.85$

Tabla 2.2. Bomba de calor que opera en Sala, Suecia [10]

Condiciones de operación	Referencia	CICLO 1.0
Capacidad, MW	3.30	3.48
COP	2.70	2.34
Tipo de compresor	Tornillo	Tornillo
Temperatura de evaporación a la entrada del compresor, °C	-5 a 5	3
Temperatura de condensación a la salida del compresor, °C	55 a 75	60
Tipo de motor	Jaula de ardilla	Eficiencia 0.85*
Consumo del compresor, MW	1.40	1.48
Temperatura del agua a la entrada del evaporador, °C	8 a 16	10*
Disminución de temperatura del agua en el evaporador, °C	6 aprox.	6.6
Flujo de agua en el evaporador, m ³ /h	300	300*
Temperatura del agua a la entrada del condensador, °C	45	45*
Temperatura del agua a la salida del condensador, °C	48 a 65	55*
Flujo de agua en el condensador, m ³ /h	300	300*
Refrigerante	No se indica	R-22

* Estos datos tienen que introducirse a CICLO 1.0 para poder realizar los cálculos. También tienen que introducirse los grados centígrados de subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante; para este ejercicio fueron de 5 °C para subenfriamiento y 5 °C para sobrecalentamiento.

Tabla 2.3. Bomba de calor para una fábrica en Bélgica [10]

Condiciones de diseño	Referencia	CICLO 1.0
Temperatura del aire a la entrada del condensador, °C	10	10*
Temperatura del aire a la salida del condensador, °C	25	25*
Temperatura del refrigerante a la entrada del condensador, °C	63	64
Temperatura del refrigerante a la salida del condensador, °C	35	23
Flujo de aire en el condensador, m ³ /h	8172	8172*
Calor suministrado, kW	40.7	34.3
Temperatura del agua a la entrada del evaporador, °C	25	25*
Temperatura del agua a la salida del evaporador, °C	20.0	20.7
Temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador, °C	10.0	11.5
Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador, °C	18	18
Flujo de agua en el evaporador, m ³ /h	5.85	5.85*
Calor extraído, kW	34.0	29.1
Relación de compresión	2.0	2.2
Flujo de refrigerante, m ³ /h	43.1	35.6
Eficiencia isoentrópica	0.50	0.60
Potencia del motor, kW	6.7	6.2
Temperatura del refrigerante a la salida de compresor, °C	63	64
COP	5.44	5.51
Refrigerante	R-12	R-12

* Estos datos tienen que introducirse a CICLO 1.0 para poder realizar los cálculos. Para esta comparación se consideró un compresor tipo recíprocante hermético. Los demás datos de esta comparación son: $\eta_{ELECT} = 0.85$, HR = 50 %, subenfriamiento de 10 °C y sobrecalentamiento de 10 °C

Tabla 2.4. Comparación con otro programa de simulación [25]

Condiciones de diseño	Referencia	CICLO 1.0
COP	2.15	1.85
Tipo de compresor	Reciprocante	Reciprocante
Eficiencia del motor eléctrico	0.85	0.85 [*]
Potencia del motor, W	630	730
Temperatura de evaporación, °C	0	3
Temperatura de condensación, °C	65	70
Subenfriamiento, °C	No lo indican	5 [*]
Sobrecalentamiento, °C	10	10 [*]
Temperatura del aire al entrar al evaporador, °C	20	20 [*]
Temperatura del agua al entrar al condensador, °C	45	45 [*]
Flujo de agua en el condensador, kg/s	0.02	0.02
Flujo de aire en el evaporador, kg/s	0.10	0.10 [*]
Temperatura de descarga al compresor, °C	128	112
Refrigerante	R-134a	R-134a

* Estos datos tienen que introducirse a CICLO 1.0 para poder realizar los cálculos. Los demás datos de esta comparación son: $T_{\text{cco}} = 60 \text{ °C}$ y $\text{HR} = 50\%$

En la tabla 2.5, se presentan los resultados obtenidos con CICLO 1.0, para las pérdidas exergéticas en cada componente de la bomba de calor mostrada en la tabla 2.3.

Tabla 2.5. Pérdidas exergéticas de la bomba de calor para una fábrica en Bélgica [10].

Pérdida de exergía en el condensador, kW	0.31
Pérdida de exergía en el evaporador, kW	0.15
Pérdida de exergía en la válvula de expansión, kW	0.31
Pérdida de exergía en el compresor, kW	3.03
Efectividad económica de segunda ley, %	15.08

Por lo presentado en esta sección, se considera que CICLO 1.0 es una buena herramienta para evaluar condiciones reales y de diseño de bombas de calor por compresión impulsadas con electricidad. Es importante hacer notar que aunque los modelos de los componentes son sencillos, proporcionan resultados adecuados, ya que la discrepancia entre los resultados casi en ningún caso es mayor al 15 %.

Capítulo 3. Consideraciones para la selección del refrigerante

3.1 Introducción.

Una parte fundamental de las bombas de calor es el refrigerante. Actualmente los refrigerantes además de poseer las características termodinámicas deseadas para una aplicación determinada, deben de ser: no tóxicos, no inflamables, estables dentro del sistema, que no dañen al ambiente y que estén disponibles en abundancia o que sean fáciles de producir. También deben de ser: compatibles con los lubricantes comunes y los materiales usados en la construcción de los equipos, fáciles de manejar y detectar, de bajo costo y no requerir de presiones extremas, ya sean bajas o altas; además, no deben solidificarse a las temperaturas ambientales y presiones que se encuentran en el sistema de la bomba de calor, esto con el fin de facilitar el arranque y paro del equipo.

Existen otras características que deben considerarse, pero actualmente no existen refrigerantes que cumplan (siquiera) con todas las características antes citadas. Además es extremadamente improbable que se descubra un refrigerante ideal [39].

En este capítulo se presentarán las consideraciones más importantes para seleccionar adecuadamente un refrigerante que será utilizado en una bomba de calor.

3.2 Consideraciones termodinámicas.

Para la selección entre los refrigerantes analizados dentro de este trabajo, desde el punto de vista termodinámico, se compararán el COP y la eficiencia de segunda ley. Los resultados que se analizarán serán obtenidos con el programa CICLO 1.0, descrito en el capítulo anterior. Dichas comparaciones se harán para un rango adecuado de operación que se supone tendrá la aplicación a la que se acoplará la bomba de calor. De aquí se obtendrá un pequeño grupo de refrigerantes que juntamente con el resto de las

consideraciones (ambientales, técnicas, económicas y de seguridad) se analizará nuevamente, para finalmente seleccionar el refrigerante a utilizar para una determinada configuración de la bomba de calor, especificando tipo de compresor y de intercambiadores, y para condiciones de operación específicas como el tipo de fluido a calentar, el flujo másico, las temperaturas deseadas, etc.

Mediante una modificación al programa de cómputo que simula el ciclo ideal, descrito en el capítulo anterior, en la sección 2.5; se obtuvieron los valores del COP y la relación de compresión (RC), para algunos refrigerantes seleccionados, respecto a la diferencia de temperaturas de condensación y evaporación, manteniendo constante la temperatura del condensador, ver figuras de la 3.1 a la 3.6. Con el objetivo de hacer más clara la comparación entre refrigerantes, se combinaron los resultados a una determinada temperatura de condensación, ver figuras de la 3.7 a la 3.10. En las figuras 3.7 y 3.8, se muestra al CFC-12 con algunos de sus posibles sustitutos; y en las figuras 3.9 y 3.10, se muestra al HCFC-22, también con algunos de sus posibles sustitutos. Por último, se graficó el comportamiento de algunos refrigerantes utilizando los tres tipos de compresores que se modelan en este trabajo, ver figuras 3.11 y 3.12.

En el apéndice C, se muestran las gráficas del COP y relación de compresión, para el resto de los refrigerantes analizados en este trabajo.

Lo anterior se hizo con el propósito de generar información sobre nuevos refrigerantes que contribuya a una buena selección de éstos para una aplicación determinada. Cabe mencionar que los resultados obtenidos, para los refrigerantes CFC-12, HCFC-22 y amoníaco, fueron similares a los presentados en las referencias 11 y 12. Para el resto de los refrigerantes no se encontró información contra la cual comparar.

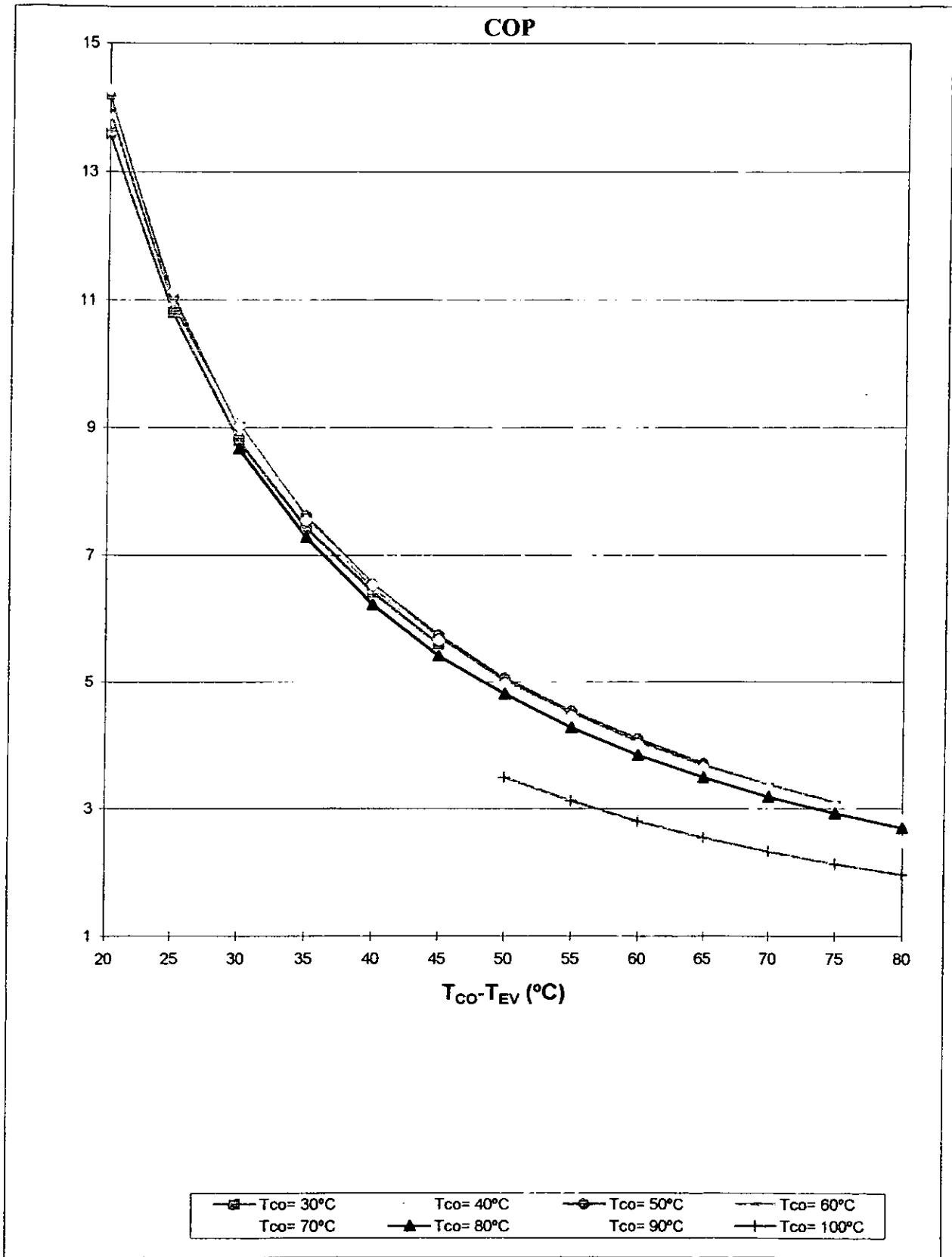


Figura 3.1. Variación del COP del HFC-134a, para diferentes temperaturas de condensación.

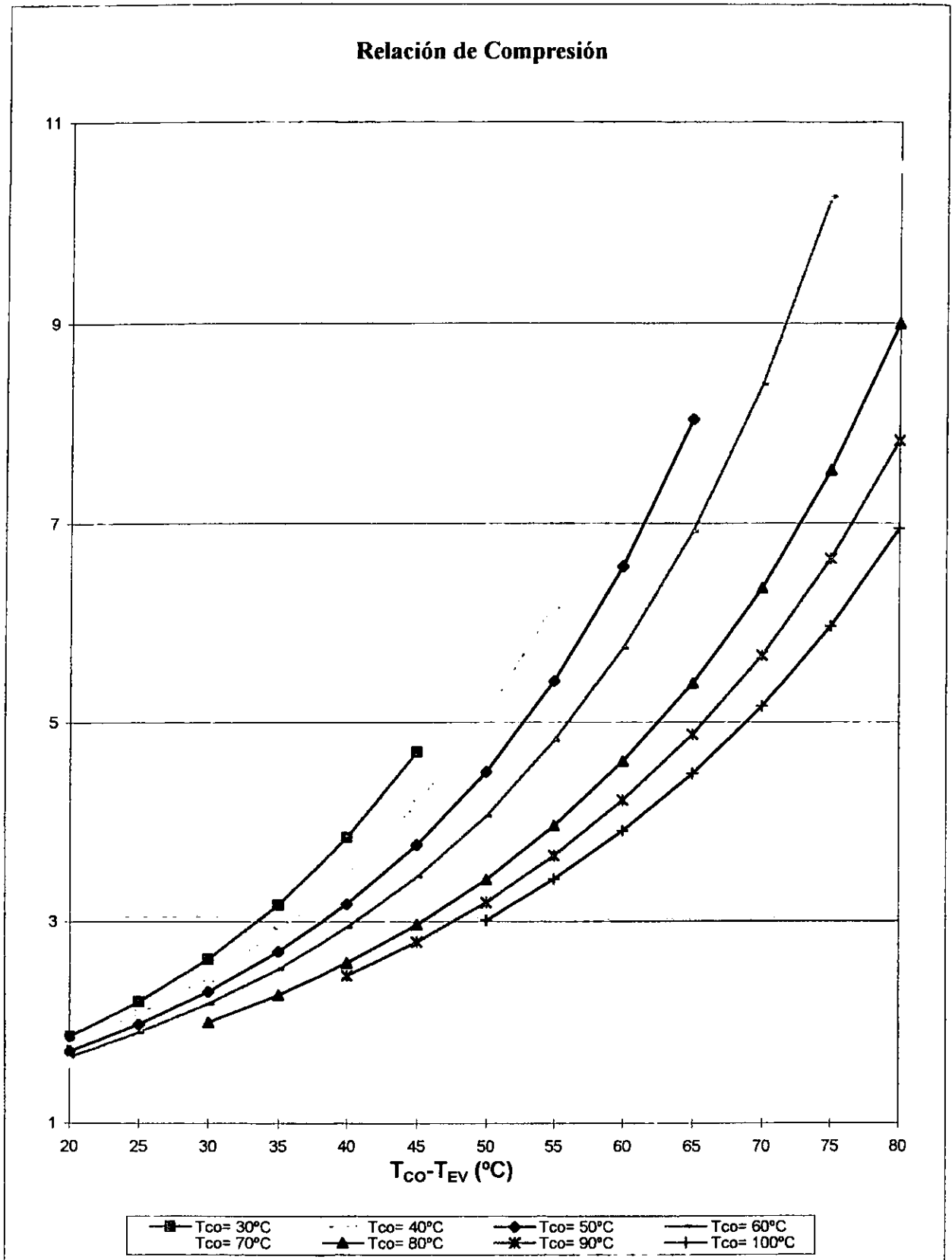


Figura 3.2. Variación de la relación de compresión del HFC-134a, para diferentes temperaturas de condensación.

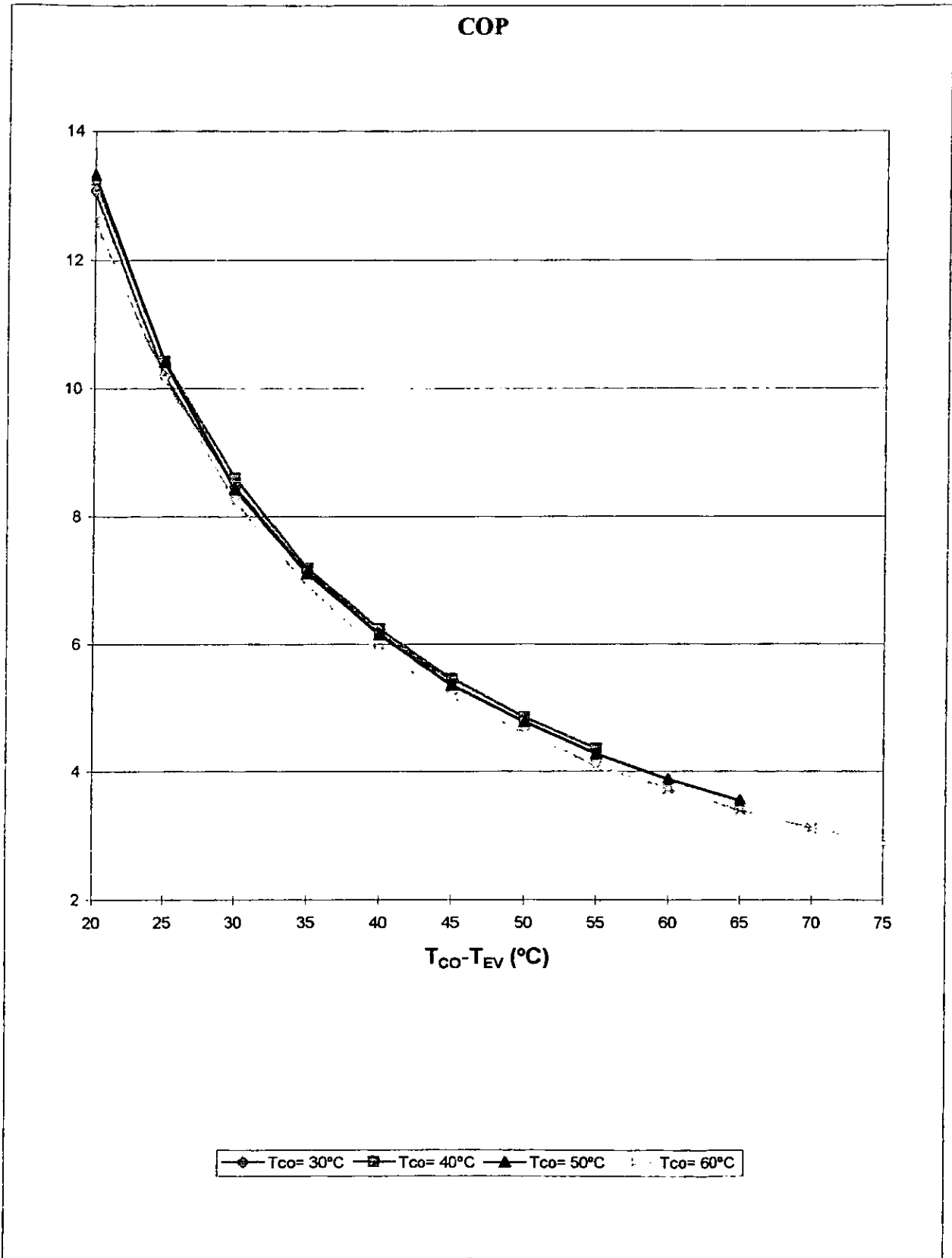


Figura 3.3. Variación del COP del HFC-410A, para diferentes temperaturas de condensación.

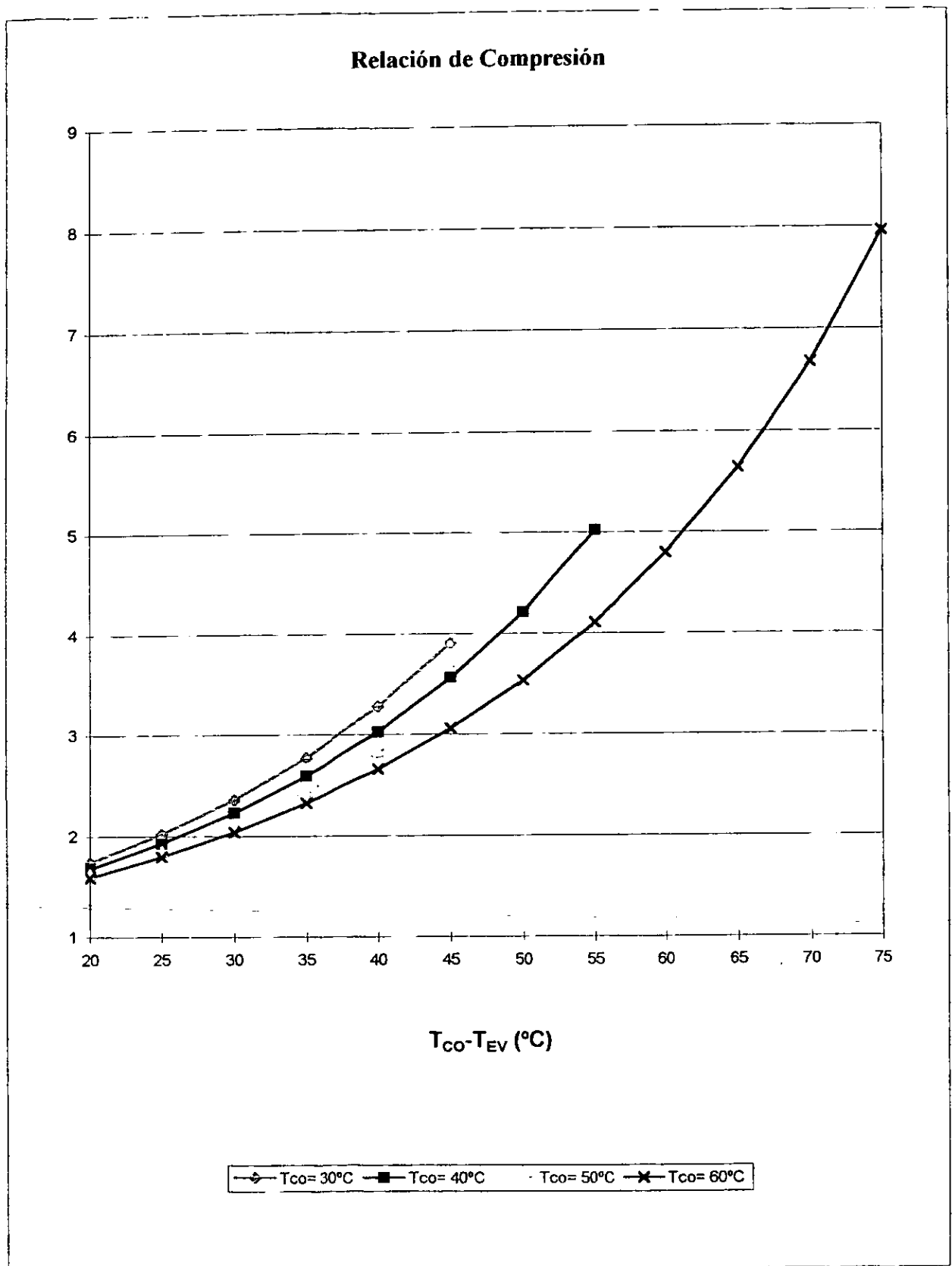


Figura 3.4. Variación de la relación de compresión del HFC-410A, para diferentes temperaturas de condensación.

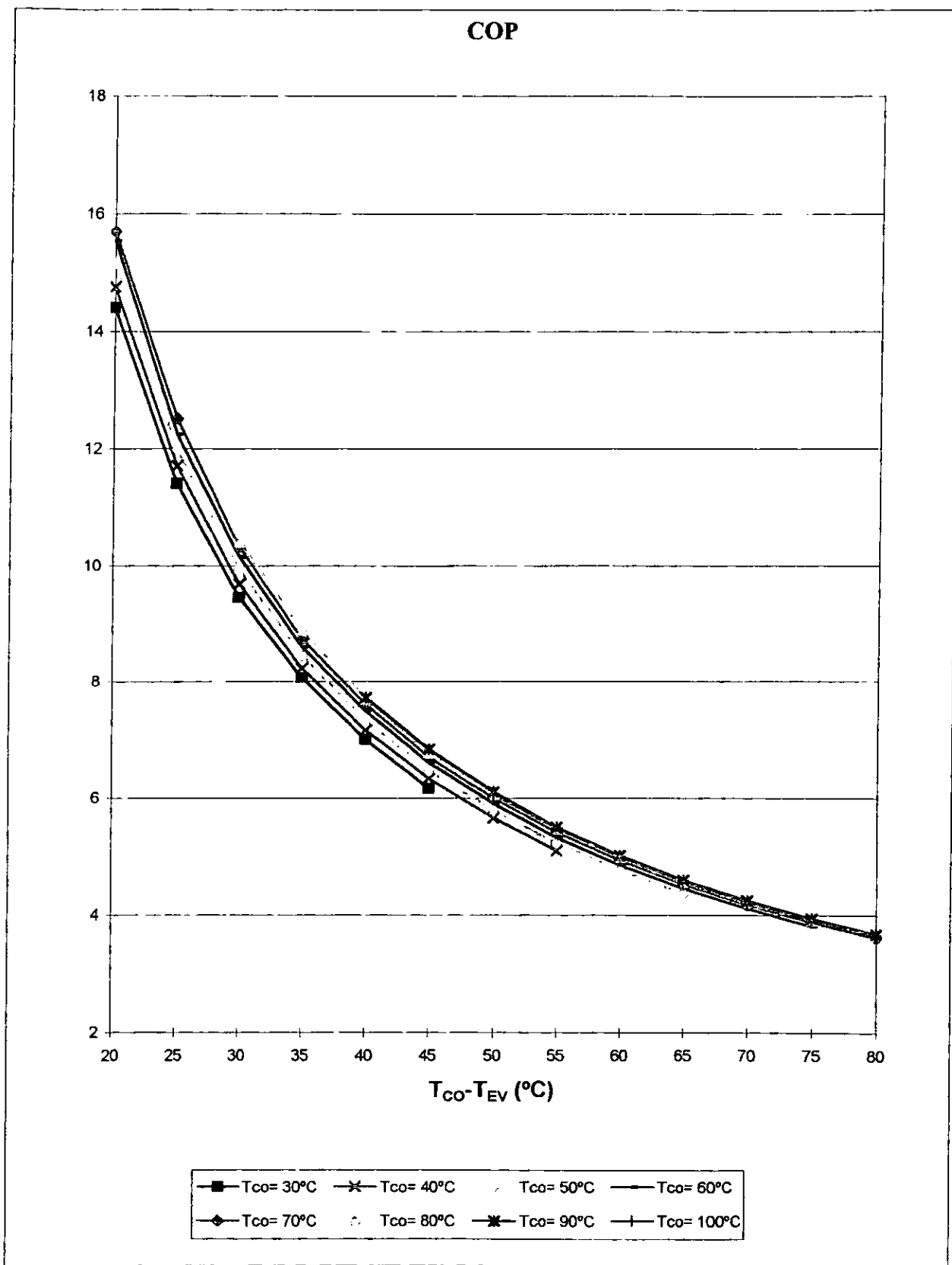


Figura 3.5. Variación del COP del amoníaco, para diferentes temperaturas de condensación.

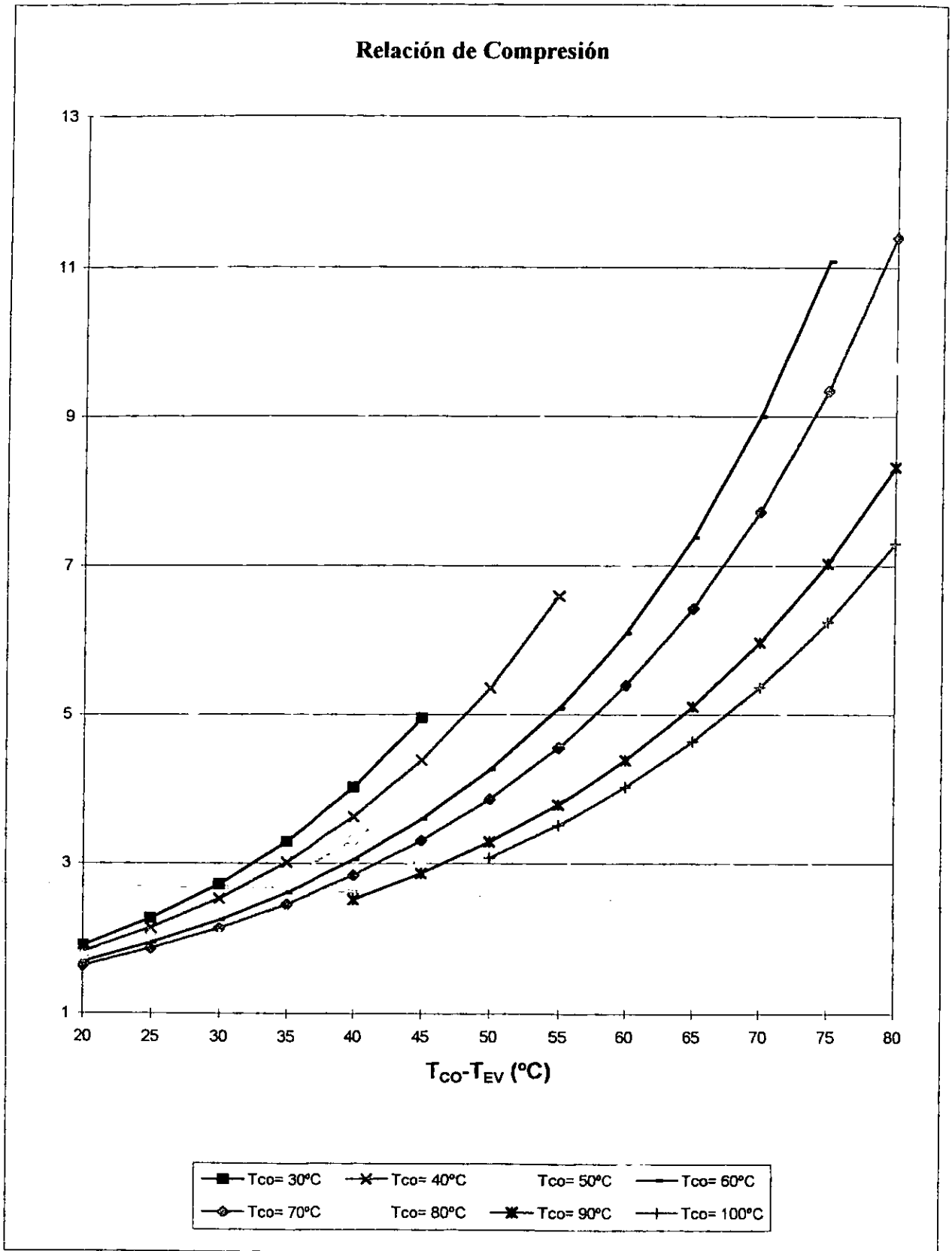


Figura 3.6. Variación de la relación de compresión del amoníaco, para diferentes temperaturas de condensación.

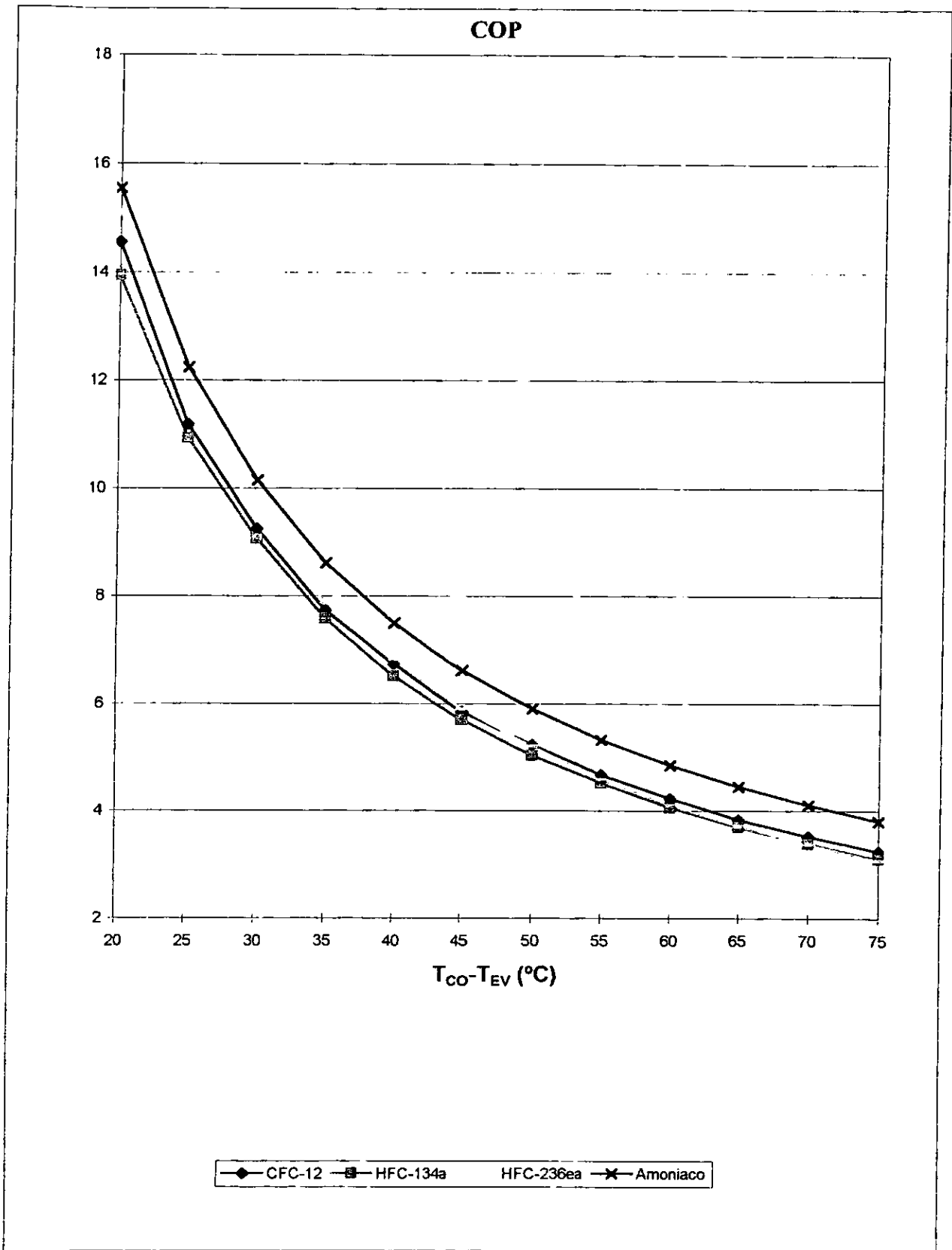


Figura 3.7. Variación del COP para el CFC-12 y algunos sustitutos, con $T_{CO} = 60$ °C.

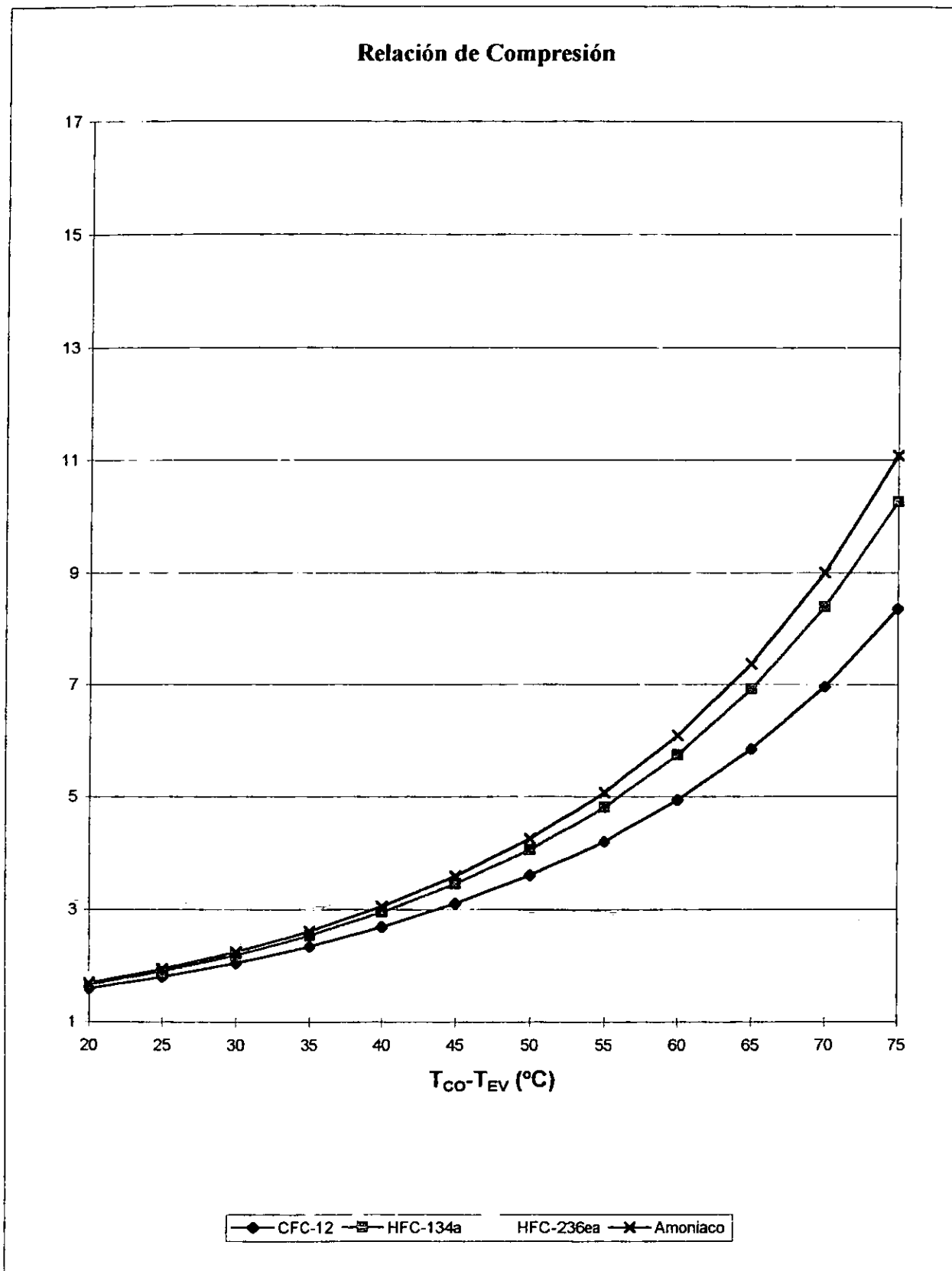


Figura 3.8. Variación de la relación de compresión para el CFC-12 y algunos sustitutos, con $T_{CO} = 60$ °C.

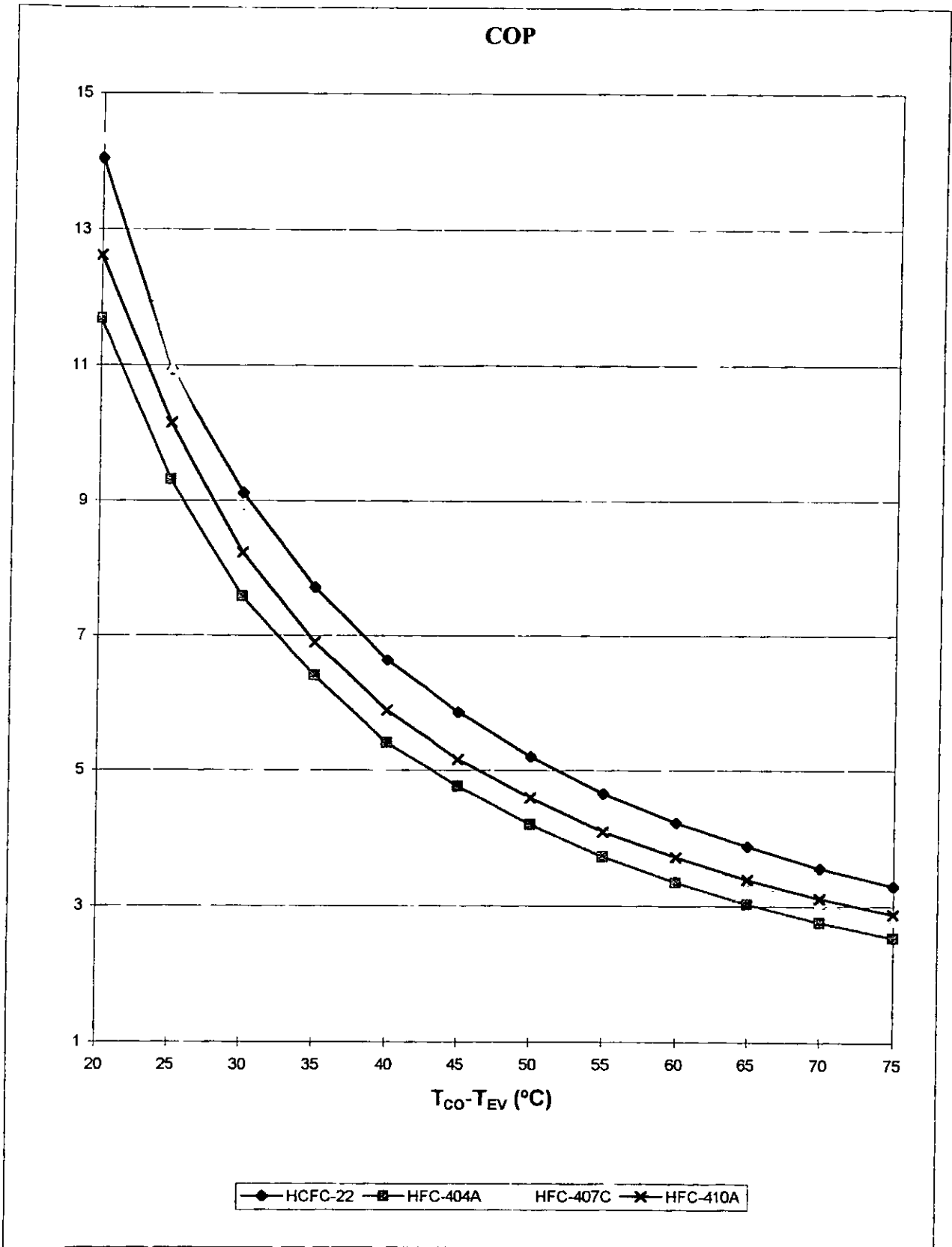


Figura 3.9. Variación del COP para el HCFC-22 y algunos sustitutos, con $T_{Co} = 60$ °C.

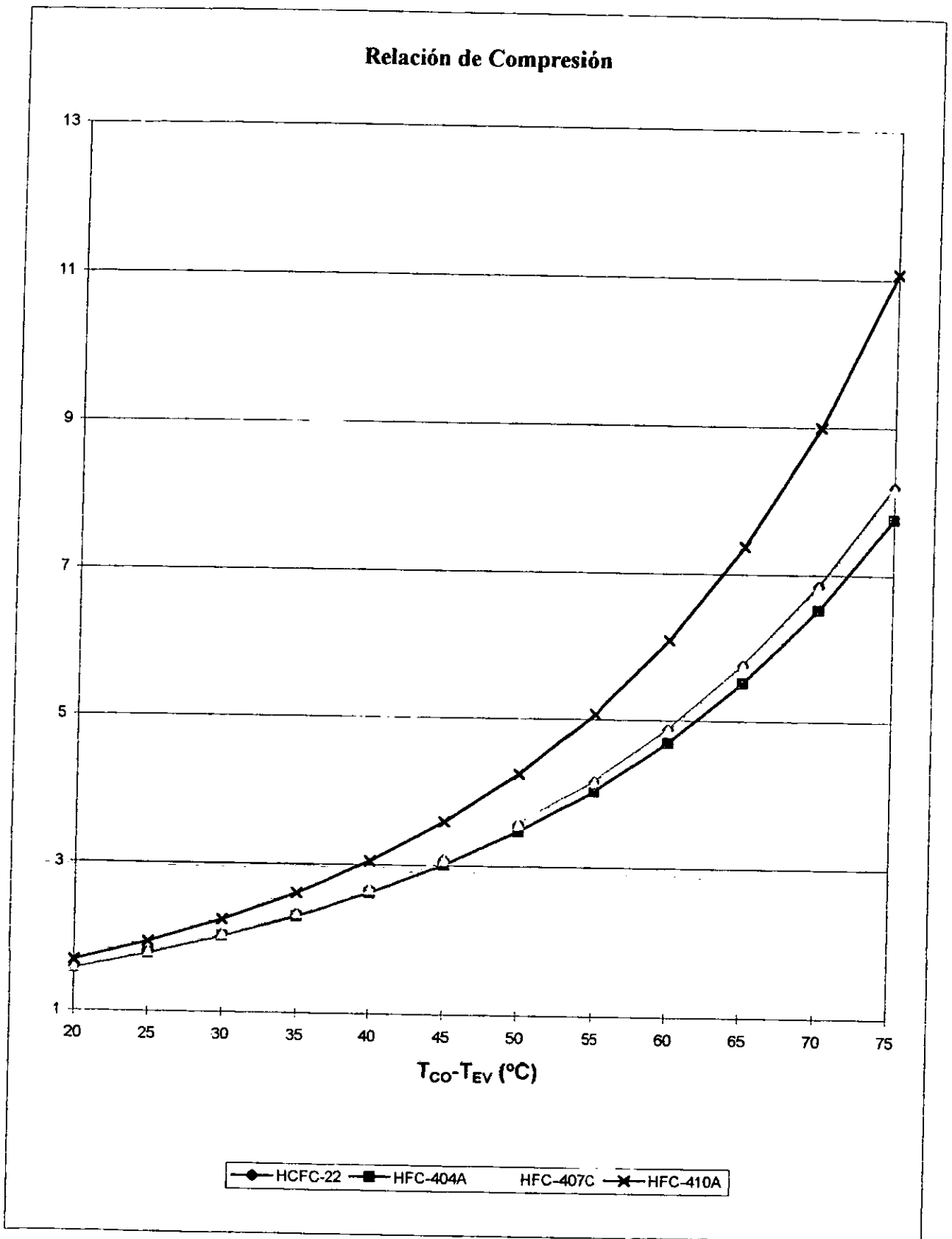


Figura 3.10. Variación de la rel. de compresión para el HCFC-22 y algunos sustitutos, con $T_{CO} = 60$ °C

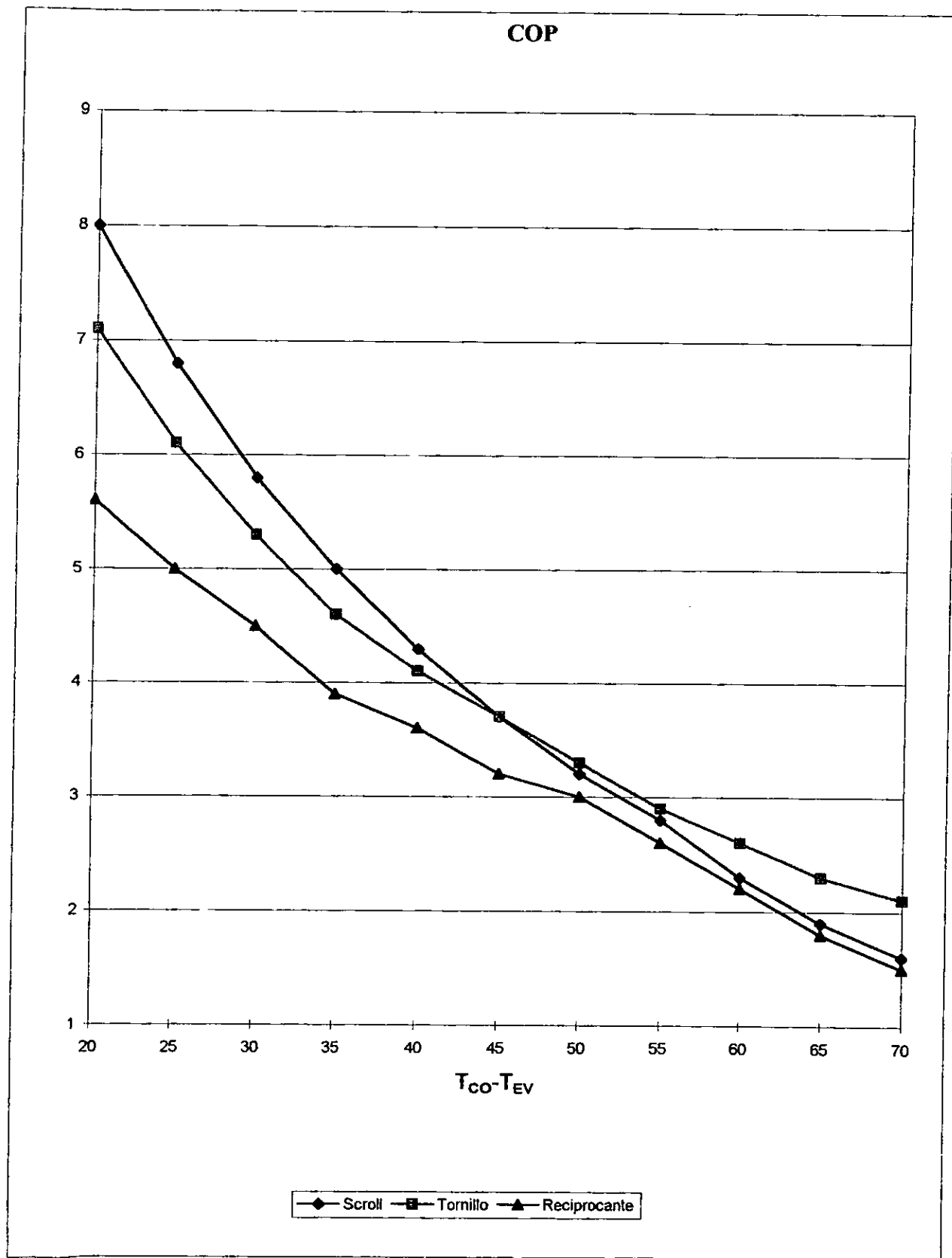


Figura 3.11. Variación del COP para el HFC-134a, con $T_{CO} = 60$ °C.

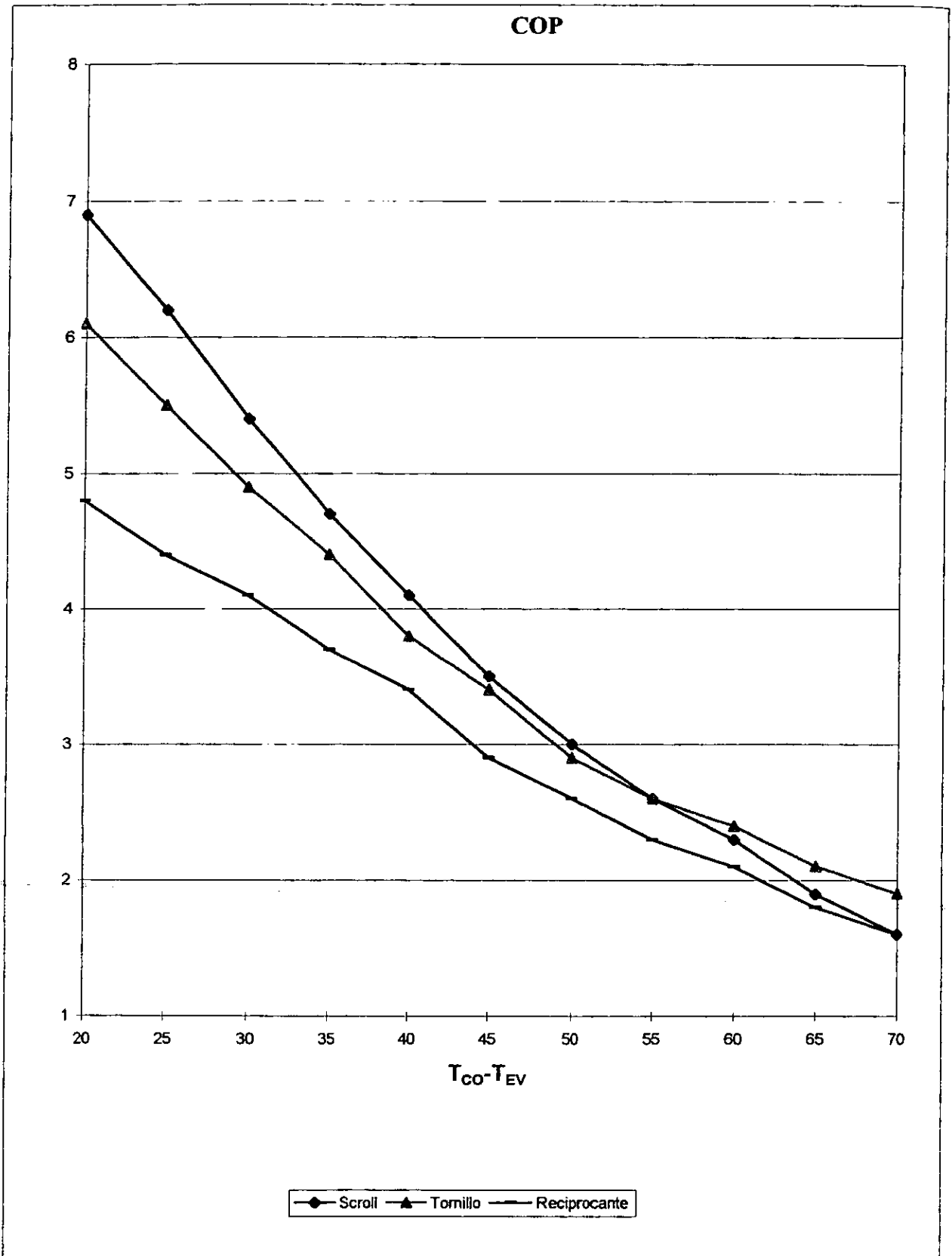


Figura 3.12. Variación del COP para el HFC-404A, con $T_{CO} = 60$ °C.

3.3 Consideraciones ambientales.

Actualmente hay normas ambientales que deben cubrir los refrigerantes. Conforme a los acuerdos internacionales, en México, la producción de CFC está limitada al año 2000. El uso de HCFC está limitado al año 2020, pero mezclas de HCFC y HFC podrán utilizarse hasta el año 2030; a partir de esta fecha únicamente podrán utilizarse HFC, refrigerantes “naturales” como el CO₂ y el amoníaco [40], y algunos hidrocarburos como el propano y el butano.

El primer problema ambiental relacionado con el uso de CFC fue la destrucción del ozono en la estratosfera. Esta destrucción es debida principalmente al bromo y al cloro contenidos en los químicos hechos por el hombre. Dichos elementos reaccionan catalíticamente con las moléculas de ozono, destruyéndolas y por lo tanto reduciendo nuestra protección natural contra los rayos ultravioleta. En 1974, Molina y Rowland [41], identificaron a los CFC como la fuente de cloro en la estratosfera y su potencial de destrucción si se seguían utilizando. El índice usado para indicar la capacidad de destrucción de ozono de un refrigerante o de otro químico es llamado “potencial de destrucción de ozono” (ODP), por sus iniciales en inglés [39].

El segundo problema ambiental que preocupa a la humanidad y que también está relacionado con el uso de los CFC es el cambio climático. Este problema ya se expuso en el capítulo I, sólo se mencionará que hay gases en la atmósfera creados por el hombre que acentúan el efecto invernadero y en consecuencia el cambio climático. La medida usada para cuantificar el grado de participación de una sustancia en el efecto invernadero es el “potencial de calentamiento global” (GWP), por sus iniciales en inglés; usualmente se enmarca este efecto en un período de cien años. Los períodos más cortos, enfatizan los efectos a corto plazo, mientras que períodos más largos reflejan mejor el impacto neto. El CO₂ es usado como referencia para el GWP porque es el que más afecta debido a su abundancia en la atmósfera. Actualmente el IPCC discute la influencia del tamaño del período y los valores actuales asignados a cada sustancia. En la figura 3.11, se muestran los valores de ODP y GWP para algunos refrigerantes [39].

Las bombas de calor contribuyen al efecto invernadero debido al refrigerante que se libera, ya sea por fugas o por el servicio de mantenimiento; también contribuyen por el CO₂ que se libera al producir la energía eléctrica que utilizan. Una expresión de estos efectos combinados es el “impacto de calentamiento total equivalente” (TEWI), por sus siglas en inglés. Para determinar el TEWI, se requiere de datos de aplicación como: mezcla de combustibles para la generación de electricidad, eficiencias de conversión, eficiencias de los equipos, cargas térmicas, liberación de refrigerante (por fugas y mantenimiento), energía usada por bombas y ventiladores, y otros. Cabe reiterar que refrigerante que no se fuga y es recuperado para su reuso o confinamiento seguro, no contamina.

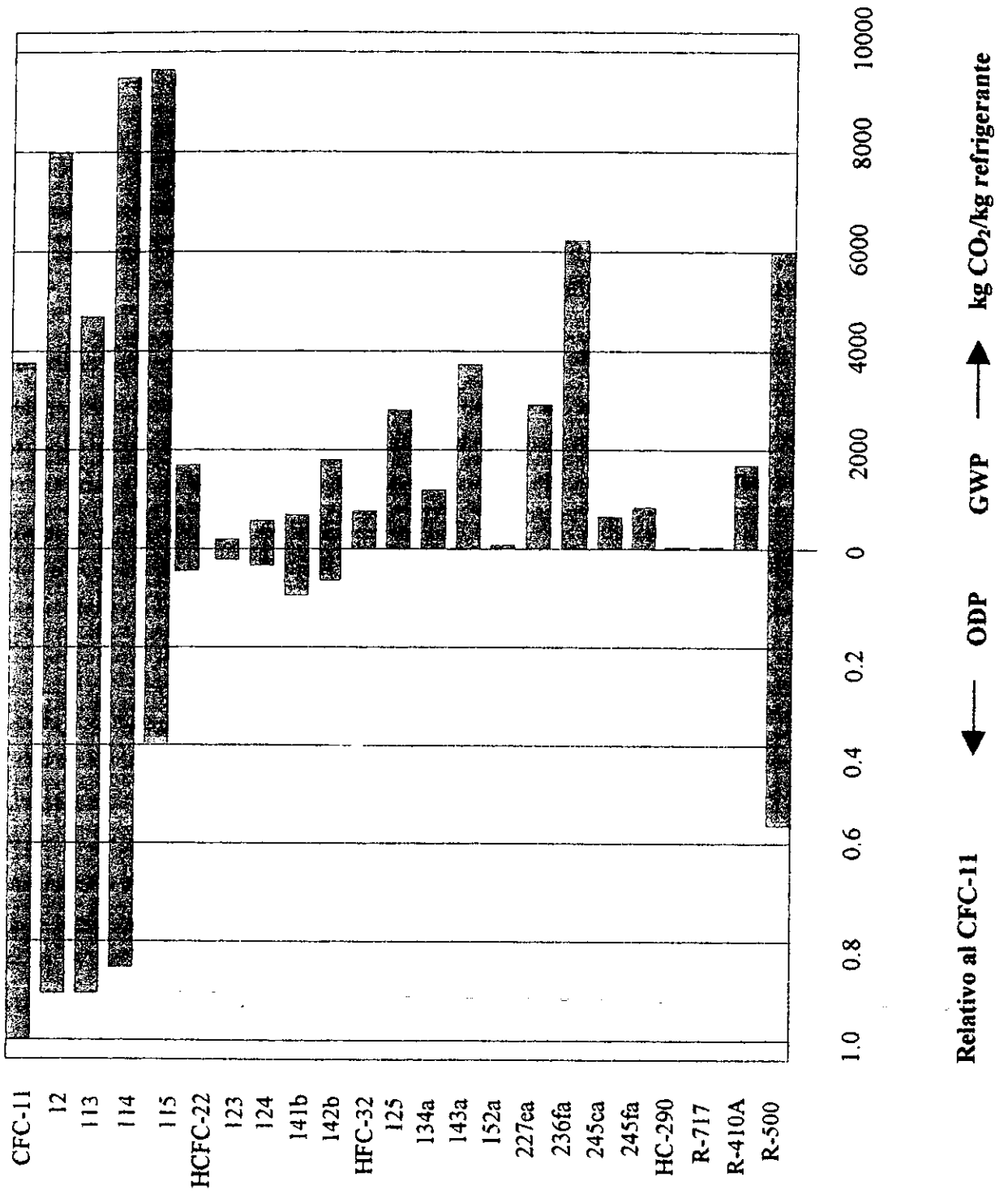


Figura 3.11. ODP y GWP de algunos refrigerantes.

En este trabajo se utilizará la siguiente ecuación para determinar el TEWI [42]:

$$\text{TEWI} = \text{GWP} * \mu + \alpha * \beta \quad (57)$$

donde:

GWP = GWP del fluido en un tiempo de cien años, kg CO₂/kg de refrigerante.

μ = Masa total de refrigerante liberada a la atmósfera durante la vida útil del equipo, kg.

α = kg CO₂/kWh_e liberados a la atmósfera en la producción de electricidad.

β = energía consumida por el equipo durante su vida útil, kWh_e.

El usar una tecnología que no utiliza fluidos con GWP, pero que es menos eficiente, puede ser una mala decisión. Mediante la eliminación del efecto directo de los refrigerantes, hay muy poca oportunidad para reducir el TEWI, particularmente de aquellos con bajo GWP. Para lograr tal reducción, deben minimizarse las cargas térmicas y aumentarse las eficiencias de los equipos.

En el apéndice D, se muestra la metodología para determinar los kilogramos de CO₂ por kWh_e que se liberan en México debido a los energéticos utilizados.

La figura 3.12 muestra que al incrementar el contenido de cloro en las moléculas del refrigerante, generalmente se incrementa su ODP. Los compuestos que no contienen bromo ni cloro, tienen un ODP cercano a cero. Igualmente, al incrementar el flúor generalmente se incrementa el GWP. En ambos casos, incrementando el hidrógeno se reduce la permanencia del refrigerante en la atmósfera. Compuestos con vidas muy cortas tendrán bajo ODP ya que éstos se descompondrán antes de alcanzar la estratosfera; también tendrán bajo GWP debido a su corta presencia en la atmósfera.

La mayoría de los HCFC tienen bajo ODP y bajo GWP. Los HFC tienen ODP cercanos a cero, pero GWP que van de bajos a muy altos. Relativamente pocos fluoroquímicos tienen valores bajos para ambas características.

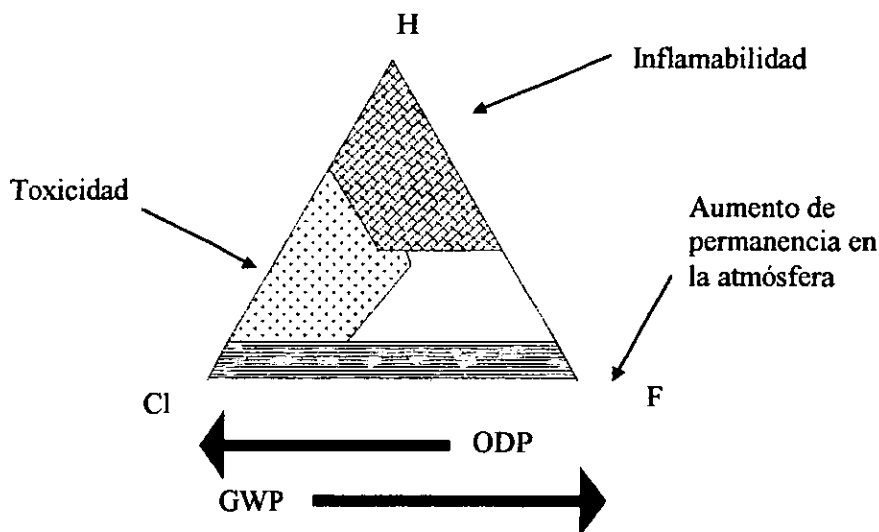


Figura 3.12. Impacto en el GWP y ODP al aumentar el contenido de cloro, flúor o hidrógeno en los refrigerantes.

Los refrigerantes con estructura molecular simple requieren de equipos simples con pocos componentes, como ha sido el caso de los CFC. Conforme se eliminan estos refrigerantes simples, es necesario utilizar equipos más complejos para optimizar su desempeño. Específicamente, esta optimización requiere que el refrigerante y el equipo sean diseñados en conjunto, ya sea utilizando mezclas de refrigerantes y/o componentes adicionales si es necesario. Cada elemento que se añada al equipo, representa un costo adicional, refrigerante extra, un punto adicional por donde puede haber fugas y más irreversibilidades termodinámicas [39]. Sintetizando, la eliminación de los CFC implica sistemas más costosos, pero debe hacerse en beneficio del ambiente.

3.4 Consideraciones técnicas.

Las principales consideraciones técnicas que se analizarán son: presiones, relación de presiones, temperatura a la salida del compresor y modificaciones en los componentes surgidas al cambiar los CFC por HCFC o HCF, o bien los HCFC por HFC.

En lo referente a las presiones, no se desean presiones por arriba de 40 bar ni por debajo de la atmosférica. Si la relación de presiones que tiene que controlar la válvula de expansión es muy grande, entonces se necesitará de una válvula de expansión muy precisa, y como es sabido a mayor precisión mayor costo. No se desean altas presiones porque se requerirá de equipo más robusto que pueda soportarlas, y esto también incrementa los costos.

Aunque en el caso específico de las bombas de calor se desea una temperatura alta a la salida del compresor, debido a que se busca una temperatura alta en el condensador, si la temperatura es muy elevada podría causar la descomposición química del refrigerante además se puede dañar al compresor; por lo que es necesario conocer la temperatura máxima de operación de éste. Lo recomendable es tratar de mejorar los procesos de transferencia de calor en el condensador sin requerir de un aumento excesivo en la temperatura de operación.

En lo que se refiere a los cambios en los componentes del sistema, cuando se reemplaza el refrigerante, éstos dependen principalmente de cuál refrigerante es sustituido y por cuál, por ejemplo, los cambios al sustituir el CFC-12 con HFC-134a, no son los mismos que cuando se sustituye HCFC-22 con HFC-410A. A continuación se presentarán algunos ejemplos.

3.4.1 Sustitución del CFC-12.- La sustitución de CFC-12 por HFC-134a ha sido la más favorecida, sin embargo, el HFC-134a no se mezcla con los lubricantes minerales, el HCF-134a usa aceite sintético poliolester. En la práctica, el aceite es cambiado varias veces hasta que el contenido en el sistema de aceite mineral es menor al 1%. Una vez logrado lo anterior el refrigerante es removido y sustituido con HCF-134a [43]. El filtro deshidratador normalmente se cambia y la válvula de expansión se reemplaza o se ajusta (si es posible). Los aceites a base de poliolester son mucho más caros que los que sustituyen. El procedimiento para cambiar el CFC-12 por mezclas de HFC es similar al del cambio por HFC-134a.

Cuando se sustituye el CFC-12 por mezclas de HCFC como el HCFC-401A, el procedimiento es prácticamente directo. El aceite mineral y el CFC-12 son removidos y remplazados por lubricante alquilbenceno y el nuevo refrigerante. Debe mencionarse que actualmente no es muy recomendable esta sustitución debido a que los HCFC también tendrán que dejar de usarse, por lo que se prefiere sustituir por alternativas definitivas (HFC) [43].

3.4.2 Sustitución del HCFC-22 .- La sustitución del HCFC-22 se está realizando principalmente con mezclas de HFC. El HCF-407C no requiere de ningún cambio si el lubricante es poliolester. El problema es que el COP disminuye notablemente [44], esto se debe a que el HFC-407C tiene coeficientes de transferencia de calor menores. Sin embargo, cuando se usa en equipo nuevo que cuenta con tubos corrugados en los intercambiadores y con un intercambiador adicional entre el refrigerante líquido del evaporador y el refrigerante líquido antes de llegar a la válvula de expansión su COP es similar al del HCFC-22 [45].

El otro HFC que se está utilizando para sustituir al HCFC-22 es el HFC-410A, pero éste únicamente se utiliza en equipo nuevo debido a que opera con presiones 50 % mayores. Se han realizado experimentos en los que se cambia el compresor (por uno con desplazamiento 33 % menor) y la válvula de expansión obteniendo eficiencias similares a las del HCFC-22 [46].

También se puede utilizar el HFC-134a para sustituir al HCFC-22, pero los cambios requeridos son: sustitución del compresor por uno que tenga un mayor desplazamiento e intercambiadores de calor más grandes. Por supuesto esto es más costoso que los remplazos con HFC-407C y HFC-410A.

3.4.3 Sustitución del HCFC-123 .- Para reemplazar al HCFC-123 existen HFC puros entre los que se encuentran el HFC-227ea, HFC-236ea y HFC-245ca [39].

3.4.4 Uso del amoníaco .- Uno de los problemas técnicos del amoníaco, es que requiere de presiones de operación más altas, sin embargo, existen nuevos compresores que operan a 40 bar, y los próximos alcanzarán los 60 bar [47]. Otro problema, es que requiere de componentes que no contengan cobre, debido a que corroe a este material; además es un refrigerante tóxico. A pesar de estos inconvenientes, está ganando popularidad, principalmente en Europa, y esto se debe en gran parte, a que no afecta a la capa de ozono, ni al efecto invernadero.

3.5 Consideraciones económicas.

Los parámetros a evaluar desde el punto de vista económico son: el costo del refrigerante, el flujo másico, que da idea del tamaño del equipo, el consumo de energía durante la vida útil del equipo y en su caso, el costo de las respectivas modificaciones si se supone un equipo al que se le cambie el refrigerante. La temperatura a la salida del compresor puede tener repercusiones económicas, ya que temperaturas más bajas podrían tener un efecto positivo en la vida útil del compresor, del refrigerante y del lubricante [44].

3.6 Consideraciones de seguridad.

Al incrementar el contenido de hidrógeno de un compuesto generalmente decrece su tiempo de permanencia en la atmósfera, pero se incrementa su inflamabilidad; lo primero es deseable pero no lo segundo. Un refrigerante con muy buenas características termodinámicas es el HFC-152a, sin embargo, por ser inflamable no se usa. Otro refrigerante muy inflamable es el HC-290 (propano). Otros refrigerantes

inflamables son: HCFC-141b, HCFC-142b, HFC-143a y el HFC-245ca.

Otro aspecto importante es la toxicidad, en general los nuevos refrigerantes no son dañinos, sin embargo, para algunos como el HFC-143a y el HFC-152a no se ha determinado bien su toxicidad. Como ya se mencionó este es uno de los problemas que limita el uso del amoníaco.

Se ha decidido que la base de datos de los refrigerantes utilizada para este trabajo quede constituida por las siguientes substancias:

CFC : CFC-12. Se incluye porque es uno de los refrigerantes más usados en la actualidad.

HCFC : HCFC-22. Se incluye porque además de ser uno de los refrigerantes más usados, en México se podrá usar hasta el año 2020.

HFC : HFC-134a, HFC-227ea, HFC-236ea, HFC-245ca,. Se incluyen porque son refrigerantes puros que no tendrán que ser eliminados en el futuro.

HFC mezclas: HFC-404A, HFC-407C, HFC-410A y HFC-507. Se incluyen porque son las mezclas con mejores características, y no tendrán que ser eliminadas.

Naturales: R-717 (Amoníaco). Se incluye porque no tendrá que ser eliminado y su uso en sistemas por compresión es cada vez mayor [48].

En la tabla 3.1 se presenta un comparativo entre los refrigerantes que forman la base de datos para CICLO 1.0.

En conclusión, el criterio para la selección del refrigerante a utilizar en una aplicación determinada, queda jerarquizado de la siguiente forma:

- 1.- Disponibilidad.
- 2.- Mejor COP (Evaluado con CICLO 1.0).
- 3.- Consideraciones ambientales (Evaluación del TEWI).
- 4.- Menor toxicidad.
- 5.- Consideraciones técnicas (Presiones de operación y temperatura a la salida del compresor del refrigerante).
- 6.- Costo del refrigerante.

Tabla 3.1 Comparativo entre refrigerantes.

Refrigerante	Composición	Temp. Crítica °C	Presión Crítica kPa	GWP a 100 años kgCO ₂ /kg	ODP, en relación al R-12	Costo \$/kg	Disponibilidad en México	Toxicidad
CFC-12	Puro	112	4136	8100	1	---	No	No
HCFC-22	Puro	96	4990	1500	0.055	33.0	Sí	No
HFC-134a	Puro	101	4059	1300	0	85.0	Sí	No
HFC-227ea	Puro	103	2980	2900	0	---	No	No
HFC-236ea	Puro	139	3502	100	0	---	No	No
HFC-245ca	Puro	174	3925	560	0	---	No	--
HFC-404A	44 % R-125 52 % R-143a 4 % R-134a	72	3735	3260	0	157.0	Sí	No
HFC-407C	23 % R-32 25 % R-125 52 % R-134a	86	4634	1520	0	209.0	Sí	No
HFC-410A	50 % R-32 50 % R-125	70	4770	1725	0	281.0	Sí	No
HFC-507	50 % R-125 50 % R134a	71	3715	3300	0	192.0	Sí	No
Amoniaco	Puro	132	11333	0	0	21.0	Sí	Sí

Capítulo 4. Integración de una bomba de calor por compresión al proceso de calentamiento de agua en un hospital

4.1 Introducción.

En este capítulo se presenta el análisis técnico y económico, para la posible integración de una bomba de calor a un hospital de la ciudad de México, con la finalidad de calentar agua para servicios tales como: duchas para enfermos y personal, lavandería, cocina, bioterios, etc.

Primero se mostrará el cálculo de consumo de combustible, la emisión de CO₂ y el costo que se tiene en la actualidad debido al calentamiento de agua requerido, después se integrarán colectores solares y se evaluarán nuevamente los conceptos mencionados. Lo anterior es una transcripción del artículo “Mitigación de gases contaminantes mediante el calentamiento de agua con calentadores solares en hospitales de la ciudad de México”, escrito por Fabio Manzini, y presentado en el XXIII Congreso Nacional de Energía Solar [50]. Después se hará un cálculo utilizando una bomba de calor en vez de los colectores solares, y por último se hará un cálculo integrando una combinación de colectores solares, bomba de calor y caldera.

Una vez conocidos los costos de las diferentes combinaciones de equipos, se hará una comparación económica entre ellos. Todos los precios que se manejan y la tasa de descuento que se utiliza en el análisis económico, están actualizados a noviembre del año dos mil, por lo que no es necesario descontar la inflación en dicho análisis.

4.2 Descripción del proceso actual de calentamiento de agua en un hospital de la cd. de México.

De acuerdo con Manzini, los datos de consumo de combustibles de 115 hospitales incluidos en el inventario de emisiones de la Red Atmosférica de Monitoreo Ambiental (RAMA), se tiene que el 83.9 %

quemar diesel en sus calderas, el 13.2 % GLP, el 1.8 % gasóleo y finalmente el 1.1 % gas natural.

La mayor parte de los hospitales tiene dos calderas, una en servicio y otra de reserva, la de servicio opera comúnmente 16 horas al día. El vapor generado tiene dos destinos principales, se le utiliza “vivo” para esterilización de instrumental, para planchado, en lavandería, en cocina, etc. o mediante intercambiadores calienta agua almacenada en uno o varios termotanques, donde se mantiene a una temperatura que varía según el hospital, entre 45 y 60 °C controlada por un termostato conectado a una válvula electromagnética.

Para un hospital con una capacidad de 179 camas Manzini concluyó que el consumo diario total de agua caliente por cama es de 302 litros, lo cual totaliza un consumo promedio diario de 54 058 litros de agua caliente. El consumo de diesel en calderas para el calentamiento de esta cantidad de agua es de 12 000.833 MJ/día, considerando una eficiencia global de las calderas del 84 % y una diferencia de temperaturas de 44.4 °C, que es la diferencia entre la temperatura de operación 60 °C y la temperatura promedio anual en la ciudad de México, 15.6 °C.

Basándose en un precio de 4.33 \$/L [51], 43 MJ/kg y 825 kg/m³ [52] para el diesel, se obtiene que el costo del combustible necesario por día es de:

$$(((12000.833 \text{ MJ/día})/(43 \text{ MJ/kg})))/(0.825 \text{ kg/L})) * 4.33 \text{ \$/L} = 1\,464.79 \text{ \$/día}$$

Considerando que el diesel al consumirse emite 0.075 kgCO₂/MJ [52], se encuentra que las emisiones diarias son de:

$$(12000.833 \text{ MJ/día}) * 0.075 \text{ kgCO}_2/\text{MJ} = 900 \text{ kgCO}_2/\text{día}$$

4.3 Descripción del proceso de calentamiento de agua en un hospital de la cd. de México suponiendo la integración de colectores solares.

Manzini propone la utilización de un sistema solar para calentar el agua a 42 °C, conectado en paralelo al sistema de combustión actualmente utilizado, y así ahorrar combustible destinado a este fin, lo que conduce a la mitigación de emisiones contaminantes.

El sistema consiste en un arreglo de colectores solares planos conectados a uno o varios termotanques donde se almacena el agua caliente, el agua se recircula a través de estos componentes mediante una bomba. La bomba de recirculación se controla con un termostato electrónico diferencial que por medio de varios sensores, monitorea, enciende y apaga el sistema sólo cuando hay suficiente radiación solar. En la

figura 4.1 se muestra un sistema de calentamiento de agua con recirculación forzada a través del arreglo de colectores y dos termotanques, el segundo de éstos es el ya existente en un sistema convencional de termotanque y caldera de vapor.

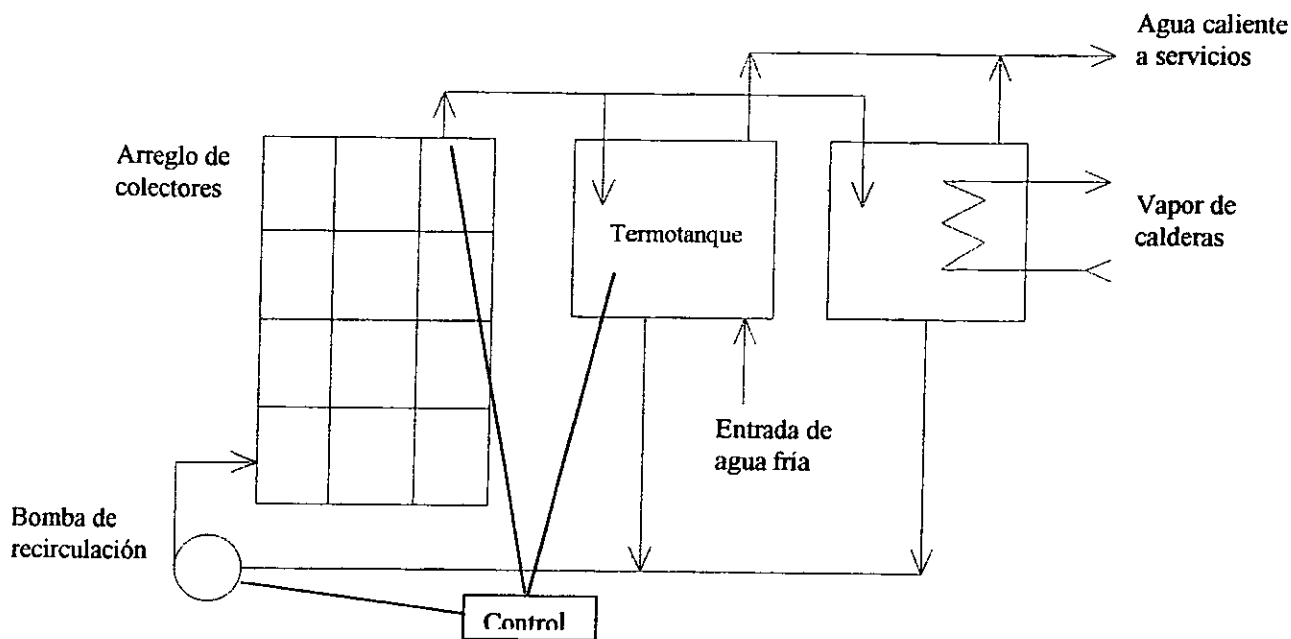


Figura 4.1. Configuración de un sistema de calentamiento solar y caldera con dos termotanques.

De los datos de colectores solares disponibles actualmente en el mercado, un fabricante menciona en su hoja de certificación que un colector con área de 2.17 m^2 , entrega 26.2 MJ/día a 35 °C y 19.2 MJ/día a 50 °C , obtenidos en un día estándar de $5\ 045 \text{ Wh/m}^2$ distribuidos en un período de 10 horas (lo que es igual a un total de $18.2 \text{ MJ/m}^2 \text{ día}$). Estos colectores para una temperatura de 42 °C proporcionan un valor de 22.5 MJ/día . Si se corrigen estos valores a la radiación diaria promedio obtenida en la ciudad de México ($17.7 \text{ MJ/m}^2 \text{ día}$), se obtiene que a 42 °C entregarán 21.9 MJ/colector ; y si a su vez dicho valor se corrige para un colector con área de 1.9 m^2 , este colector proporciona un valor de 19.07 MJ/día .

$$\text{Calor entregado por colector: } Q_{\text{col}} = 22.5 * (1.9/2.17) * (17.7/18.2) = 19.07 \text{ MJ/día}$$

Por lo tanto, para calentar $54\ 058$ litros de agua a 15.6 °C a 42 °C , se necesitan 313 colectores. En su artículo, Manzini menciona, que el volumen del termotanque de almacenamiento es de $2/3$ del volumen de agua a calentar, es decir, un tanque con capacidad de $36\ 038$ litros. Se supondrá un termotanque con base y losa de concreto, paredes laterales de tabique, con dimensiones de 4 m de ancho por 4.5 m de largo por 2 m de altura, forrado con multypanel de 38 mm de espesor, con aplanado interior de cemento y acabado final de pintura epóxica. El costo por colector es de $\$ 1\ 950$, suponiendo que su instalación cuesta un 20%

del costo del colector, obtenemos \$ 2 340, lo que da un total de \$732 420; y el costo del tanque de almacenamiento es de \$ 48 045, según cotización proporcionada por Acondicionadora de Climas S.A. de C.V., a los precios anteriores debe agregárseles el IVA, que en la actualidad es del 15 %.

La vida útil de los colectores se supondrá de 15 años. El fabricante de colectores solares, ofrece una garantía de 10 años, pero en su catálogo indica que los colectores pueden durar hasta 30 años.

Para calentar 54 058 litros de agua de 42 °C a 60 °C, la caldera tendrá que suministrar 4 842 MJ/día, lo que representa un gasto en combustible de 591 \$/día, y una emisión de 363 kgCO₂/día, esto representa un ahorro de 873 \$/día y una mitigación de 537 kgCO₂/día al comparar contra la caldera operando sola.

4.4 Descripción del proceso de calentamiento de agua en un hospital de la cd. de México suponiendo la integración de una bomba de calor aire-agua.

En esta sección se propone utilizar una bomba de calor por compresión, del tipo aire-agua, que calentaría el agua de 15.6 °C a 42 °C, en vez del arreglo de colectores solares. Primeramente se dimensionará la bomba de calor con el uso del programa CICLO 1.0.

Para obtener el costo de la bomba de calor, se consultó a la empresa Acondicionadora de Climas S.A. de C.V., dedicada al diseño e instalación de sistemas de aire acondicionado y refrigeración, dicha empresa indicó que el costo de las bombas de calor con el tamaño y las características que se mencionan en este estudio, es alrededor de \$ 2 129 por kW, incluyendo instalación y sin IVA. La vida útil de la bomba de calor se estima comunmente entre 10 [53] y 15 años [42], en este trabajo se supondrá de 15 años.

Para evaluar la emisión de CO₂ de la bomba de calor a la atmósfera, se utilizará el concepto del TEWI, definido en el capítulo 3, en la sección 3.3:

$$\text{TEWI} = \text{GWP} \cdot \mu + \alpha \cdot \beta \quad (57)$$

donde:

GWP = GWP del fluido en un tiempo de cien años, kg CO₂/kg de refrigerante.

μ = Masa total de refrigerante liberada a la atmósfera durante la vida útil del equipo, kg.

α = kgCO₂/kWh_e liberados a la atmósfera en la producción de electricidad.

β = energía consumida por el equipo durante su vida útil, kWh_e.

Para determinar la masa total de refrigerante liberada a la atmósfera durante la vida útil del equipo, supondremos que las fugas son del 4 % anual, lo que corresponde a las pérdidas en instalaciones típicas de la actualidad, según P. E. Donald [54]. La carga de refrigerante en equipos del tamaño que se están considerando en este estudio, es normalmente de 10 kg [55]. Usualmente, los motores eléctricos que impulsan a los compresores utilizados en estos equipos, tienen eficiencias del 70 al 97 % [56], para este ejercicio se considerará una eficiencia del 85 %.

Al igual que en el caso de los colectores solares, la bomba de calor se conectará en paralelo al sistema de combustión actualmente utilizado, para ahorrar parte del combustible, evitando así emisiones contaminantes. Se supondrá que el tiempo de operación de la bomba de calor es de 10 horas, de 9:00 a 19:00 horas. Con base en los registros de temperatura para la cd. de México [57], se supondrá que durante esta parte del día, se tiene una temperatura promedio anual del aire de 23 °C, que es la temperatura máxima promedio en el período 1963-1992, debe aclararse que no se está utilizando el promedio de la temperatura máxima extrema, que es de 26.8 °C. Se supondrá 35 % de humedad relativa, asimismo se buscará un flujo de aire en el evaporador, cuya temperatura descienda entre 5 y 7 °C.

Datos para el diseño térmico de la bomba de calor introducidos a CICLO 1.0:

Temperatura del agua a la entrada del condensador: 15 °C

Temperatura deseada a la salida del condensador: 42 °C

Flujo volumétrico en el condensador: 5405.8 litros/h

Temperatura del aire a la entrada del evaporador: 23 °C

Humedad relativa del aire: 35 %

Presión barométrica: 89 kPa

Flujo volumétrico en el evaporador: 75 000 m³/h

Subenfriamiento en el condensador: 10 °C

Sobrecalentamiento en el evaporador: 5 °C

Eficiencia del motor eléctrico del compresor: 85 %

En la siguiente tabla, se muestra un resumen de los resultados que se obtienen con CICLO 1.0. Se muestran las cuatro mejores opciones.

Tabla 4.1 Resumen del diseño térmico de la bomba de calor.

Refrigerante	Compresor	COP	W_{COMP} , kW
R-22	Scroll	4.38	38.66
R-134a	Scroll	4.28	39.50
R-134a	Tornillo	4.26	39.75
R-22	Tornillo	4.25	39.82

De la tabla anterior se observa que la mejor opción es el uso del refrigerante R-22, que es un HCFC; y ya se explicó en capítulos anteriores, que tendrá que dejar de usarse. Por lo tanto, se seleccionará el diseño de la bomba de calor que utiliza R-134a.

Haciendo un cálculo similar al de las secciones anteriores, se obtiene que el costo diario de operación de la bomba de calor es de:

$$39.5 \text{ kW} * 10 \text{ h/día} * 1.103 \text{ \$/kWh} = 435.68 \text{ \$/día}$$

La emisión de CO₂ asociada es de:

$$(395 \text{ kWh} * 0.542 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}) / 0.842 \text{ (Eficiencia de la red eléctrica)} = 254 \text{ kgCO}_2/\text{día}$$

Debido a que se tiene que utilizar la caldera para suministrar el calor faltante (de 42 °C a 60 °C), el costo de operación es de 1 027 \$/día, y la emisión de CO₂ es de 617 kgCO₂/día, el ahorro obtenido es de 438 \$/día y una mitigación de 283 kgCO₂/día al comparar contra la caldera operando sola.

4.5 Descripción del proceso de calentamiento de agua en un hospital de la cd. de México suponiendo el uso de colectores solares, bomba de calor aire-agua y caldera.

Observando de manera general las características de cada una de las tecnologías mencionadas anteriormente, podemos decir:

- Las bombas de calor mejoran su COP cuando: la diferencia de temperaturas entre la fuente de calor y el sumidero se reduce, y cuando el cambio de temperatura de los fluidos que absorben y ceden calor no es muy grande.

- Los colectores solares planos, pueden calentar agua eficientemente hasta alrededor de los 60 °C, aunque esto depende de muchos factores.
- Las calderas emiten grandes cantidades de contaminantes, sin embargo, alcanzan temperaturas de operación que otras tecnologías no alcanzan y que son necesarias en algunos procesos. Además en el caso que se estudia, ya existe una caldera, que no nada más se usa para calentamiento de agua de servicio, sino que se usa para generar el vapor necesario para otras áreas del hospital, por lo que se presume continuará en operación.

Por lo anterior, se hace un análisis del calentamiento de agua combinando las tres tecnologías. Se conectarán en serie los colectores solares y la bomba de calor, que a su vez se conecta en paralelo con la caldera. Primeramente, los colectores solares calentarán el agua de 15.6 °C a 35 °C, la bomba de calor calentará de 35 °C a 55 °C, y por último, la caldera calentará hasta los 60 °C. Adicionalmente, se llevará a cabo un análisis ligeramente diferente, en el que la bomba de calor, calentará el agua de 15.6 °C a 35 °C, los colectores solares lo harán de 35 °C a 55 °C, y por último, la caldera calentará hasta los 60 °C. El análisis de estas combinaciones de equipos, se realizará con tres diferentes condiciones climatológicas: promedio anual, invierno y primavera. En las figuras 4.2 y 4.3, se muestran esquemas de las conexiones entre los diferentes equipos.

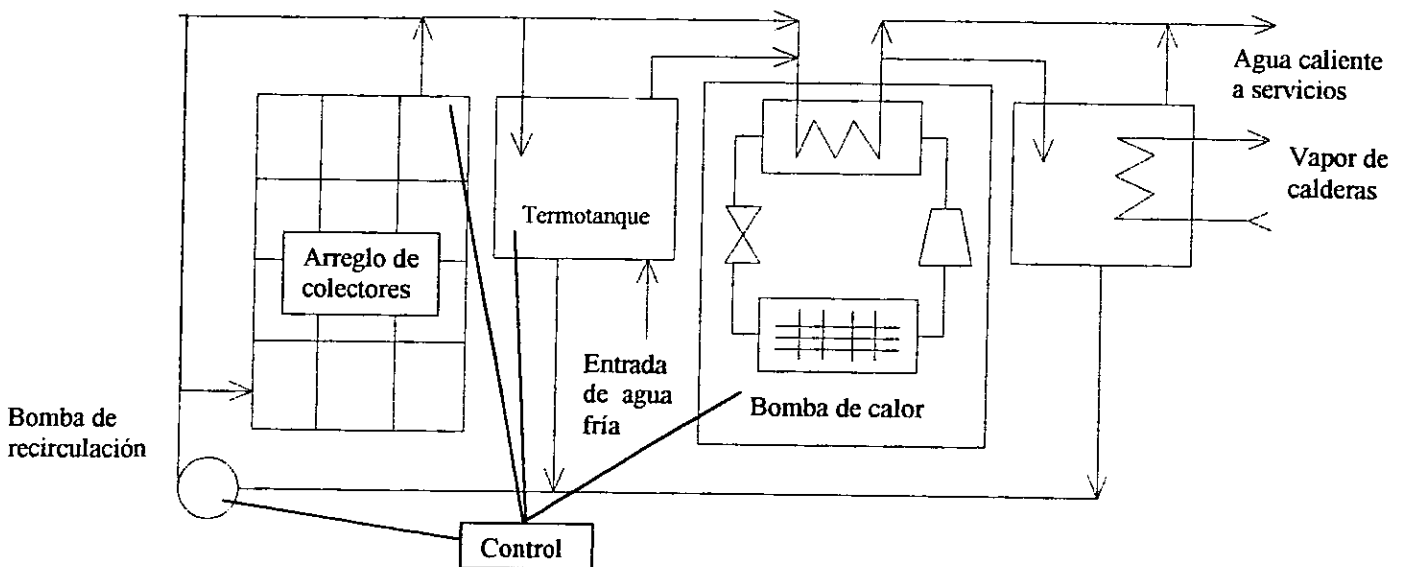


Figura 4.2. Configuración de un sistema de calentamiento solar/bomba de calor/caldera con dos termotanques.

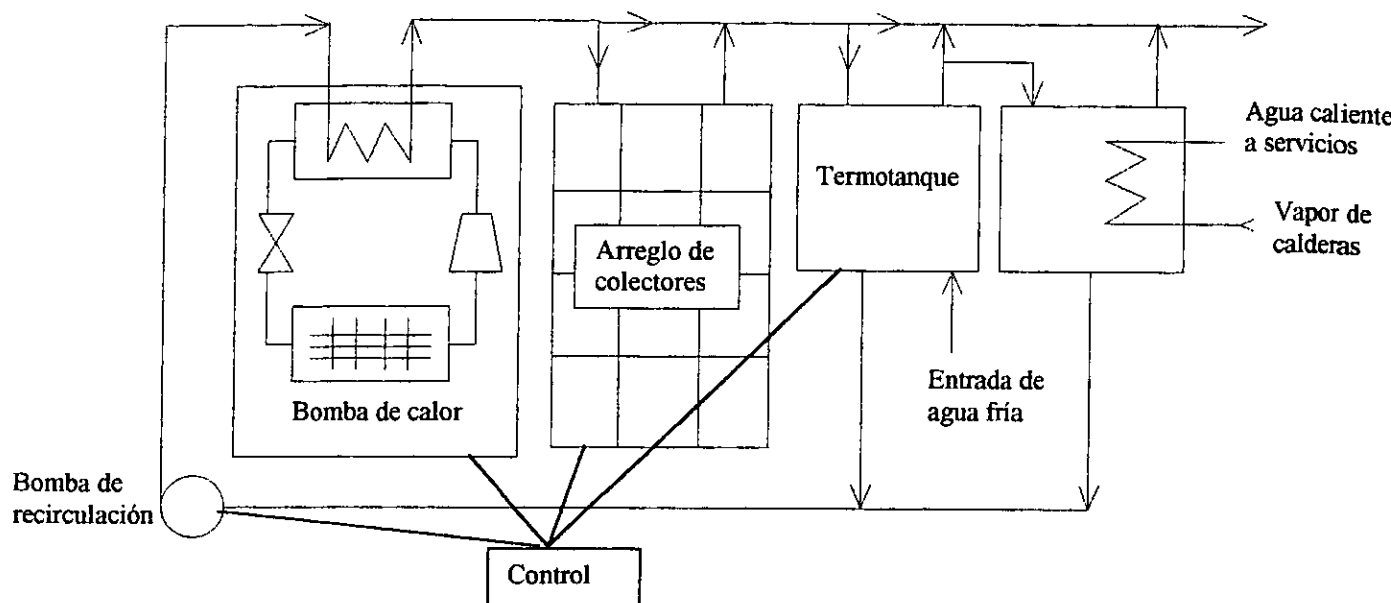


Figura 4.3. Configuración de un sistema de calentamiento solar/bomba de calor/caldera con dos termotanques.

Sistema colectores solares/ bomba de calor/ caldera.-

Condiciones de operación para promedio anual.- La insolación diaria promedio anual es de 17.70 MJ/m² [50] y la temperatura diurna promedio se considera de 23 °C [57].

Colectores solares.

Calor entregado por el campo de colectores: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (35-15.6)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,383.7 \text{ MJ/día}$

Calor por colector a 35 °C: $26.2 \text{ MJ/día} * (1.9\text{m}^2/2.17\text{m}^2) * (17.7 \text{ MJ}/18.2 \text{ MJ}) = 22.2 \text{ MJ/día}$

No. de colectores necesarios: 198

Costo por colector: \$ 2 691

Bomba de calor.

Datos para el diseño térmico de la bomba de calor introducidos a CICLO 1.0:

Temperatura del agua a la entrada del condensador: 35 °C

Temperatura deseada a la salida del condensador: 55 °C

Flujo volumétrico en el condensador: 5 405.8 litros/h

Temperatura del aire a la entrada del evaporador: 23 °C

Humedad relativa del aire: 35 %

Presión barométrica: 89 kPa

Flujo volumétrico en el evaporador: 60 000 m³/h

Subenfriamiento en el condensador: 10 °C

Sobrecalentamiento en el evaporador: 5 °C

Eficiencia del motor eléctrico del compresor: 85 %

Tiempo de operación diaria de la bomba de calor: 10 h

Calor entregado por la bomba de calor: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (55-35)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,519.2 \text{ MJ/día}$

COP: 3.2

Compresor: Tornillo

Refrigerante: R-134a

Energía consumida: 392.3 kWh_e/día

Costo de la energía consumida: $392.3 \text{ kWh}_e * 1.103 \text{ \$/ kWh}_e = 433 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $392.3 \text{ kWh}_e / 0.842 * 0.542 \text{ kgCO}_2 / \text{ kWh}_e = 252.5 \text{ kgCO}_2 / \text{ día}$

Costo de la bomba de calor: \$ 307 356

Caldera

Calor entregado por la caldera: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (60-55)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 1\,129.8 \text{ MJ/día}$

Eficiencia de la caldera: 84 %

Costo del diesel: $(1\,129.8 \text{ MJ/día}) / 0.84 * (0.023 \text{ kg/MJ}) * (1.212 \text{ L/kg}) * 4.33 \text{ \$/L} = 162 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $(1\,129.8 \text{ MJ/día}) / 0.84 * 0.075 \text{ kgCO}_2 / \text{ MJ} = 100.87 \text{ kgCO}_2 / \text{ día}$

Condiciones de operación para invierno.- La insolación diaria promedio durante invierno es de 15.59 MJ/m² [58] y la temperatura diurna promedio se considera de 21 °C [57].

Colectores solares.

Calor entregado por el campo de colectores: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (35-15.6)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,383.7 \text{ MJ/día}$

Calor por colector a 35 °C: $26.2 \text{ MJ/día} * (1.9 \text{ m}^2 / 2.17 \text{ m}^2) * (15.59 \text{ MJ} / 18.2 \text{ MJ}) = 19.65 \text{ MJ/día}$

No. de colectores necesarios: 223

Costo por colector: \$ 2 691

Bomba de calor.

Datos para el diseño térmico de la bomba de calor introducidos a CICLO 1.0:

Temperatura del agua a la entrada del condensador: 35 °C

Temperatura deseada a la salida del condensador: 55 °C

Flujo volumétrico en el condensador: 5 405.8 litros/h

Temperatura del aire a la entrada del evaporador: 21 °C

Humedad relativa del aire: 35 %

Presión barométrica: 89 kPa

Flujo volumétrico en el evaporador: 60 000 m³/h

Subenfriamiento en el condensador: 10 °C

Sobrecalentamiento en el evaporador: 5 °C

Eficiencia del motor eléctrico del compresor: 85 %

Tiempo de operación diaria de la bomba de calor: 10 h

Calor entregado por la bomba de calor: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (55-35)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,519.2 \text{ MJ/día}$

COP: 3.0

Compresor: Tornillo

Refrigerante: R-134a

Energía consumida: 418.4 kWh_e/día

Costo de la energía consumida: $418.4 \text{ kWh}_e * 1.103 \text{ \$/ kWh}_e = 462 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $418.4 \text{ kWh}_e / 0.842 * 0.542 \text{ kgCO}_2 / \text{ kWh}_e = 269.3 \text{ kgCO}_2 / \text{ día}$

Costo de la bomba de calor: \$ 307 356

Caldera

Calor entregado por la caldera: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (60-55)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 1\,129.8 \text{ MJ/día}$

Eficiencia de la caldera: 84 %

Costo del diesel: $(1\,129.8 \text{ MJ/día}) / 0.84 * (0.023 \text{ kg/MJ}) * (1.212 \text{ l/kg}) * 4.33 \text{ \$/l} = 162 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $(1\,129.8 \text{ MJ/día}) / 0.84 * 0.075 \text{ kgCO}_2 / \text{ MJ} = 100.87 \text{ kgCO}_2 / \text{ día}$

Condiciones de operación para primavera.- La insolación diaria promedio durante primavera es de 21.84 MJ/m² [58] y la temperatura diurna promedio se considera de 26 °C [57].

Colectores solares.

Calor entregado por el campo de colectores: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (35-15.6)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,383.7 \text{ MJ/día}$

Calor por colector a 35 °C: $26.2 \text{ MJ/día} * (1.9 \text{ m}^2 / 2.17 \text{ m}^2) * (21.84 \text{ MJ} / 18.2 \text{ MJ}) = 27.53 \text{ MJ/día}$

No. de colectores necesarios: 160

Costo por colector: \$ 2 691

Bomba de calor.

Datos para el diseño térmico de la bomba de calor introducidos a CICLO 1.0:

Temperatura del agua a la entrada del condensador: 35 °C

Temperatura deseada a la salida del condensador: 55 °C

Flujo volumétrico en el condensador: 5 405.8 litros/h

Temperatura del aire a la entrada del evaporador: 26 °C

Humedad relativa del aire: 35 %

Presión barométrica: 89 kPa

Flujo volumétrico en el evaporador: 60 000 m³/h

Subenfriamiento en el condensador: 10 °C

Sobrecalentamiento en el evaporador: 5 °C

Eficiencia del motor eléctrico del compresor: 85 %

Tiempo de operación diaria de la bomba de calor: 10 h

Calor entregado por la bomba de calor: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (55-35)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,519.2 \text{ MJ/día}$

COP: 3.4

Compresor: Tornillo

Refrigerante: R-134a

Energía consumida: 369.2 kWh_e/día

Costo de la energía consumida: $369.2 \text{ kWh}_e * 1.103 \text{ \$/ kWh}_e = 407 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $369.2 \text{ kWh}_e / 0.842 * 0.542 \text{ kgCO}_2/ \text{ kWh}_e = 237.6 \text{ kgCO}_2/\text{día}$

Costo de la bomba de calor: \$ 307 356

Caldera

Calor entregado por la caldera: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (60-55)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 1\,129.8 \text{ MJ/día}$

Eficiencia de la caldera: 84 %

Costo del diesel: $(1\,129.8 \text{ MJ/día})/0.84 * (0.023 \text{ kg/MJ}) * (1.212 \text{ L/kg}) * 4.33 \text{ \$/L} = 162 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $(1\,129.8 \text{ MJ/día})/0.84 * 0.075 \text{ kgCO}_2/\text{MJ} = 100.87 \text{ kgCO}_2/\text{día}$

Sistema bomba de calor/ colectores solares/ caldera.-

En este arreglo de los equipos, los colectores solares calentarán el agua de 35 °C a 55 °C. Debe señalarse, que al no conseguirse información de la eficiencia de los colectores solares a 55 °C, se decidió hacer una extrapolación para calcular el calor absorbido durante un día a tal temperatura; la extrapolación se realizó con el programa Excel 97®, y fue del tipo polinómica, el resultado fue de 16.3 MJ/día.

Condiciones de operación para promedio anual.- La insolación diaria promedio anual es de 17.70 MJ/m² [50] y la temperatura diurna promedio se considera de 23 °C [57].

Bomba de calor.

Datos para el diseño térmico de la bomba de calor introducidos a CICLO 1.0:

Temperatura del agua a la entrada del condensador: 15 °C

Temperatura deseada a la salida del condensador: 35 °C

Flujo volumétrico en el condensador: 5 405.8 litros/h

Temperatura del aire a la entrada del evaporador: 23 °C

Humedad relativa del aire: 35 %

Presión barométrica: 89 kPa

Flujo volumétrico en el evaporador: 60 000 m³/h

Subenfriamiento en el condensador: 10 °C

Sobrecalentamiento en el evaporador: 5 °C

Eficiencia del motor eléctrico del compresor: 85 %

Tiempo de operación diaria de la bomba de calor: 10 h

Calor entregado por la bomba de calor: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (35-15)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,519.2 \text{ MJ/día}$

COP: 5.4

Compresor: Scroll

Refrigerante: R-134a

Energía consumida: 231.0 kWh_e/día

Costo de la energía consumida: $231.0 \text{ kWh}_e * 1.103 \text{ \$/ kWh}_e = 255 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $231.0 \text{ kWh}_e / 0.842 * 0.542 \text{ kgCO}_2 / \text{ kWh}_e = 148.7 \text{ kgCO}_2 / \text{ día}$

Costo de la bomba de calor: \$ 307 356

Colectores solares.

Calor entregado por el campo de colectores: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (55-35)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,519.2 \text{ MJ/día}$

Calor por colector a 55 °C: $16.3 \text{ MJ/día} * (1.9 \text{ m}^2 / 2.17 \text{ m}^2) * (17.7 \text{ MJ} / 18.2 \text{ MJ}) = 13.88 \text{ MJ/día}$

No. de colectores necesarios: 326

Costo por colector: \$ 2 691

Caldera

Calor entregado por la caldera: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (60-55)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 1\,229.8 \text{ MJ/día}$

Eficiencia de la caldera: 84 %

Costo del diesel: $(1\,229.8 \text{ MJ/día}) / 0.84 * (0.023 \text{ kg/MJ}) * (1.212 \text{ L/kg}) * 4.33 \text{ \$/L} = 162 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $(1\,229.8 \text{ MJ/día}) / 0.84 * 0.075 \text{ kgCO}_2 / \text{ MJ} = 100.87 \text{ kgCO}_2 / \text{ día}$

Condiciones de operación para invierno.- La insolación diaria promedio durante invierno es de 15.59 MJ/m² [58] y la temperatura diurna promedio se considera de 21 °C [57].

Bomba de calor.

Datos para el diseño térmico de la bomba de calor introducidos a CICLO 1.0:

Temperatura del agua a la entrada del condensador: 15 °C

Temperatura deseada a la salida del condensador: 35 °C

Flujo volumétrico en el condensador: 5 405.8 litros/h

Temperatura del aire a la entrada del evaporador: 21 °C

Humedad relativa del aire: 35 %

Presión barométrica: 89 kPa

Flujo volumétrico en el evaporador: 60 000 m³/h

Subenfriamiento en el condensador: 10 °C

Sobrecalentamiento en el evaporador: 5 °C

Eficiencia del motor eléctrico del compresor: 85 %

Tiempo de operación diaria de la bomba de calor: 10 h

Calor entregado por la bomba de calor: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (35-15)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,519.2 \text{ MJ/día}$

COP: 5.0

Compresor: Scroll

Refrigerante: R-134a

Energía consumida: 249.6 kWh_e/día

Costo de la energía consumida: $249.6 \text{ kWh}_e * 1.103 \text{ \$/ kWh}_e = 275 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $249.6 \text{ kWh}_e / 0.842 * 0.542 \text{ kgCO}_2 / \text{ kWh}_e = 160.7 \text{ kgCO}_2 / \text{ día}$

Costo de la bomba de calor: \$ 307 356

Colectores solares.

Calor entregado por el campo de colectores: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (55-35)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 4\,519.2 \text{ MJ/día}$

Calor por colector a 55 °C: $16.3 \text{ MJ/día} * (1.9 \text{ m}^2 / 2.17 \text{ m}^2) * (15.59 \text{ MJ} / 18.2 \text{ MJ}) = 12.22 \text{ MJ/día}$

No. de colectores necesarios: 370

Costo por colector: \$ 2 691

Caldera

Calor entregado por la caldera: $4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} * (60-55)^\circ\text{C} * 54\,058 \text{ kg/día} = 1\,229.8 \text{ MJ/día}$

Eficiencia de la caldera: 84 %

Costo del diesel: $(1\,229.8 \text{ MJ/día}) / 0.84 * (0.023 \text{ kg/MJ}) * (1.212 \text{ L/kg}) * 4.33 \text{ \$/L} = 162 \text{ \$/día}$

Emisión de CO₂: $(1\,229.8 \text{ MJ/día}) / 0.84 * 0.075 \text{ kgCO}_2 / \text{ MJ} = 100.87 \text{ kgCO}_2 / \text{ día}$

Condiciones de operación para primavera.- La insolación diaria promedio durante primavera es de 21.84 MJ/m² [58] y la temperatura diurna promedio se considera de 26 °C [57].

Bomba de calor.

Datos para el diseño térmico de la bomba de calor introducidos a CICLO 1.0:

Temperatura del agua a la entrada del condensador: 15 °C

Temperatura deseada a la salida del condensador: 35 °C

Flujo volumétrico en el condensador: 5 405.8 litros/h

Temperatura del aire a la entrada del evaporador: 26 °C

Humedad relativa del aire: 35 %

Presión barométrica: 89 kPa

Flujo volumétrico en el evaporador: 60 000 m³/h

Subenfriamiento en el condensador: 10 °C

Sobrecalentamiento en el evaporador: 5 °C

Eficiencia del motor eléctrico del compresor: 85 %

Tiempo de operación diaria de la bomba de calor: 10 h

Calor entregado por la bomba de calor: 4.18 kJ/kg °C * (35-15)°C * 54 058 kg/día = 4519.2 MJ/día

COP: 6.0

Compresor: Scroll

Refrigerante: R-134a

Energía consumida: 205.9 kWh_e/día

Costo de la energía consumida: 205.9 kWh_e * 1.103 \$/ kWh_e = 227 \$/día

Emisión de CO₂: 205.9 kWh_e/0.842 * 0.542 kgCO₂/ kWh_e = 132.5 kgCO₂/día

Costo de la bomba de calor: \$ 307 356

Colectores solares.

Calor entregado por el campo de colectores: 4.18 kJ/kg °C * (55-35)°C * 54 058 kg/día = 4 519.2 MJ/día

Calor por colector a 55 °C: 16.3 MJ/día * (1.9m²/2.17 m²) * (21.84 MJ/18.2 MJ) = 17.12 MJ/día

No. de colectores necesarios: 264

Costo por colector: \$ 2 691

Caldera

Calor entregado por la caldera: 4.18 kJ/kg °C * (60-55)°C * 54 058 kg/día = 1 129.8 MJ/día

Eficiencia de la caldera: 84 %

Costo del diesel: (1 129.8 MJ/día)/0.84 * (0.023 kg/MJ) * (1.212 L/kg) * 4.33 \$/L = 162 \$/día

Emisión de CO₂: (1 129.8 MJ/día)/0.84 * 0.075 kgCO₂/MJ = 100.87 kgCO₂/día

4.6 Análisis económico entre las diferentes combinaciones de equipos.

El análisis económico que aquí se realiza, es el conocido como: "evaluación del valor anual uniforme equivalente". La ventaja principal de este método radica en que no requiere hacer la comparación sobre el mínimo común múltiplo de los años cuando las alternativas tienen vidas útiles diferentes [59]. Es decir, el valor anual de la alternativa se calcula para un ciclo de vida solamente.

Las principales suposiciones que se hacen en este análisis son las siguientes :

- El hospital en donde se realiza la integración de equipo nuevo, bomba de calor y/o colectores solares, es una institución pública que requiere de financiamiento externo.
- La tasa de descuento en este trabajo (que puede ser similar al interés que cobran los bancos por un préstamo, pero también puede incluir riesgos del proyecto [60]), se considerará igual a la que pagan los certificados de la tesorería (CETES), que en noviembre del año 2000 fluctuó alrededor del 18 % anual.
- El tiempo para pagar el financiamiento será de 10 años.
- Los costos de combustible se reducen al costo del combustible que utilizan los equipos.
- Los costos de operación anual de los colectores solares se considerarán iguales al salario de un trabajador de intendencia, en este trabajo se considerará que el salario mensual del trabajador es de 2.5 salarios mínimos, que al monto actual e incluyendo todas las prestaciones de ley, totalizan \$ 4 420. La forma de evaluar estos costos y el salario asignado fueron sugeridos por la empresa Acondicionadora de Climas S.A. de C.V. Los costos de operación de la bomba de calor se considerarán nulos. Los costos de operación de la caldera se considerarán del 5 % del costo anual del combustible.
- Los costos anuales de mantenimiento menor para la bomba de calor y los colectores solares se considerarán del 5 % del valor inicial del equipo. En el caso de la caldera, se supondrá que el mantenimiento menor es un 5 % del costo anual del combustible. Los costos anuales de mantenimiento mayor de los equipos son nulos durante su vida útil.
- La inflación se supondrá del 7 % anual, esto de acuerdo a las predicciones del Banco de México para el sexenio 2001-2006.

Debido a que en los hospitales existe actualmente una caldera en operación, se harán dos estudios económicos:

- a) No se supondrá la compra de una caldera nueva, sino se usará la existente en el hospital, por lo tanto, se considerará que ésta ha sido totalmente amortizada.
- b) Se supondrá la adquisición de una caldera nueva, debido a esto, se incluirá la amortización anual de

ésta dentro del costo total anual de las diferentes configuraciones propuestas. A excepción del caso donde la caldera se utiliza sola, la caldera no será igual en tamaño a la original, sino que se supondrá del tamaño suficiente para calentar el agua a 60 °C en la cantidad señalada en este estudio.

Para hacer una comparación entre las diferentes configuraciones de los equipos, se calculará el costo total anual de cada una de ellas, dicho cálculo se realizará de la siguiente forma:

$$A_T = A_F + A_C + A_O + A_M \quad (58)$$

donde:

A_T = Costo total anual, pesos mexicanos.

A_F = Amortización anual del financiamiento, pesos mexicanos.

A_C = Costo anual de combustible, pesos mexicanos.

A_O = Costo anual de operación del equipo, pesos mexicanos.

A_M = Costo anual de mantenimiento menor, pesos mexicanos.

La amortización anual se calcula con la siguiente fórmula:

$$A_F = \frac{r}{1 - (1+r)^{-n}} V_P \quad (59)$$

donde:

V_P = Valor presente del equipo, pesos mexicanos.

r = Tasa de descuento del financiamiento.

n = Tiempo para pagar el financiamiento, años.

La tasa de descuento del financiamiento ha sido afectada por la inflación. En los casos de recuperación de capital es particularmente importante incluir la inflación [59], debido a que los pesos futuros tienen menos poder de compra que los pesos de hoy. De tal manera que la tasa de descuento se calculó de la siguiente forma:

$$r = r_i + r_f + (r_i * r_f) \quad (60)$$

donde:

r_i = tasa de interés real, considerada del 18 %.

r_f = tasa de inflación, considerada del 7 %.

Un criterio frecuentemente utilizado en los análisis económicos, es el tiempo de retorno, aquí se adoptará la siguiente definición de tiempo de retorno: "Es el tiempo necesario para que los ahorros en combustible acumulados, sean igual a la inversión inicial, esto es, el tiempo que toma recuperar una inversión debido al

ahorro en combustible.” [58]. Se utilizará la siguiente fórmula para calcular los tiempos de recuperación de las diferentes opciones:

$$T_R = \frac{A_F \left(\frac{(1+r_f)^n - 1}{(1+r_f)^n r_f} \right)}{(A_{TBS} - A_{OBE} - A_{MBE} - A_{CBE})} \quad (61)$$

donde:

T_R = Tiempo de recuperación del financiamiento, años.

A_{TBS} = Costo total anual de la caldera operando sola, pesos mexicanos.

A_{OBE} = Costo anual de operación del acoplamiento caldera-equipos nuevos, pesos mexicanos.

A_{MBE} = Costo anual de mantenimiento del acoplamiento caldera-equipos nuevos, pesos mexicanos.

A_{CBE} = Costo anual de combustible del acoplamiento caldera-equipos nuevos, pesos mexicanos.

En la tabla 4.2 se muestra un resumen económico entre las diferentes configuraciones de los equipos sin considerar la compra de una caldera nueva. En la tabla 4.3, se muestran los tiempos de recuperación de la inversión para las diferentes configuraciones de los equipos sin considerar la compra de una caldera nueva. Las tablas 4.4 y 4.5 son similares a las 4.2 y 4.3, pero sí incluyen la compra de una caldera nueva.

Para determinar el costo de la caldera se consultó a la empresa Apollo Comercial S.A. de C.V., especializada en la venta de estos equipos, proporcionando un precio de \$ 112 410 incluyendo instalación y sin IVA para una caldera similar a la original; y \$ 22 482 para una caldera pequeña que no genere vapor pero sea capaz de calentar el agua por arriba de los 60 °C. Asimismo confirmó que la vida útil de esta clase de equipos varía entre 10 y 15 años.

Tabla 4.2 Comparación de costos y emisión de CO₂ entre opciones para calentamiento de agua (sin caldera nueva).

Equipo	Costo de los colectores solares, \$	Costo de la bomba de calor, \$	*Amortización anual del equipo, \$	Costo anual de la energía consumida por la bomba de calor, \$	Costo anual del combustible consumido por la caldera, \$	Costo anual de mantenimiento y operación, \$	*Costo total anual, \$	Emisión anual de CO ₂ , ton CO ₂	*Reducción en costo para el 1er. año, %	Reducción en emisiones, %
Caldera	**	**	**	**	534 648	53 485	588 113	328.50	**	**
Colectores y caldera	842 283	**	261 048	**	215 715	118 726	593 488	132.50	-0.91%	59.67
Bomba de Calor y caldera	**	413 918	136 458	159 023	215 715	42 267	553 483	225.20	5.89%	31.44
¹ BC, colectores y caldera	877 266	307 358	360 617	93 075	59 130	118 184	631 006	91.09	-7.29%	72.27
² BC, colectores y caldera	995 870	307 358	395 054	100 375	59 130	124 104	678 664	95.48	-15.40%	70.94
³ BC, colectores y caldera	710 424	307 358	312 091	82 855	59 130	109 842	563 018	85.19	4.11%	74.06
¹ colectores, BC y caldera	532 818	307 358	260 434	158 045	59 130	100 962	578 571	128.99	1.62%	60.73
² colectores, BC y caldera	600 093	307 358	280 001	168 630	59 130	104 325	612 087	135.12	-4.08%	58.88
³ colectores, BC y caldera	430 560	307 358	230 692	148 555	59 130	95 849	534 228	123.56	9.16%	62.38

¹Con base en las condiciones del promedio anual.

²Con base en las condiciones de invierno.

³Con base en las condiciones de primavera.

* Incluye el costo del tanque de almacenamiento extra que es de \$55 252.

Tabla 4.3 Tiempo de recuperación de la inversión inicial (sin caldera nueva).

Equipo	Costo del Financiamiento, \$	Costo Anual de Mantenimiento + Costo Anual de Operación + Costo Anual de Combustible, \$	Ahorro Anual, \$	Tiempo de Recuperación, años
Caldera	***	588 113	***	***
Colectores y caldera	1 833 488	332 441	255 672	7.2
Bomba de Calor y caldera	958 412	417 005	171 118	5.6
¹ BC, colectores y caldera	2 532 791	270 389	317 724	8.0
² BC, colectores y caldera	2 774 685	283 608	304 504	9.1
³ BC, colectores y caldera	2 191 970	251 827	336 288	6.5
¹ colectores, BC y caldera	1 829 160	318 137	269 976	6.8
² colectores, BC y caldera	1 966 588	332 085	256 028	7.7
³ colectores, BC y caldera	1 620 269	303 534	284 579	5.7

Tabla 4.4 Comparación de costos y emisión de CO₂ entre opciones para calentamiento de agua (con caldera nueva).

Equipo	Costo de los colectores solares, \$	Costo de la bomba de calor, \$	*Amortización anual del equipo, \$	Costo anual de la energía consumida por la bomba de calor, \$	Costo anual del combustible consumido por la caldera, \$	Costo anual de mantenimiento y operación, \$	*Costo total anual, \$	Emisión anual de CO ₂ , ton CO ₂	*Reducción en costo para el 1er. año, %	Reducción en emisiones, %
Caldera	**	**	37 598	**	534 648	53 485	625 711	328.50	**	**
Colectores y caldera	842 283	**	288 567	**	215 715	118 726	601 008	132.50	3.96%	59.67
Bomba de Calor y caldera	**	413 918	143 977	159 023	215 715	42 267	560 983	225.20	10.34%	31.44
¹ BC, colectores y caldera	877 286	307 356	368 136	93 075	59 130	118 184	636 525	91.09	-2.05%	72.27
² BC, colectores y caldera	995 670	307 356	402 574	100 375	59 130	124 104	686 183	95.46	-9.66%	70.94
³ BC, colectores y caldera	710 424	307 356	319 610	82 855	59 130	109 842	571 437	85.19	8.67%	74.06
¹ colectores, BC y caldera	532 818	307 356	267 954	158 045	59 130	100 962	586 091	128.99	6.33%	60.73
² colectores, BC y caldera	600 093	307 356	287 521	168 630	59 130	104 325	619 606	135.12	0.96%	58.86
³ colectores, BC y caldera	430 580	307 356	238 212	148 555	59 130	85 849	541 746	123.58	13.42%	62.38

* Incluye el costo del tanque de almacenamiento extra que es de \$55 252 y caldera de \$25 854.

Tabla 4.5 Tiempo de recuperación de la inversión inicial (con caldera nueva).

Equipo	Costo del Financiamiento, \$	Costo Anual de Mantenimiento + Costo Anual de Operación + Costo Anual de Combustible, \$	Ahorro Anual, \$	Tiempo de Recuperación, años
Caldera	264 070	588 113	***	***
Colectores y caldera	1 886 282	332 441	255 672	7.4
Bomba de Calor y caldera	1 011 226	417 005	171 118	5.9
¹ BC, colectores y caldera	2 585 806	270 389	317 724	8.1
² BC, colectores y caldera	2 827 479	283 609	304 504	9.3
³ BC, colectores y caldera	2 244 784	251 827	338 286	8.7
¹ colectores, BC y caldera	1 881 974	318 137	269 976	7.0
² colectores, BC y caldera	2 019 402	332 085	258 028	7.9
³ colectores, BC y caldera	1 673 083	303 534	284 579	5.9

En las tablas 4.2 y 4.4 se puede apreciar que para algunas configuraciones la reducción en el costo anual es negativa, esto significa que el costo anual aumenta, sin embargo, al ver el ciclo completo de vida útil de los equipos se alcanzan reducciones importantes en el costo. Conforme transcurren los años, disminuye el costo anual, esto se debe a que en los primeros años el pago del financiamiento es muy grande comparado con los ahorros obtenidos, pero debido a la inflación disminuye esta proporción al transcurrir los años, ya que el pago del financiamiento es una cantidad constante durante los 10 años que se supone dura el financiamiento, mientras que los ahorros en combustible crecen. En las tablas 4.6 y 4.7 se muestran los ahorros anuales obtenidos por las diferentes configuraciones de los equipos.

Tabla 4.6 Reducciones anuales en costo durante 15 años (sin caldera nueva).

Equipo	Reducción en costo año 1, %	Reducción en costo año 2, %	Reducción en costo año 3, %	Reducción en costo año 4, %	...	Reducción en costo año 10, %	Reducción en costo año 11, %	...	Reducción en costo año 15, %	Valor presente total para 15 años	Reducción en costo después de 15 años, %
Caldera	**	**	**	**	...	**	**	...	**	8 621 692	
Colectores/ caldera	-0.91%	1.89%	4.70%	7.24%	...	19.33%	43.47%	...	43.47%	8 820 077	22.69%
Bomba de Calor/ caldera	5.89%	7.41%	8.83%	10.15%	...	16.47%	29.09%	...	29.09%	7 213 493	18.23%
¹ BC/ colectores/ caldera	-7.29%	-3.28%	0.47%	3.97%	...	20.67%	54.02%	...	54.02%	6 588 628	25.31%
² BC/ colectores/ caldera	-15.40%	-11.00%	-6.90%	-3.06%	...	15.24%	51.78%	...	51.78%	7 028 804	20.32%
³ BC/ colectores/ caldera	4.11%	7.59%	10.83%	13.86%	...	28.32%	57.18%	...	57.18%	5 969 375	32.33%
¹ colectores/ BC/ caldera	1.82%	4.52%	7.23%	9.76%	...	21.82%	45.91%	...	45.91%	6 601 210	25.17%
² colectores/ BC/ caldera	-4.08%	-0.96%	1.95%	4.87%	...	17.64%	43.53%	...	43.53%	6 947 869	21.24%
³ colectores/ BC/ caldera	9.16%	11.73%	14.13%	16.37%	...	27.05%	48.39%	...	48.39%	6 173 276	30.02%

Tabla 4.7 Reducciones anuales en costo durante 15 años (con caldera nueva).

Equipo	Reducción en costo año 1, %	Reducción en costo año 2, %	Reducción en costo año 3, %	Reducción en costo año 4, %	Reducción en costo año 10, %	Reducción en costo año 11, %	Reducción en costo año 15, %	Valor presente total para 15 años	Reducción en costo después de 15 años, %
Caldera	**	**	**	**	**	**	**	9 085 762	
Colectores/ caldera	3.95%	6.76%	9.38%	11.83%	23.52%	46.87%	46.87%	6 872 892	24.38%
Bomba de Calor/ caldera	10.34%	11.85%	13.26%	14.57%	20.84%	33.35%	33.35%	7 268 307	20.03%
BC/ colectores/ caldera	-2.05%	1.80%	5.40%	8.76%	24.78%	56.79%	56.79%	6 641 442	26.90%
BC/ colectores/ caldera	-9.66%	-5.46%	-1.52%	2.15%	19.68%	54.67%	54.67%	7 081 618	22.06%
BC/ colectores/ caldera	8.67%	12.02%	15.14%	18.06%	31.97%	59.75%	59.75%	6 022 189	33.72%
colectores/ BC/ caldera	8.33%	9.13%	11.75%	14.20%	25.86%	49.16%	49.16%	6 654 024	26.76%
colectores/ BC/ caldera	0.98%	3.98%	6.79%	9.42%	21.93%	46.93%	46.93%	7 000 683	22.95%
colectores/ BC/ caldera	13.42%	15.91%	18.24%	20.41%	30.78%	51.49%	51.49%	6 226 090	31.47%

De las tablas 4.2 y 4.3, se puede observar que, el utilizar colectores solares y/o bomba de calor para calentar agua, en las condiciones y cantidades indicadas, representa una reducción en costo y en emisiones de contaminantes. Los colectores solares por sí solos, brindan mayor reducción de contaminantes que la bomba de calor por sí sola, sin embargo, ésta última presenta mejor relación entre reducción de contaminantes e inversión inicial, además tiene el mejor tiempo de recuperación de la inversión.

En lo que se refiere a la secuencia de utilización de los colectores solares y la bomba de calor, es decir, si se calienta el agua primero con los colectores y después con la bomba de calor, o viceversa; se observa que no hay influencia de esta secuencia en lo referente a lo económico. En lo referente a la mitigación de contaminantes, es de suma importancia tal secuencia, ya que el calentar primero el agua con la bomba de calor y después con los colectores lleva a una disminución hasta del 72 %, mientras que si se invierte el uso de estos equipos solo se alcanza el 60 %; esto se debe a que cuando la temperatura del agua a calentar en el condensador se aproxima a la del aire del que se toma el calor en el evaporador, la eficiencia de la bomba de calor aumenta.

Como puede apreciarse, la combinación de las tres tecnologías, lleva a la mayor reducción de emisión de contaminantes; sin embargo, el conjuntarlas implica la mayor inversión inicial; además el tiempo de recuperación de la inversión inicial crece y el sistema se vuelve más complejo. Uno de los problemas para llevar a cabo la integración de estos equipos, es definitivamente la inversión inicial, otro de los problemas es el desconocimiento de la tecnología de la bomba de calor. En conclusión, queda demostrado que las economías que se generan en combustible justifican la implementación de los colectores solares y/o las bombas de calor.

Conclusiones

La investigación sobre el problema del calentamiento de la Tierra es incierta e incompleta; sin embargo, la mayoría de los países, ha decidido emprender acciones para prevenir tal situación. Según los expertos, la mejor estrategia es invertir en investigación atmosférica para determinar si existe una amenaza verdadera, e invertir en tecnología que lleve a la reducción de emisiones sólo cuando esta tecnología tenga repercusiones económicas favorables.

En el caso presentado en el capítulo 4, la bomba de calor ayuda a la reducción de emisiones de gases invernadero y es viable económicamente. Esto se logra debido a que la bomba de calor, para suministrar la carga de calor requerida, toma la mayor parte de ese calor de una fuente que no tiene costo y que no contamina, en este caso el aire. Para cada proceso donde se pretenda instalar una bomba de calor, es necesario hacer un análisis técnico y económico, ya que existen otros equipos (ejemplo: colectores solares) que pueden ser más eficaces, es decir, pueden existir condiciones donde las bombas de calor no sean la mejor opción, o bien, donde para obtener mejores resultados se requiera de la operación conjunta de bombas de calor y otros equipos.

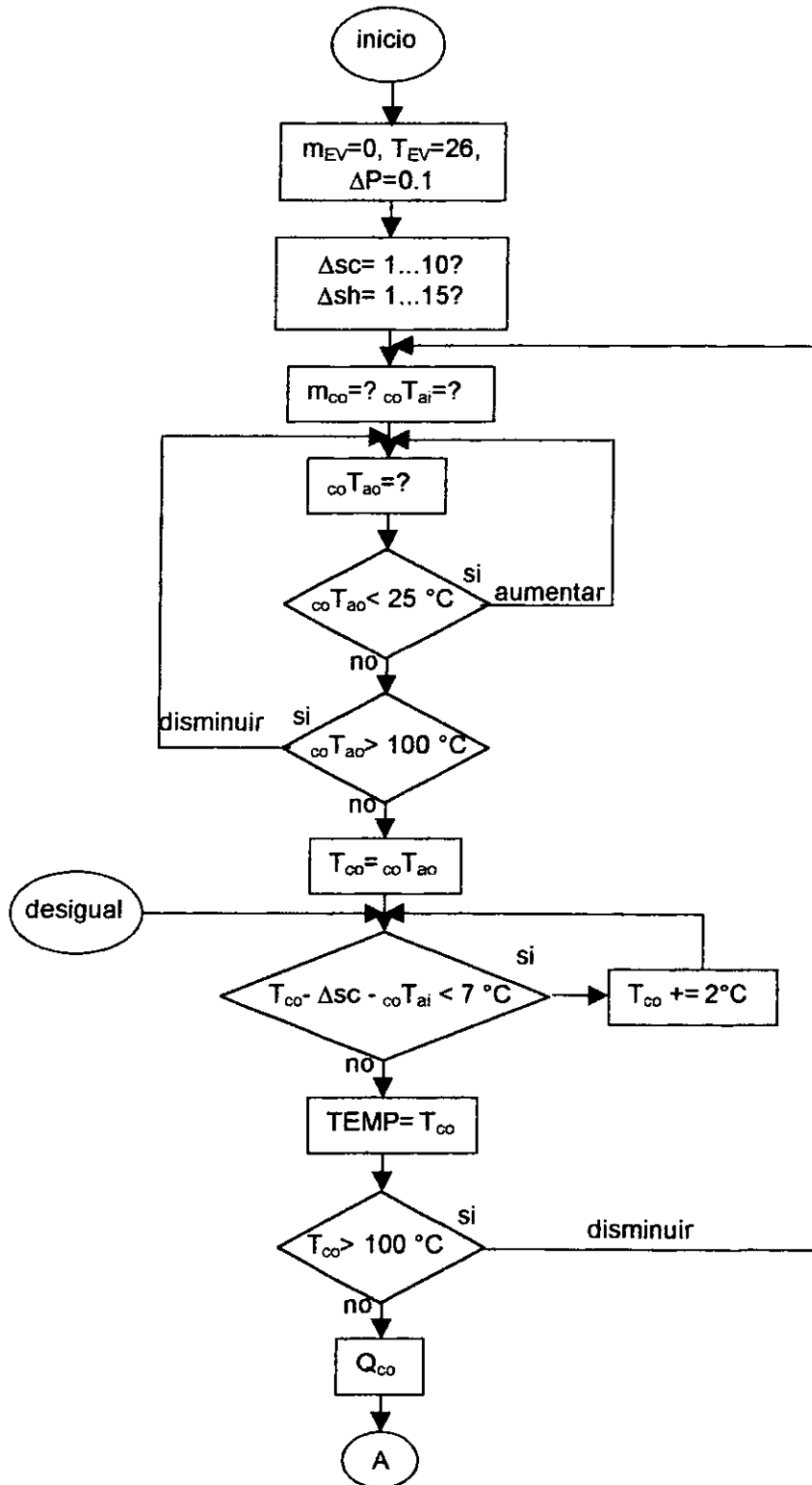
Parte fundamental de este trabajo, fue desarrollar un programa computacional que simule a las bombas de calor por compresión. Al comparar los resultados obtenidos de dicho programa, llamado CICLO 1.0, contra datos de operación de bombas de calor en funcionamiento presentados en literatura especializada, contra otros programas comerciales y contra datos proporcionados por fabricantes, se puede considerar que con CICLO 1.0, se obtiene información confiable para el diseño de bombas de calor. La ventaja de utilizar CICLO 1.0, respecto a otros programas, es que cuenta con subrutinas para simular bombas de calor aire-agua, aire-aire, agua-aire y agua-agua, además de contar con tres modelos diferentes de compresores y una base de datos que incluye a once refrigerantes.

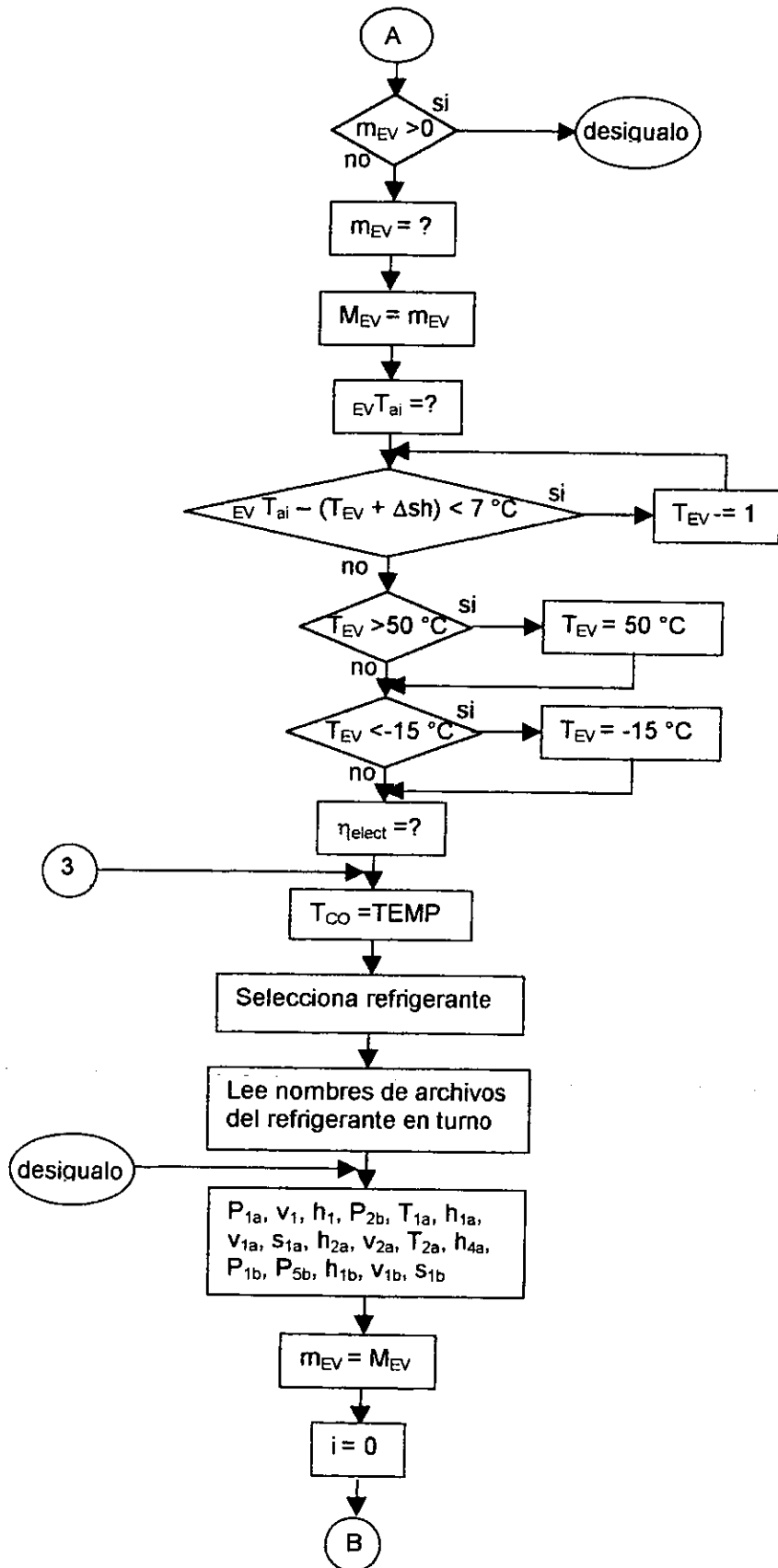
En alusión a los refrigerantes, no existe una sustancia perfecta, sin embargo, se han logrado avances. Los llamados HFC no dañan la capa de ozono y algunos tienen bajo GWP con buenas características termodinámicas; a pesar de esto, hay algunos HFC que no han despegado comercialmente todavía. Otro aspecto interesante en la actualidad es que se están retomando refrigerantes “naturales” como el CO₂ y el amoníaco. Las condiciones de operación de la bomba de calor son el punto de partida para la selección del refrigerante, y en este sentido, CICLO 1.0 ha demostrado ser una buena herramienta para una primera comparación de refrigerantes a nivel de COP.

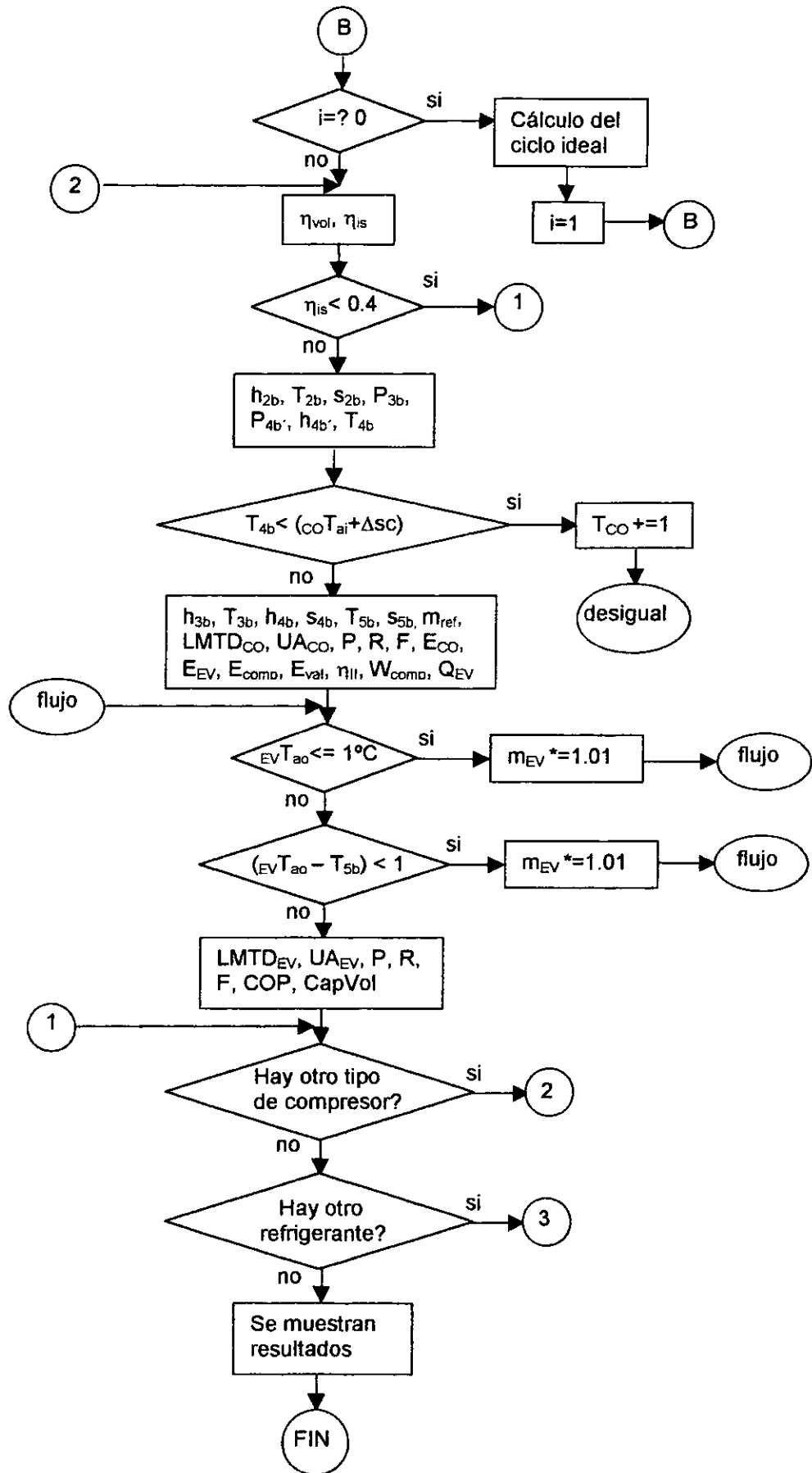
Conclusiones.

Por último, a pesar de que la suposición del coeficiente global de transferencia de calor (U) como una constante, es comunmente aceptada para fines prácticos en el diseño de los intercambiadores de calor, esta suposición puede ser sustituida por las ecuaciones correspondientes para que sea calculada con mayor exactitud, sin embargo, queda fuera del alcance de este trabajo ya que se requiere, entre otras cosas, incluir el diseño mecánico de los intercambiadores de calor. Dentro de las mejoras que se pueden hacer en CICLO 1.0, está la de sustituir la base de datos actual por una serie de ecuaciones de estado que calculen las propiedades termodinámicas de cada uno de los refrigerantes. Tal optimización está fuera del alcance de este trabajo, por tres razones: la primera es que se requiere de una ardua investigación bibliográfica, para recopilar las ecuaciones de estado publicadas de algunos refrigerantes, la segunda es que se necesita experimentación para obtener las ecuaciones de los refrigerantes que no han sido publicadas, y la tercera es que se requiere de programación computacional, para introducir en CICLO 1.0 la información obtenida en los dos puntos anteriores.

Apéndice A. Diagrama de flujo de CICLO 1.0.







Apéndice B. Listado del programa para simular una bomba de calor.

```
/*PROGRAMA PARA EL CICLO RANKINE "REAL" DE UNA BOMBA DE CALOR  
TESIS DE MAESTRIA */
```

```
/* #include <string.h> LIBRERIA QUE DEBE INCLUIRSE EN TCWIN */  
#include <stdio.h>  
#include <stdlib.h>  
#include <conio.h>  
#include <math.h>  
#define kPa .1333223685 /* CONVERSION DE mmHg A kPa */  
#define dP .1 /* CAIDA DE PRESION EN COND. Y EVAP. */  
#define To 298.15 /* TEMP. DE REFERENCIA */
```

```
double interpolacionsh(int o, double inx, double x0, double x1, double x2, double x3, double y0, double y1, double y2,  
double y3);  
double interpolacionsc(int oo, double oinx, double ox0, double ox1, double ox2, double oy0, double oy1, double oy2);  
double shell1(double g, double h);
```

```
FILE *fp;  
FILE *fp1;  
FILE *fp2;  
char resp1[6];  
char resp2[6];  
char arc[40];  
char arch[40];  
char archi[40];  
char archiv[40];  
char archivo[40];  
char file[40];  
char file2[40];  
char file3[40];  
char failito[40];  
char compresor[10];  
char compreso1[10];  
char compreso2[10];  
char refrigerante1[10];  
char refrigerante2[10];  
char compreso[10];  
char refrigerante[10];
```

```
main()  
{
```

```
float A, T1=51., T1a, T2a, T3a, T4, T4a, T4c, Tc, T5b, Tmax, TiCO, ToCO, T1CO, T2CO, TEMP,  
TiEV, ToEV, T1EV, dlt1, dlt2, dlt3, dltT, F, G, H, CpCO, CpEV, QCO, QEV, Q1CO, Q2CO,  
Q3CO, Q1EV, Q2EV, Wcomp, COP[3]={0,0,0}, COPmax, COPhp, m, mCO, mEV=0., mev, UACO, UAEV,  
T, t[4], P, Capvol, HL[3], HV[4], SL[3], SV[4], vL[3], vV[4], h1, h1a, h1b, h2, h2a, h2b, h3, h3a, h4, h4a, h4d, h4c, h1aCO, h2aCO, he  
v1, hev2, sl, s1a, s1b, s2a, s3, s4a, s5b, siCO, soCO, siEV,  
soEV, v1, v1a, v1b, v2a, v2b, v4, vmax, P1a, P1b, P2a, P3a, P4a, P4c, P5b, Pbar, w1ev, Pmax, RC, EFvol, EFisen, EFelec, e, a0, ECO,  
EEV, Ecomp, Eval, ErCO, EaCO, ErEV, EaEV, fi, vol, Toev=10., hoev, h2ev, w2ev=0.;
```

```
int i=0,j,f=0,dif,superheat=0,subcool;

/* clrscr();
   gotoxy(67,2);printf("NOVIEMBRE 1999");
   gotoxy(4,18);printf("ELABORADO POR MAURICIO DE ALBA ROSANO\n");
   gotoxy(15,4);printf("CENTRO DE INVESTIGACION EN ENERGIA, U.N.A.M.\n");
   gotoxy(24,6);printf("POSGRADO EN ENERGIA SOLAR\n");
   gotoxy(29,9);printf("TESIS DE MAESTRIA\n");
   gotoxy(4,16);printf("PROGRAMA PARA DISEÑAR UNA BOMBA DE CALOR POR COMPRESION
   MECANICA DE VAPOR\n");
   gotoxy(5,25);printf("Oprima ENTER para continuar.");
   getch();*/
clrscr();
strcpy(failito,"h2osat.txt");
printf("\n Que se desea calentar:\n");
printf("\n 1) Agua.\n");
printf("\n 2) Aire.\n");
regresa:
printf("\n Presione 1 o 2, su opcion: ");
scanf("%d", &subcool);
if(subcool == 1)
{
    CpCO= 4.18;
    strcpy(resp1,"agua");
    goto pasa;
}
if(subcool == 2)
{
    CpCO= 1.006;
    strcpy(resp1,"aire");
    goto pasa;
}
goto regresa;
pasa:
printf("\n El calor se tomara de una corriente de:\n");
printf("\n 1) Agua.\n");
printf("\n 2) Aire.\n");
regresar:
printf("\n Presione 1 o 2, su opcion: ");
scanf("%d", &subcool);
if(subcool == 1)
{
    CpEV= 4.18;
    strcpy(resp2,"agua");
    goto pasar;
}
if(subcool == 2)
{
    CpEV= 1.006;
    strcpy(resp2,"aire");
    goto pasar;
}
goto regresar;
pasar:
regres:
```

```
printf("\n Indique los grados de subenfriamiento entre 1 y 10 K: ");
scanf("%d", &subcool);
if(subcool<1||subcool>10)goto regres;
regreso:
printf("\n Indique los grados de sobrecalentamiento entre 1 y 15 K: ");
scanf("%d", &superheat);
if(superheat<1||superheat>15)goto regreso;
printf("\n Cual es la eficiencia del motor electrico que impulsa al compresor: ");
scanf("%f", &EFelec);
do{
    printf("\n Indique la cantidad de %s a calentar en m^3/h: ",resp1);
    scanf("%f", &mCO);
    printf("\n Introduzca la temperatura del %s a la entrada\n del condensador (§C) TiCO: ",resp1);
    scanf("%f", &TiCO);
if(strcmp(resp1,"agua"))
    {
        printf("\n Cual es la humedad relativa en porcentaje: ");
        scanf("%f", &s1a);
        printf("\n Cual es presion barometrica del lugar en kPa: ");
        scanf("%f", &Pbar);
        mCO=mCO/3600.; /* CONVERSION DE m^3/h A kg/s DE AIRE*/
    }
    else
    {
        mCO=mCO/3.6; /* CONVERSION DE m^3/h A kg/s DE AGUA*/
    }
    printf("\n Introduzca la temperatura deseada del %s a la salida\n del condensador (§C) ToCO:
",resp1);
    scanf("%f", &ToCO);
    if(ToCO<25.)
    {
        printf("\nToCO no puede ser menor a 25§C\n");
    }
    if(ToCO>100.)
    {
        printf("\nToCO no puede ser mayor a 100§C\n");
    }
    T4= ToCO;
    desigual:
TEMP= T4;
if(T4>100.)
{
printf("\nTCO no puede ser mayor a 100§C. Disminuya TiCO, si no es posible entonces disminuya ToCO\n");
}
}while(ToCO<25. || T4>100.);
QCO= mCO*CpCO*(ToCO-TiCO);
h1aCO= TiCO*CpCO;
h2aCO= ToCO*CpCO;
if(strcmp(resp1,"agua")) /* DENTRO DE ESTE IF SE CALCULA LA ENTALPIA DEL AIRE EN EL
CONDENSADOR */
{
strcpy(failito,"h2osat.txt");/* ARCHIVO QUE CONTIENE LAS PROPIEDADES DE SATURACION DEL AGUA */
if((fp = fopen(failito,"r"))==NULL){printf("ERROR 0!\n");}
do{
fscanf(fp,"%f %f %f %f\n",&T,&P,&HL[1],&SL[1]);
}while(T != TiCO);
```

```
P1a= P;
h1a= HL[1];
do{
  fscanf(fp, "%f %f %f %f\n", &T, &P, &HL[1], &SL[1]);
}while(T != ToCO);
fclose(fp);
h2b= HL[1];
P1b= P1a*(s1a/100.);
s1b= .622*(P1b/(Pbar-P1b));
h1aCO= (1.005*TiCO)+(s1b*h1a);
h2aCO= (1.005*ToCO)+(s1b*h2b);
QCO=mCO*(h2aCO-h1aCO);
}
if(mEV>0.) goto desigualo;
printf("\n Indique el flujo de %s en el evaporador en m^3/h: ", resp2);
scanf("%f", &mEV);
if(strcmp(resp2, "agua"))
{
  mEV=mEV/3600.; /* CONVERSION DE m^3/h A kg/s DE AIRE*/
}
else
{
  mEV=mEV/3.6; /* CONVERSION DE m^3/h A kg/s DE AGUA*/
}
mev=mEV;
printf("\n Introduzca la temperatura del %s a la entrada\n del evaporador (§C) TiEV: ", resp2);
scanf("%f", &TiEV);
if(strcmp(resp2, "agua"))/* DENTRO DE ESTE IF SE CALCULA LA ENTALPIA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL
EVAPORADOR */
{
  printf("\n Cual es la humedad relativa en porcentaje: ");
  scanf("%f", &s1a);
  if(strcmp(resp1, "aire"))
  {
    printf("\n Cual es presion barometrica del lugar en kPa: ");
    scanf("%f", &Pbar);
    strcpy(failito, "h2osat.txt");
  }
  if((fp = fopen(failito, "r"))==NULL){printf("ERROR 00!\n");}
  do{
    fscanf(fp, "%f %f %f %f\n", &T, &P, &HL[1], &SL[1]);
  }while(T != TiEV);
  fclose(fp);
  P1a= P;
  h1a= HL[1];
  P1b= P1a*(s1a/100.);
  w1ev= .622*(P1b/(Pbar-P1b));
  hev1= (1.005*TiEV)+(w1ev*h1a);
}
if(strcmp(resp2, "aire"))
{
  do{
    T1=1.; /* CON ESTE do-while SE MINIMIZA LA DIF. DE TEMPS.*/
  }while((TiEV-(T1+superheat))<6.);/* CUANDO SE TOMA CALOR DEL AGUA*/
}
else
```

```
{
do{
    T1=1.; /* CON ESTE do-while SE MINIMIZA LA DIF. DE TEMPS.*/
}while((TiEV-(T1+superheat))<12.); /* CUANDO SE TOMA CALOR DEL AIRE*/
flux:
T1=1.;
if(T1<-15.)
{
    T1=-15.;
    mev*=1.1;
}
desigualo:
for(j=1;j<10;j++)
{
    T4= TEMP;
    switch(j)
    {
        case 0:
            strcpy(arc, "r12"); /*contiene datos de saturacion*/
            strcpy(arch, "shr12.txt"); /*contiene datos del punto 1a(vapor sobrecalentado)*/
            strcpy(archi, "hr12.txt"); /*contiene datos del punto 2b(compresion isentropica)*/
            strcpy(archiv, "scr12.txt"); /*contiene datos del punto 4a(liq. subenf. y caida de presion)*/
            strcpy(archivo, "mr12.txt"); /*contiene datos del punto 5a(expansion adiab. y pres. aumentada)*/
            strcpy(file, "har12.txt"); /*contiene datos del punto 2a(compresion politropica)*/
            strcpy(file2, "sfr12.txt"); /*contiene datos del punto 4d(liq. subenf. sin caida de presion)*/
            strcpy(file3, "sor12.txt"); /*contiene datos del punto 1b(vapor sobrec. y caida de presion)*/
            if(T1<-15.||T4>100.)
            {
                COPhp=0;m=0;Wcomp=0;Capvol=0;T2a=0;
                T4=0;
            }
            break;
            .
            .
            .
        case 9:
            strcpy(arc, "r507");
            strcpy(arch, "shr507.txt");
            strcpy(archi, "hr507.txt");
            strcpy(archiv, "scr507.txt");
            strcpy(archivo, "mr507.txt");
            strcpy(file, "har507.txt");
            strcpy(file2, "sfr507.txt");
            strcpy(file3, "sor507.txt");
            if(T1<-15.||T4>66.)
            {
                COPhp=0;m=0;Wcomp=0;Capvol=0;T2a=0;
                T4=0;
            }
            break;
    }
}
if(T4==0) continue;
if((fp = fopen(arc, "r"))==NULL){printf("ERROR 01!\n");continue;}
do{
fscanf(fp, "%f %f %f %f %f %f %f %f %f\n", &t[0], &P, &vL[1], &vV[0], &HL[1], &HV[0], &SL[1], &SV[0]);
}while(t[0] != T1);
```

```
P1a= P;
v1= vV[0];
h1= HV[0];
s1= SV[0];
do{
    fscanf(fp,"%f %f %f %f %f %f %f %f\n",&t[1],&P,&vL[0],&vV[1],&HL[0],&HV[1],&SL[0],&SV[1]);
}while(t[1] != T4);
fclose(fp);
Tc= T4+273.15;
P2a= P;
printf("\n%s\n",arc);
if((fp = fopen(arch,"r"))==NULL){printf("ERROR 2!\n");continue;}
do{
    fscanf(fp,"%f %f %f %f %f\n",&t[1],&P,&vV[1],&HV[1],&SV[1]);
    fscanf(fp,"%f %f %f %f %f\n",&t[2],&P,&vV[2],&HV[2],&SV[2]);
    fscanf(fp,"%f %f %f %f %f\n",&t[3],&P,&vV[3],&HV[3],&SV[3]);
    if(feof(fp))
    {
        printf("Condiciones malas de operacion para esta seleccion (%s)\n",arc);
        P=0;
        break;
    }
}while(P!= P1a);
fclose(fp);
if(P==0) continue;
T1a= T1+superheat;
h1a= interpolacionsh(3,T1a,t[0],t[1],t[2],t[3],HV[0],HV[1],HV[2],HV[3]);
v1a= interpolacionsh(3,T1a,t[0],t[1],t[2],t[3],vV[0],vV[1],vV[2],vV[3]);
s1a= interpolacionsh(3,T1a,t[0],t[1],t[2],t[3],SV[0],SV[1],SV[2],SV[3]);
if(superheat==15)
{
    h1a= HV[3];
    v1a= vV[3];
    s1a= SV[3];
}
printf("T1=%f s1a=%f P2a=%f\n",T1,s1a,P2a);
if((fp = fopen(archi,"r"))==NULL)
{printf("ERROR 3!\n");continue;}
do{
    fscanf(fp,"%f %f %f %f %f\n",&P,&SV[1],&T,&vV[1],&HV[1]);
    if(feof(fp))
    {
        printf("Condiciones Malas de operacion para esta seleccion (%s)\n",arc);
        P=0;
        break;
    }
}while((P!= P2a)||((SV[1]< s1a)));
fclose(fp);
if(P==0) continue;
h2b= HV[1];
v2b= vV[1];
T2a= T;
if((fp = fopen(file2,"r"))==NULL)
{printf("ERROR 4!\n");continue;}
do{
    fscanf(fp,"%f %f %f %f %f\n",&t[1],&P,&vL[1],&HL[1],&SL[1]);
```

```

fscanf(fp, "%f %f %f %f %f\n", &t[2], &P, &vL[2], &HL[2], &SL[2]);
if(!feof(fp))
{
printf("Condiciones malas de operacion para esta seleccion (%s)\n", arc);
P=0;
break;
}
}while(P!=P2a);
fclose(fp);
if(P==0) continue;
t[0]= T4;
T4a= T4-subcool;
h4d= interpolacionsc(2, T4a, t[0], t[1], t[2], HL[0], HL[1], HL[2]);
if(subcool==0) h4d= HL[0];
if(subcool==10) h4d= HL[2];
printf("h4d=%f P2a=%f\n", h4d, P2a);
P1b= P1a*(1-(((h1a-h1)/(h1a-h4d))*dP));
P5b= P1a*(1+(((h1-h4d)/(h1a-h4d))*dP));
printf("P1b=%f T1a=%f\n", P1b, T1a);
if((fp = fopen(file3, "r"))==NULL){printf("ERROR 5!\n");continue;}
do{
fscanf(fp, "%f %f %f %f %f\n", &t[1], &P, &vV[1], &HV[1], &SV[1]);
fscanf(fp, "%f %f %f %f %f\n", &t[2], &P, &vV[2], &HV[2], &SV[2]);
fscanf(fp, "%f %f %f %f %f\n", &t[3], &P, &vV[3], &HV[3], &SV[3]);
if(!feof(fp))
{
printf("Condiciones malas de operacion para esta seleccion (%s)\n", arc);
P=0;
break;
}
}while(P<(int) P1b);
fclose(fp);
if (P==0) continue;
t[0]= T1;
h1b= interpolacionsh(3, T1a, t[0], t[1], t[2], t[3], HV[0], HV[1], HV[2], HV[3]);
v1b= interpolacionsh(3, T1a, t[0], t[1], t[2], t[3], vV[0], vV[1], vV[2], vV[3]);
s1b= interpolacionsh(3, T1a, t[0], t[1], t[2], t[3], SV[0], SV[1], SV[2], SV[3]);
if(superheat==15)
{
h1b= HV[3];
v1b= vV[3];
s1b= SV[3];
}
printf("T1a=%f h1b=%f\n", T1a, h1b);
printf("\nCompresor\tCOP\tm(kg/s)\t Wcomp(kW) CapVol(kJ/m^3) Tcomp\n");
for(i=0; i<4; i++)
{
mEV=mev;
switch(i)
{
case 0:
/** COMPRESOR IDEAL **/
if((fp = fopen(arc, "r"))==NULL)
{printf("ERROR 6!\n");}
do{
fscanf(fp, "%f %f %f %f %f %f %f %f\n", &T, &P, &vL[1], &vV[1], &HL[1], &HV[1], &SL[1], &SV[1]);

```

```

    }while(T != T1);
    v1=vV[1];
    h1=HV[1];
    s1=SV[1];
    do{
        fscanf(fp,"%f %f %f %f %f %f %f %f %f\n",&T,&P,&vL[1],&vV[1],&HL[1],&HV[1],&SL[1],&SV[1]);
    }while(T != T4);
    fclose(fp);
    Tc=T4+273.15;
    s3=SV[1];
    h3=HV[1];
    h4=HL[1];
    h2=h3+((s1-s3)*Tc);
    m=QCO/(h2b-h4d);
    QEV=m*(h1a-h4d);
    Wcomp=m*(h2b-h1a);
    COPmax=QCO/Wcomp;
    Capvol=(QCO/m)/v1a;
    printf("IDEAL\t\t%.2f\t%.4f\t %.2f\t %.2f\t %.1f\n",COPmax,m,Wcomp,Capvol,T2a);
    continue;
    case 3:
/** COMPRESOR DE TORNILLO **/
        strcpy(compresor,"TORNILLO");
        EFisen= 0.815-(0.02*(P2a/P1b));
        EFvol= 0.95-(0.0045*(P2a/P1b));
        break;
    case 1:
/** COMPRESOR HERMETICO **/
        strcpy(compresor,"HERMETICO");
        EFisen= .65-(.0128*pow((P2a/P1b)-4,2,2));
        EFvol= 1.-(.03*(((P2a+10.)/(P1b-5.))-1.));
        break;
    case 2:
/** COMPRESOR SCROLL **/
        strcpy(compresor,"SCROLL ");
        EFisen= 0.93-(0.046*(P2a/P1b));
        EFvol= 1.-(.03*(((P2a+10.)/(P1b-5.))-1.));
        break;
    }
    if(EFisen<.4)
    {
        printf("Condiciones malas de operacion para esta seleccion (%s-%s)\n",compresor,arc);
        continue;
    }
    printf("\nEFvol=%.2f\tEFisen=%.2f\n",EFvol,EFisen);
    h2a=h1b+((h2b-h1b)/EFisen);
    if((fp = fopen(file,"r"))==NULL){printf("ERROR 7!\n");}
    do{
        fscanf(fp,"%f %f %f %f %f %f %f %f %f\n",&T,&P,&vL[1],&HL[1],&SL[1]);
    }while(!feof(fp))
    {
        printf("Condiciones malas de operacion para esta seleccion (%s-%s)\n",compresor,arc);
        P=0;
        break;
    }
}while((P!=P2a)||((HL[1]< h2a)));

```



```
fclose(fp);
if(P==0) continue;
T2a= T;
s2a= SL[1];
P3a= P2a*(1-(((h2a-h3)/(h2a-h4d))*dP));
P4c= P2a*(1-(((h2a-h4)/(h2a-h4d))*dP));
if((fp = fopen(arc,"r"))==NULL)
{printf("ERROR 8!\n");}
do{
fscanf(fp,"%f %f %f %f %f %f %f %f\n",&T,&P,&vL[1],&vV[1],&HL[1],&HV[1],&SL[1],&SV[1]);
}while(P< P4c);
fclose(fp);
h4c= HL[1];
T4c= T;
T4a= T4c-subcool;
if(strcmp(resp1,"agua"))
{
if(T4a<(TiCO+13.))/* CON ESTE IF SE CONTROLA LA DIF. DE TEMPS. ENTRE EL FLUIDO A CALENTAR Y
EL REFRIGERANTE EN EL COND. */
{ /* SE USA TiCO+7 CUANDO CpCO=4.18 Y TiCO+13 CUANDO CpCP=1.06*/
T4+=1.;
goto desigual;
}
}
else
{
if(T4a<(TiCO+7.))
{
T4+=1.;
goto desigual;
}
}
if((fp = fopen(arc,"r"))==NULL)
{printf("ERROR 8a!\n");}
do{
fscanf(fp,"%f %f %f %f %f %f %f %f\n",&T,&P,&vL[1],&vV[1],&HL[1],&HV[1],&SL[1],&SV[1]);
}while(P< P3a);
fclose(fp);
h3a= HV[1];
T3a= T;
if((fp = fopen(archiv,"r"))==NULL)
{printf("ERROR 9!\n");}
do{
fscanf(fp,"%f %f %f %f %f %f\n",&T,&P,&vL[1],&HL[1],&SL[1]);
if(!feof(fp))
{
printf("NO SE ENCONTRARON LOS VALORES DE P Y H EN EL ARCHIVO %s\n",arc);
printf("P= %.2f\t h4a= %.2f\n",P,HL[1]);
P= 0;
break;
}
}while(P<(int) (P2a*(1-dP))|| T!= T4a);
fclose(fp);
if(P==0) continue;
h4a= HL[1];
s4a= SL[1];
```

```

if((fp = fopen(archivo, "r"))==NULL){printf("ERROR 10!\n");}
do{
    fscanf(fp, "%f %f %f %f %f\n", &P, &HL[1], &T, &vL[1], &SL[1]);
}while(!feof(fp))
{
    printf("NO SE ENCONTRARON LOS VALORES DE P Y H EN EL ARCHIVO %s\n", archivo);
    printf("P= %.2f\t h4a= %.2f\n", P, HL[1]);
    P= 0;
    break;
}
}while((P<(int) P5b)||((HL[1]< h4a));
fclose(fp);
if(P==0) continue;
T5b= T;
s5b= SL[1];
m= (QCO/(h2a-h4a))/EFvol;
Q1CO= m*EFvol*(h4c-h4a);
Q2CO= m*EFvol*(h3a-h4c);
Q3CO= m*EFvol*(h2a-h3a);
T1CO= TiCO+(Q1CO/(mCO*CpCO));
T2CO= T1CO+(Q2CO/(mCO*CpCO));
printf("TiCO= %.2f\t", TiCO);
printf("T1CO= %.2f\t", T1CO);
printf("T2CO= %.2f\t", T2CO);
printf("ToCO= %.2f\n", ToCO);
printf("T4a= %.2f\t", T4a);
printf("T4c= %.2f\t", T4c);
printf("T3a= %.2f\t", T3a);
printf("T2a= %.2f\t", T2a);
dlt1= ((T4c-T1CO)-(T4a-TiCO))/log((T4c-T1CO)/(T4a-TiCO));
dlt2= ((T3a-T2CO)-(T4c-T1CO))/log((T3a-T2CO)/(T4c-T1CO));
dlt3= ((T2a-ToCO)-(T3a-T2CO))/log((T2a-ToCO)/(T3a-T2CO));
dltT= 1./(((Q1CO/(QCO*dlt1)))+(Q2CO/(QCO*dlt2))+(Q3CO/(QCO*dlt3)));
UACO= (QCO/dltT)*1000.; /* EL 1000 ES PARA CONVERTIR DE kW A W, ASI LA UNIDAD DE UA ES W/$C */
G= (T2a-T4a)/(ToCO-TiCO);
H= (ToCO-TiCO)/(T2a-TiCO);
F= shell1(G,H);
Wcomp= m*(h2a-h1b);
QEV= QCO-Wcomp;
flujo:
ToEV= TiEV-(QEV/(mEV*CpEV));
if(strcmp(resp2, "agua"))
{
    hev2= hev1-(QEV/mEV);
    if((fp = fopen(failito, "r"))==NULL){printf("ERROR 11!\n");}
    do{
        fscanf(fp, "%f %f %f %f %f\n", &T, &P, &HL[1], &SL[1]);
        Toev= T;
        hoev= HL[1];
        h2ev= (1.005*Toev)+(w1ev*hoev);
    }while(h2ev<hev2);
    fclose(fp);
    if((fp = fopen(failito, "r"))==NULL){printf("ERROR 12!\n");}
    do{
        fscanf(fp, "%f %f %f %f %f\n", &T, &P, &HL[1], &SL[1]);
        w2ev= .622*(P/(Pbar-P));
    }
}

```

```

}while(T!=Toev);
fclose(fp);
if(w1ev>w2ev)
{
if((fp = fopen(failito,"r"))==NULL){printf("ERROR 13!\n");}
do{
fscanf(fp,"%f %f %f %f\n",&T,&P,&HL[1],&SL[1]);
Toev= T;
hoev= HL[1];
w2ev= .622*(P/(Pbar-P));
h2ev= (1.005*Toev)+(w2ev*hoev);
}while(h2ev<hev2);
fclose(fp);
}
else{w2ev=w1ev;}
ToEV= Toev;
printf("mEV=%0.3f ToEV=%0.0ftw2ev=%0f\n",mEV,Toev,w2ev);
if(ToEV<=0.)/ * POR DEBAJO DE ESTA TEMP. LA HUMEDAD DEL AIRE PUEDE CONGELARSE */
{
mEV*=1.01;
goto flujo;
}
if((ToEV-T5b)<13.)
{
goto flux;
}
}
else
{
if(ToEV<=1.)/ * POR DEBAJO DE ESTA TEMP. EL AGUA PUEDE CONGELARSE */
{
mEV*=1.01;
goto flujo;
}
hev1= TiEV*CpEV;
hev2= ToEV*CpEV;
if((ToEV-T5b)<7.)/ * EL MINIMO VALOR DE ESTA RESTA ES 1 PORQUE SI ES NEGATIVA NO SE
PUEDE CALCULAR EL log DE LAS dlt's */
{
/* <7 CON CpEV=4.18 Y <13 CON CpEV=1.06 */
goto flux;
}
}
Q1EV= m*EFvol*(h1-h4a);
Q2EV= m*EFvol*(h1b-h1);
T1EV= TiEV-(Q2EV/(mEV*CpEV));
printf("TriEV= %0.1ftTroEV= %0.1ftQCO= %0.2ftUACO= %0.1ftmEV= %0.3f\n",T5b,T1a,QCO,UACO,mEV);
dlt1= ((T1EV-T1)-(ToEV-T5b))/log((T1EV-T1)/(ToEV-T5b));
dlt2= ((TiEV-T1a)-(T1EV-T1))/log((TiEV-T1a)/(T1EV-T1));
dlt= 1./((Q1EV/(QEV*dlt1))+(Q2EV/(QEV*dlt2)));
UAEV= (QEV/dlt)*1000.; /* EL 1000 ES PARA CONVERTIR DE kW A W, ASI LA UNIDAD DE UA ES W/°C */
G= (T5b-T1a)/(ToEV-TiEV);
H= (ToEV-TiEV)/(T5b-TiEV);
F= shellI(G,H);
printf("TaoEV= %0.3ftTaiEV= %0.1ftQEV= %0.2ftUAEV= %0.1f\n",ToEV,TiEV,QEV,UAEV/F);
COPhp= QCO/(Wcomp/EFelec);
Capvol= (QCO/(m*EFvol))/v1a;

```

```

printf("%s\t%.2ft%.4ft %.2ft %.2f %.1fn",compresor,COPhp,m,Wcomp,Capvol,T2a);
printf("TCO= %.1ftTEV= %.1ftP1b=%.1ftP2a=%.1ftRC=%.1ft v1b=%.3fn",T4,T1,P1b*kPa,P2a*kPa,P2a/P1b,v1b);
ErCO= fabs((m*EFvol)*(h2a-h4a-(To*(s2a-s4a))));
EaCO= fabs(mCO*(h2aCO-h1aCO-(CpCO*To*log((ToCO+273)/(TiCO+273))));
ErEV= fabs((m*EFvol)*(h1b-h4a-(To*(s1b-s5b))));
EaEV= fabs(mEV*(hev1-hev2-(CpEV*To*log((TiEV+273)/(ToEV+273))));
if(strcmp(resp1,"aire"))
{
if((fp = fopen(failito,"r"))==NULL){printf("ERROR 14!\n");}
do{
fscanf(fp,"%f%f%f%f\n",&T,&P,&HL[1],&SL[1]);
siCO= SL[1];
}while(T < TiCO);
do{
fscanf(fp,"%f%f%f%f\n",&T,&P,&HL[1],&SL[1]);
soCO= SL[1];
}while(T < ToCO);
fclose(fp);
EaCO= fabs(mCO*(h2aCO-h1aCO-(To*(soCO-siCO))));
}
if(strcmp(resp2,"aire"))
{
if((fp = fopen(failito,"r"))==NULL){printf("ERROR 15!\n");}
do{
fscanf(fp,"%f%f%f%f\n",&T,&P,&HL[1],&SL[1]);
soEV= SL[1];
}while(T < ToEV);
do{
fscanf(fp,"%f%f%f%f\n",&T,&P,&HL[1],&SL[1]);
siEV= SL[1];
}while(T < TiEV);
fclose(fp);
EaEV= fabs(mEV*(hev1-hev2-(To*(siEV-soEV))));
}
if(strcmp(resp1,"aire"))
{
printf("EF2da ley= %.3fn",EaCO/(Wcomp/EFelec));
}
else
{
printf("EF2da ley= %.3fn",EaCO/(Wcomp/EFelec));
}
if(COPhp>COP[0])
{
COP[2]= COP[1];
COP[1]= COP[0];
COP[0]= COPhp;
strcpy(refrigerante2,refrigerante1);
strcpy(refrigerante1,refrigerante);
strcpy(refrigerante,arc);
strcpy(compreso2,compreso1);
strcpy(compreso1,compreso);
strcpy(compreso,compresor);
}
else
{

```

```

if(COPhp>COP[1])
{
COP[2]= COP[1];
COP[1]= COPhp;
strcpy(refrigerante2,refrigerante1);
strcpy(refrigerante1,arc);
strcpy(compreso2,compreso1);
strcpy(compreso1,compresor);
}
else
{
if(COPhp>COP[2])
{
COP[2]= COPhp;
strcpy(refrigerante2,arc);
strcpy(compreso2,compresor);
}
}
}
}
}
printf("\n MEJOR OPCION\n\t Compresor: %s refrigerante: %s COP= %.1f\n",compreso,refrigerante,COP[0]);
printf("\t Compresor: %s refrigerante: %s COP= %.1f\n",compreso1,refrigerante1,COP[1]);
printf("\t Compresor: %s refrigerante: %s COP= %.1f\n",compreso2,refrigerante2,COP[2]);
}
□
    /* SUBROUTINA PARA INTERCAMBIADORES CORAZA Y TUBOS */
□

double shell1(double g, double h)
{
double d,F,hM,hmax,M=1.,n,x,z;

if(g==1.)
{
d= (1.-h)/h;
}
else
{
d= (g-1.)/log((1.-h)/(1.-(h*g)));
}
n= sqrt((g*g)+1.);
hmax= 2/(1.+g+n);
F=0.;
if(hmax>=h)
{
F= n/(d*log(fabs((2.-(h*(1.+g-n)))/(2.-(h*(1.+g+n)))))); /*FACTOR PARA UN PASO EN CORAZA Y DOS
PASOS EN TUBOS */
}
if(F>= .8) goto end;
z= (n-g+1.)/(n+g-1.);
x= ((h*g)-1.)/(h-1.);
for(M=2;M<10;M++)
{
if(g==1.)

```

```

        {
            hmax= (2.*M)/((2*M)+sqrt(2.));
            hM= h/(M-(h*(M-1.)));
        }
    else
        {
            hmax= (pow(z,M)-1.)/(pow(z,M)-g);
            hM= (1.-pow(x,(1./M)))/(g-pow(x,(1./M)));
        }
    if(hmax>=hM)
        {
F= n/(M*d*log(fabs((2.-(hM*(1.+g-n)))/(2.-(hM*(1.+g+n)))))); /* FACTOR PARA M PASOS EN CORAZA Y 2M
PASOS EN TUBOS */
        }
    else
        {
            continue;
        }
    if(F>=8) break;
}
end:
printf("M= %.0f\n",M);
return F;
}

```

/ SUBROUTINA DE INTERPOLACION PARA SOBRECALENTAMIENTO */*

```

double interpolacionsh(int o,double inx, double x0, double x1, double x2, double x3, double y0, double y1, double y2,
double y3)
{
char resp[3];
int i,j,k;
float s,difx,xi,xi1,x[4],y[4],z[4],l[4],m[4],a[4],b[4],c[4],d[4],h[4],alfa[4];
    x[0]= x0;
    y[0]= y0;
    x[1]= x1;
    y[1]= y1;
    x[2]= x2;
    y[2]= y2;
    x[3]= x3;
    y[3]= y3;
for(i=0;i<o;i++){
    h[i]= x[i+1]-x[i];
}
for(i=1;i<o;i++){
alfa[i]=3*(y[i+1]*h[i-1] - y[i]*(x[i+1]-x[i-1]) + y[i-1]*h[i])/(h[i-1]*h[i]);
}
    l[0]=1;
    m[0]=0;
    z[0]=0;
    for(i=1;i<o;i++){
l[i]= 2*(x[i+1]-x[i-1]) - (h[i-1]*m[i-1]);
m[i]= h[i]/l[i];
z[i]= (alfa[i] - h[i-1]*z[i-1])/l[i];
}
    l[o]= 1;

```

```

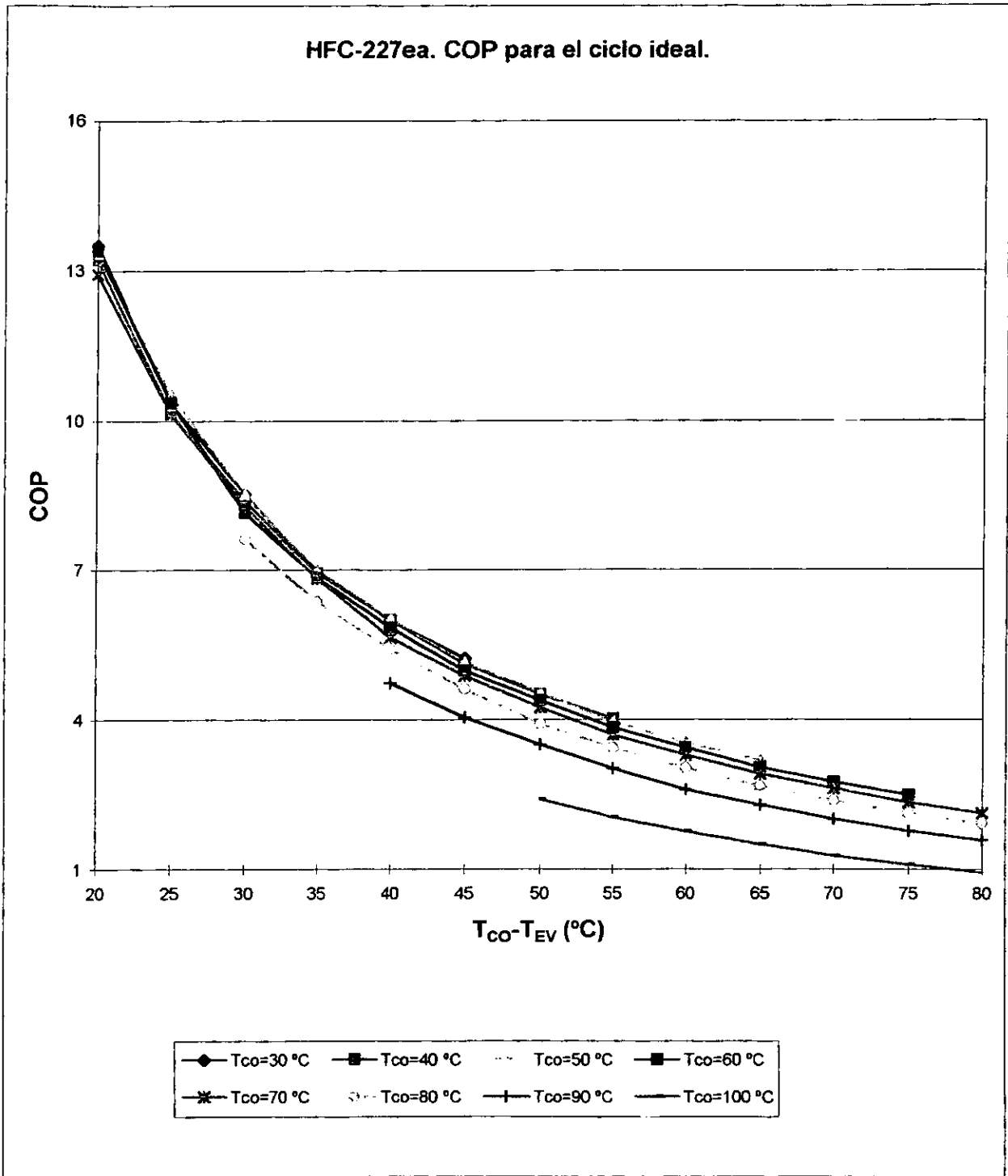
z[o]= 0;
c[o]= 0;
for(j=o-1;j>=0;j--){
c[j]= z[j] - m[j]*c[j+1];
b[j]= ((y[j+1]-y[j])/h[j])-(h[j]*(c[j+1] + 2*c[j])/3);
d[j]= (c[j+1]-c[j])/(3*h[j]);
}
    i=0;
    while(i<=o){
        xi= x[i];
        xi1= x[i+1];
        if(xi<=inx){
            if(inx<xi1){difx= inx-xi;
                s = y[i] + (b[i]*difx) + (c[i]*(difx*difx)) + (d[i]*(difx*difx*difx));
                i= o;
            }
            i= i+1;
        }
    }
return s;
}
/* SUBROUTINA DE INTERPOLACION PARA SUBENFRIAMIENTO */

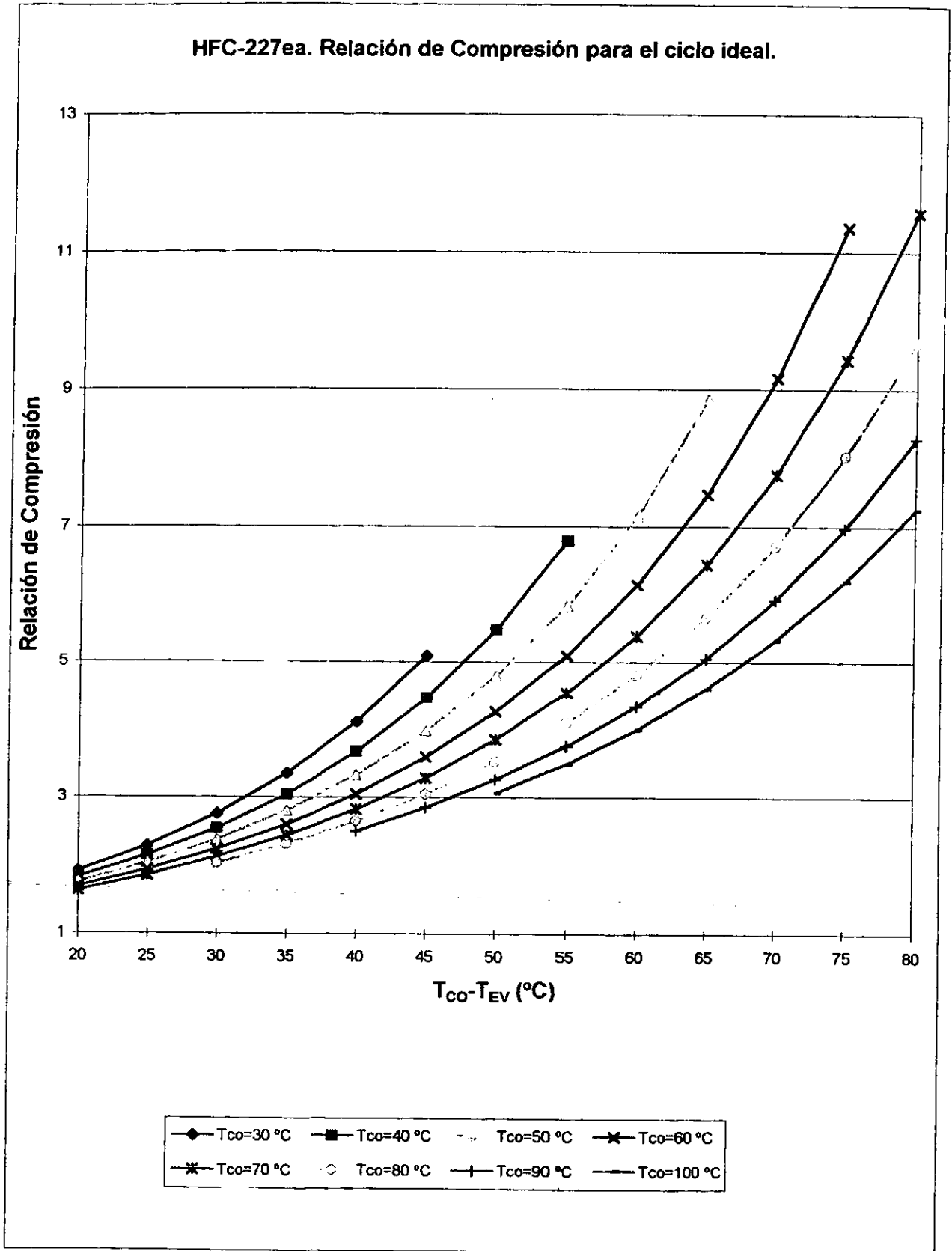
double interpolacionsc(int oo,double oinx, double ox0, double ox1, double ox2, double oy0, double oy1, double oy2)
{
char resp[3];
int i,j,k;
float os,difx,xi,xi1,x[3],y[3],z[3],l[3],m[3],a[3],b[3],c[3],d[3],h[3],alfa[3];
    x[0]= ox2;
    y[0]= oy2;
    x[1]= ox1;
    y[1]= oy1;
    x[2]= ox0;
    y[2]= oy0;
for(i=0;i<oo;i++){
    h[i]= x[i+1]-x[i];
}
for(i=1;i<oo;i++){
    alfa[i]=3*(y[i+1]*h[i-1] - y[i]*(x[i+1]-x[i-1]) + y[i-1]*h[i])/(h[i-1]*h[i]);
}
    l[0]=1;
    m[0]=0;
    z[0]=0;
for(i=1;i<oo;i++){
    l[i]= 2*(x[i+1]-x[i-1]) - (h[i-1]*m[i-1]);
    m[i]= h[i]/l[i];
    z[i]= (alfa[i] - h[i-1]*z[i-1])/l[i];
}
    l[oo]= 1;
    z[oo]= 0;
    c[oo]= 0;
for(j=oo-1;j>=0;j--){
c[j]= z[j] - m[j]*c[j+1];
b[j]= ((y[j+1]-y[j])/h[j])-(h[j]*(c[j+1] + 2*c[j])/3);
d[j]= (c[j+1]-c[j])/(3*h[j]);
}
}

```

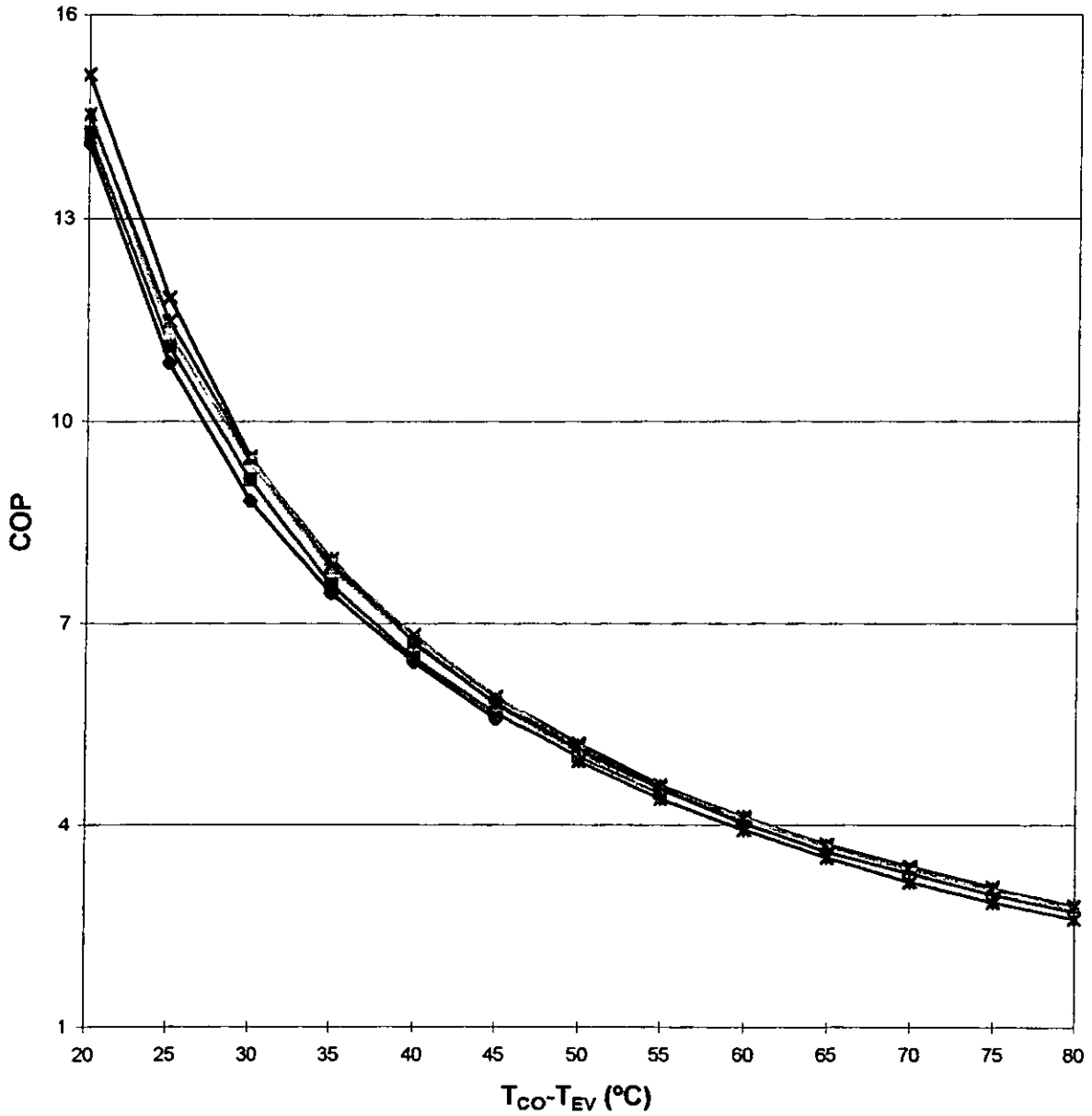
```
i=0;
while(i<=oo){
    xi= x[i];
    xi1= x[i+1];
    if(xi<=oinx){
    if(oinx<xi1){difx= oinx-xi;
os = y[i] + (b[i]*difx) + (c[i]*(difx*difx)) + (d[i]*(difx*difx*difx));
i= oo;
    }
    i= i+1;
    }
}
return os;
}
```


Apéndice C. Gráficas del COP y relación de compresión de algunos refrigerantes alternativos.

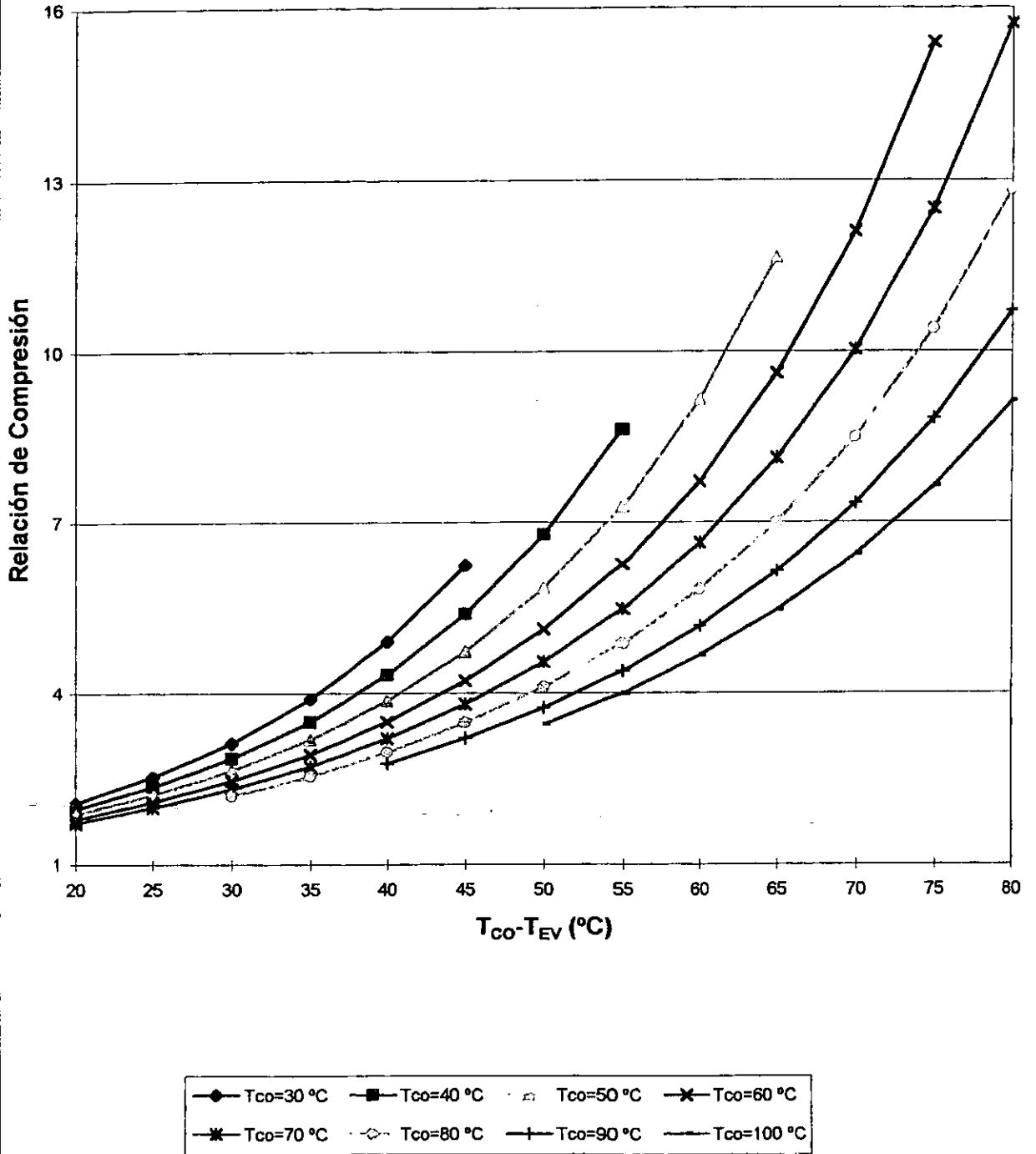




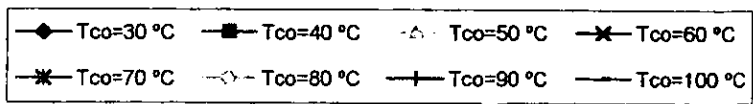
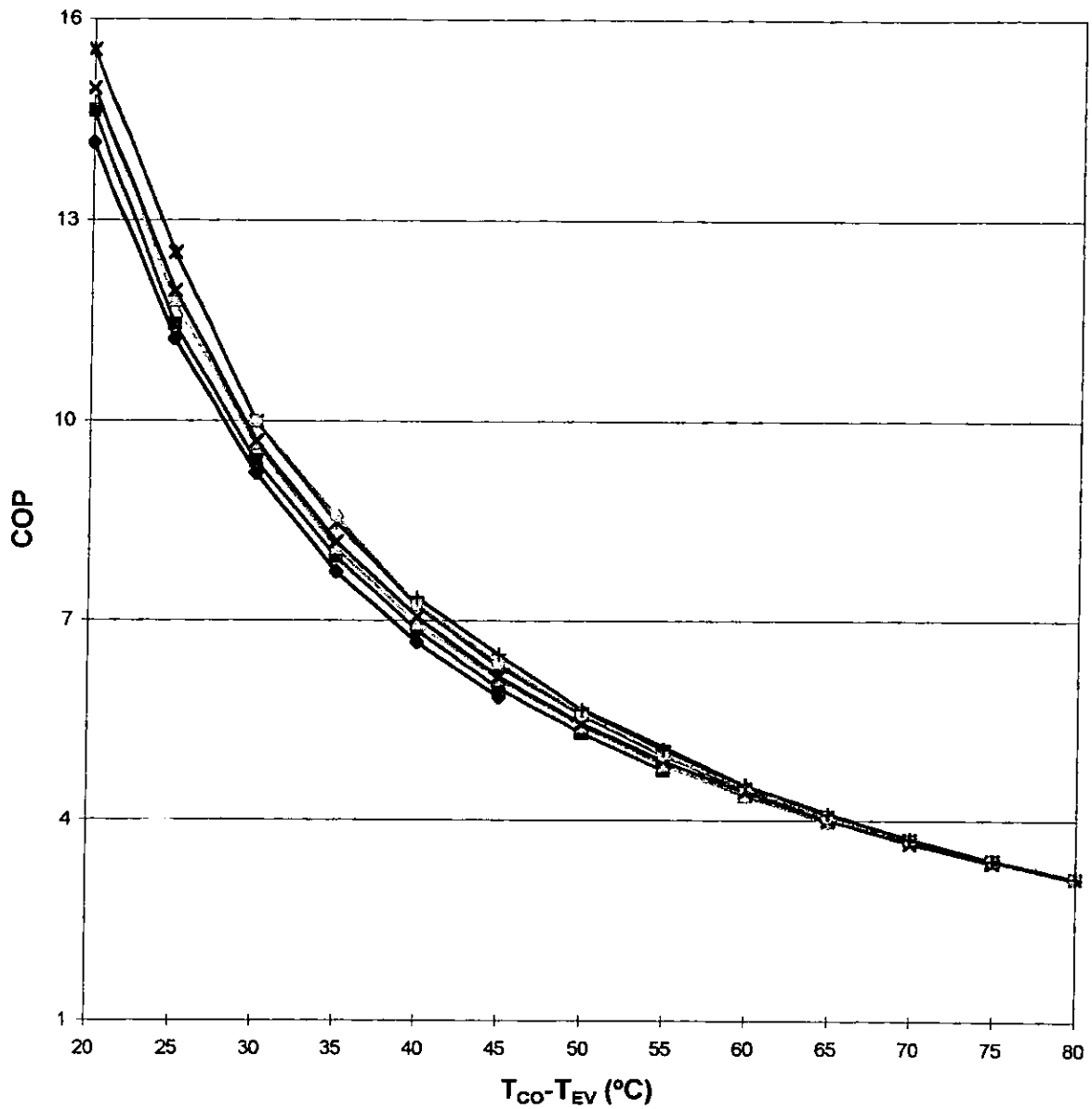
HFC-236ea. COP para el ciclo ideal.

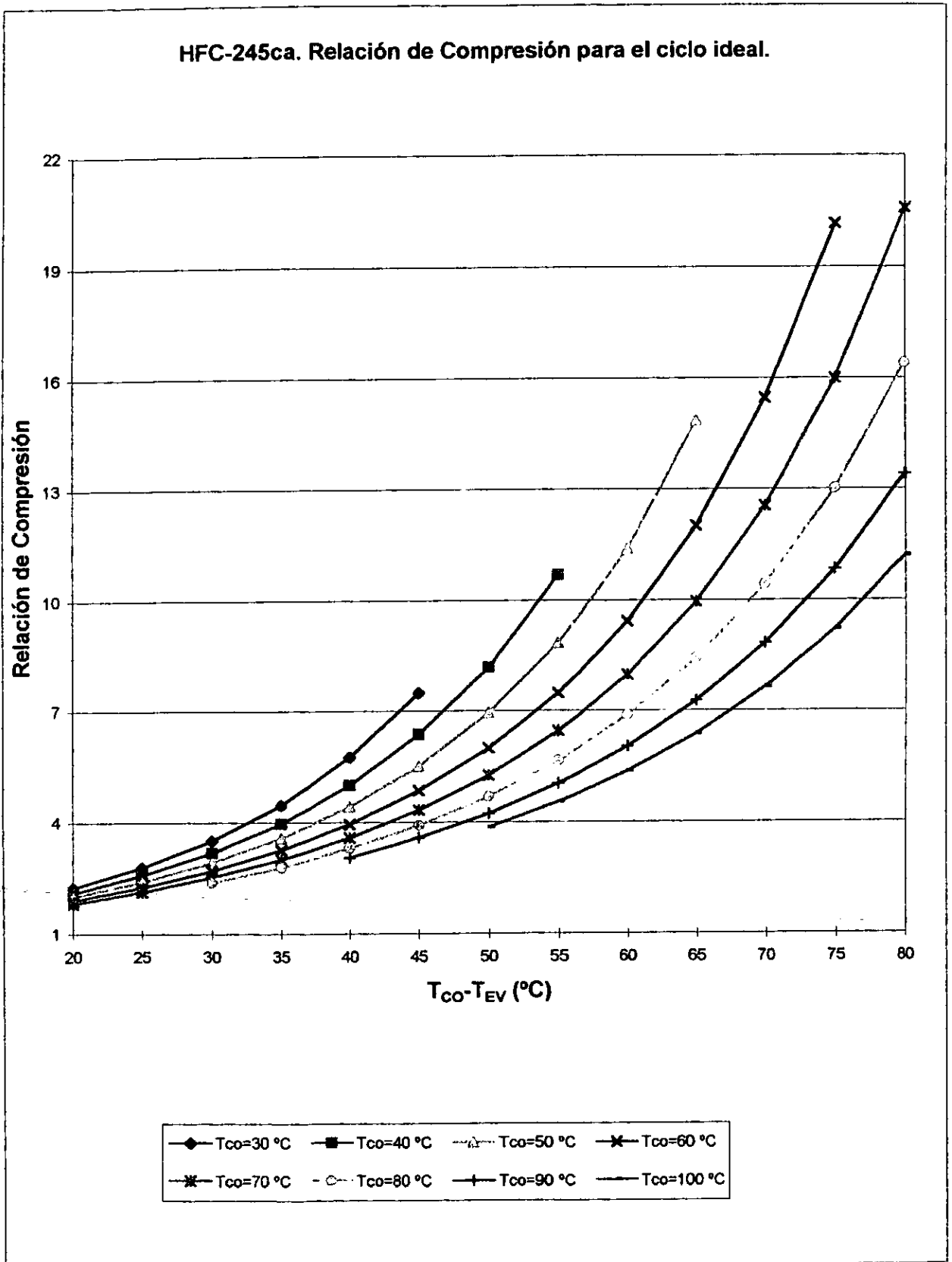


HFC-236ea. Relación de Compresión para el ciclo ideal.

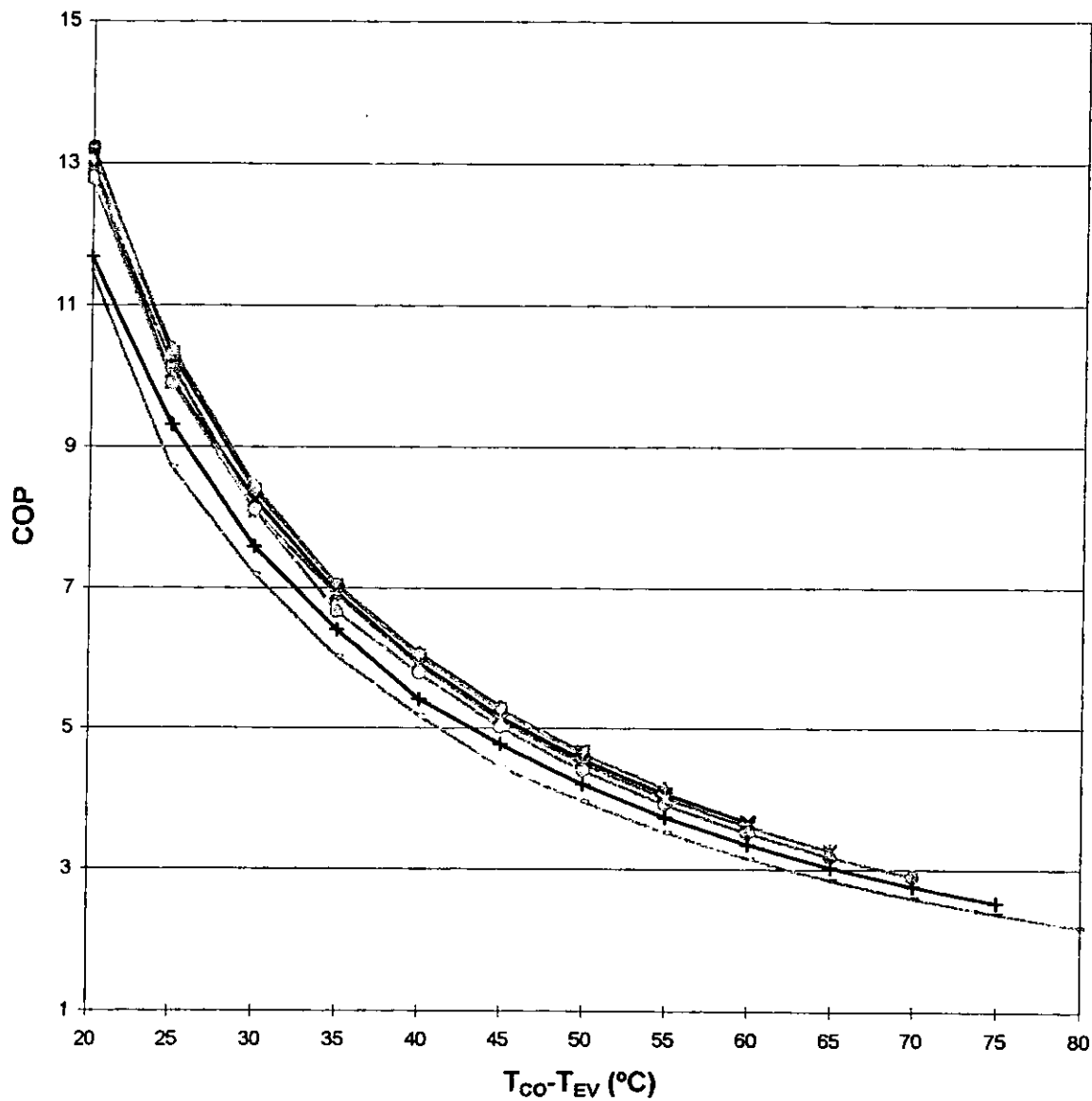


HFC-245ca. COP para el ciclo ideal.

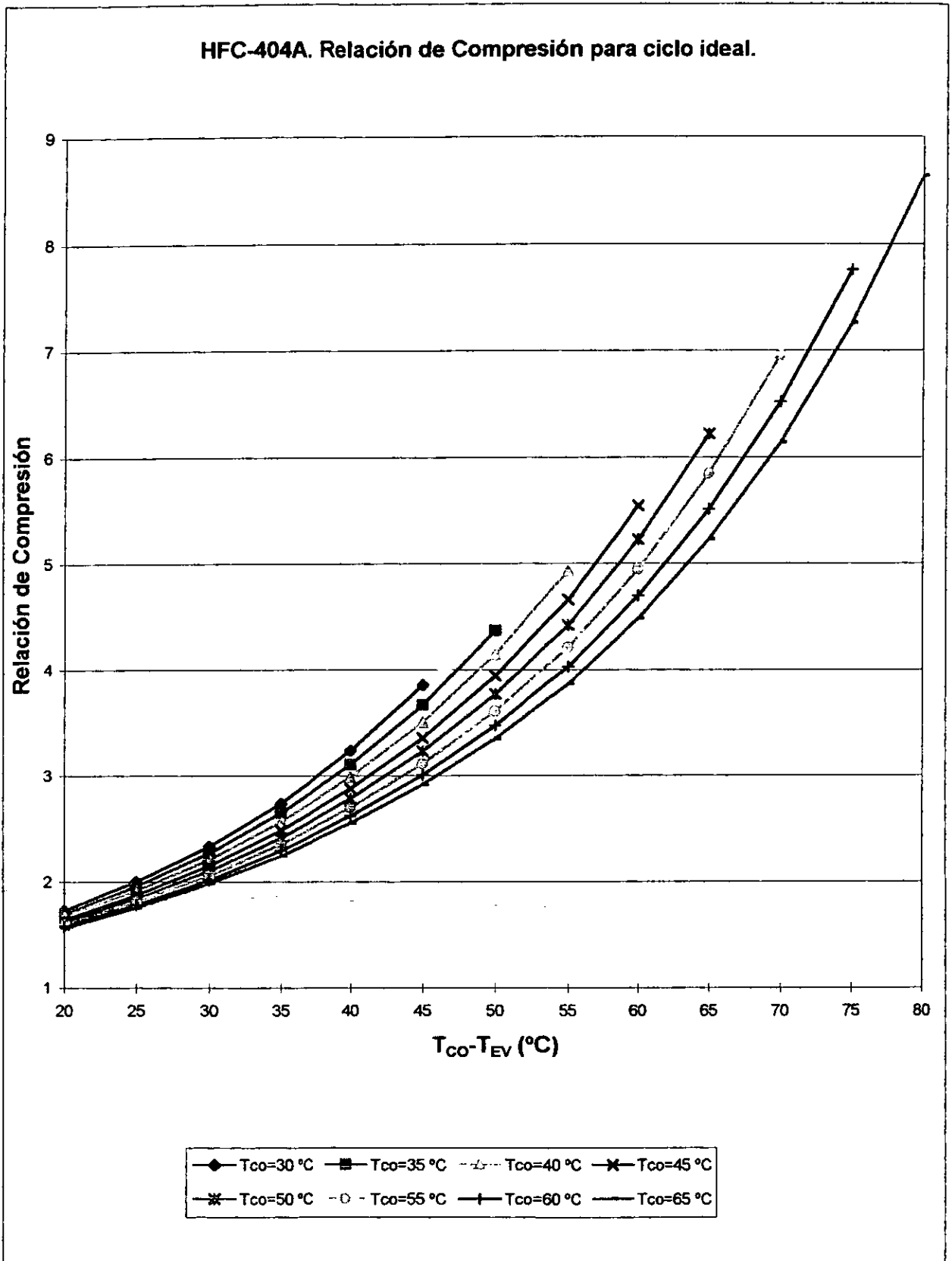




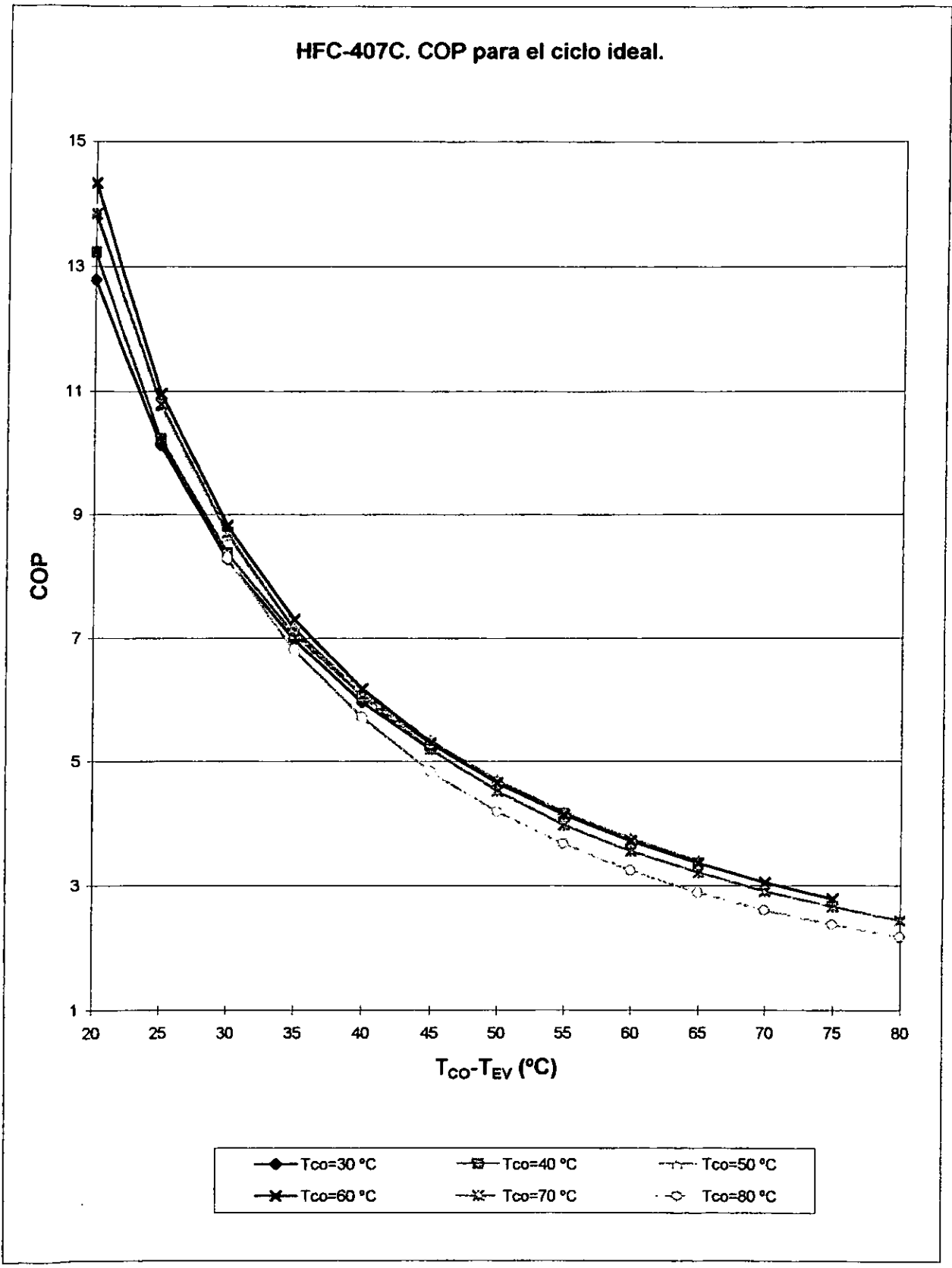
HFC-404A. COP para ciclo ideal.



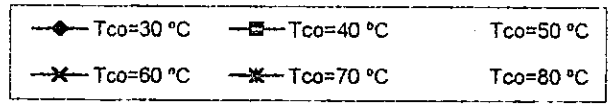
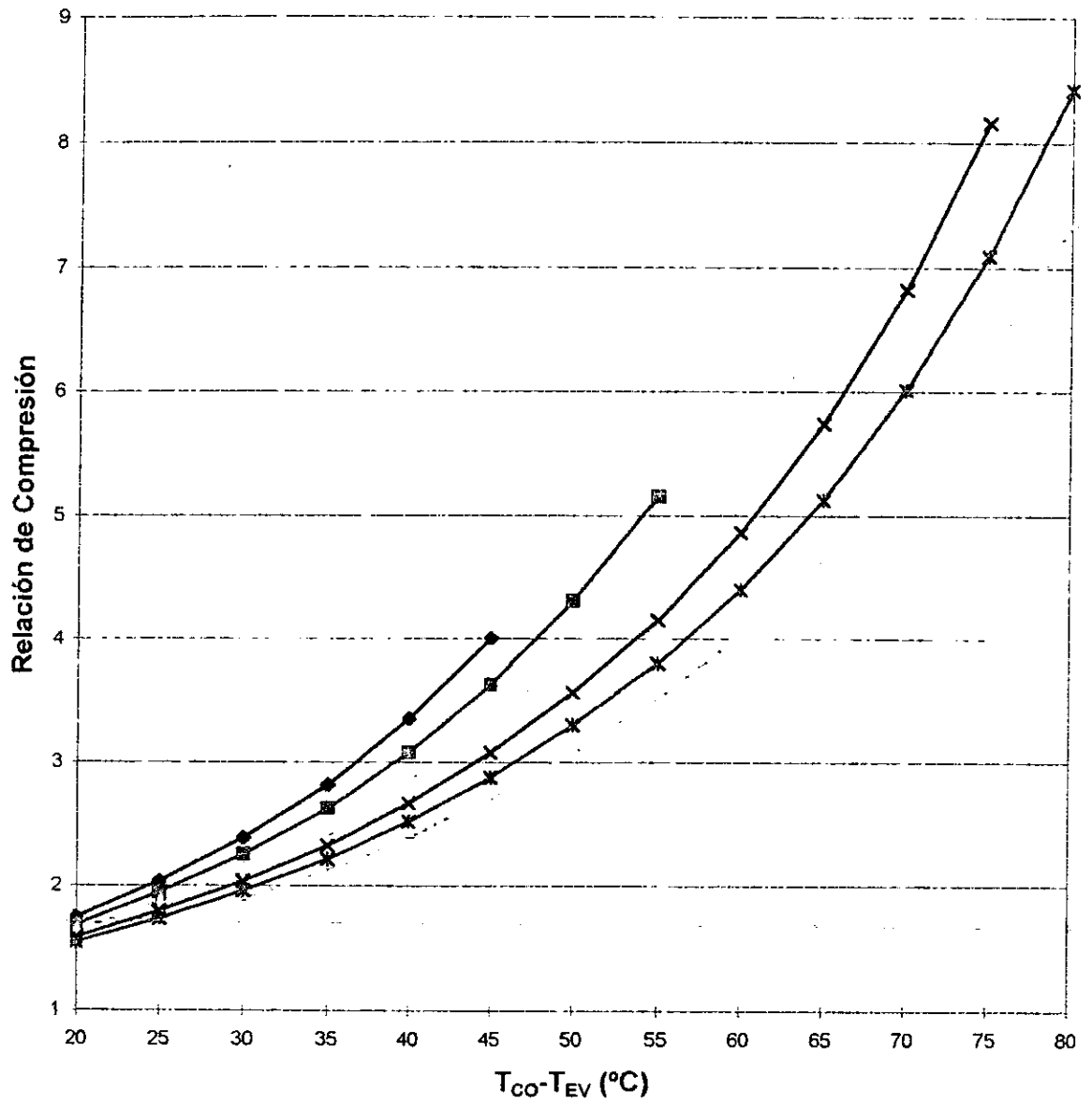
◆ $T_{co}=30$ °C = $T_{co}=35$ °C △ $T_{co}=40$ °C × $T_{co}=45$ °C
* $T_{co}=50$ °C ◇ $T_{co}=55$ °C + $T_{co}=60$ °C ··· $T_{co}=65$ °C



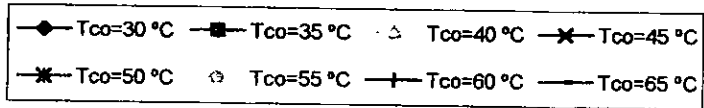
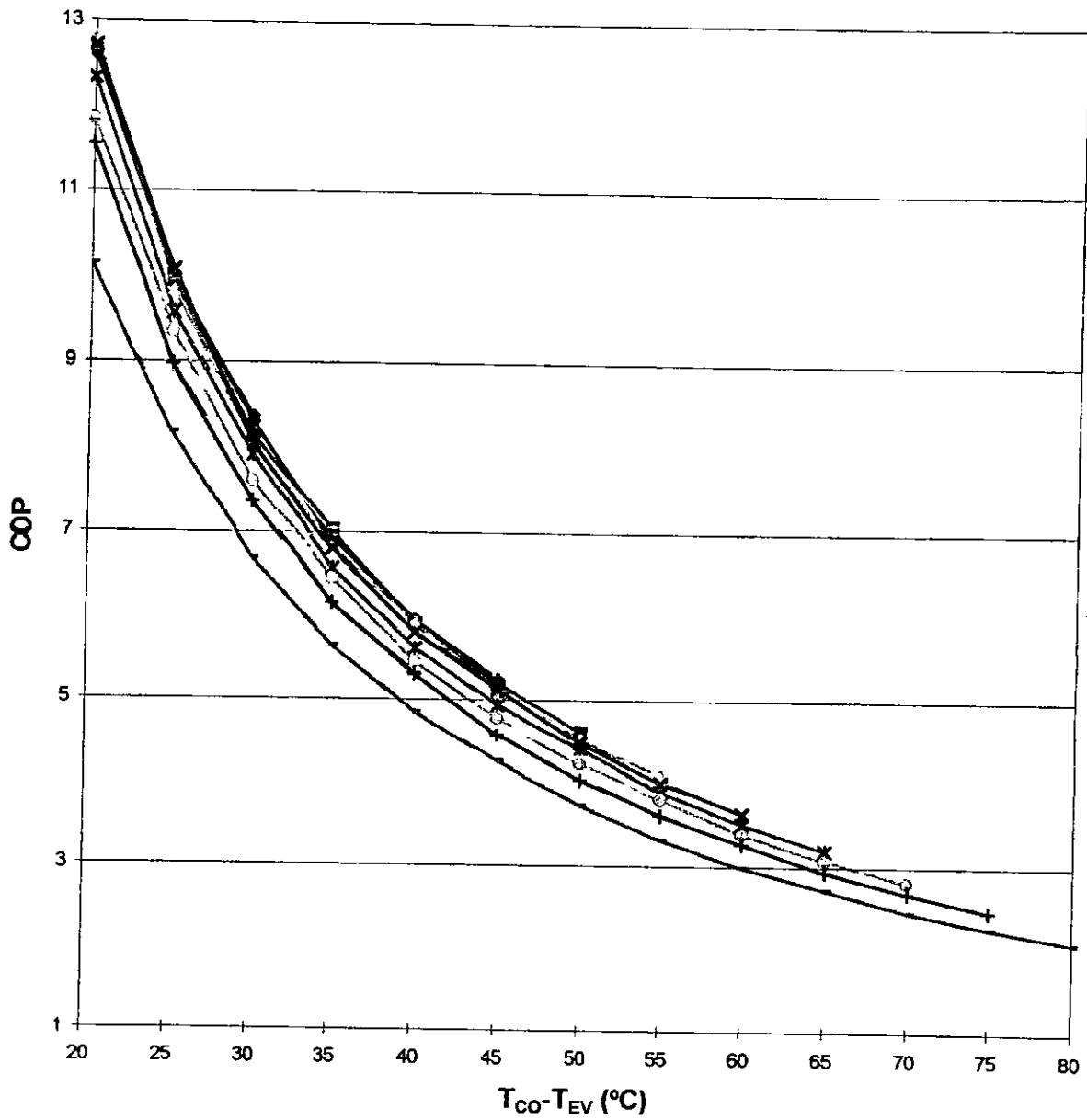
HFC-407C. COP para el ciclo ideal.



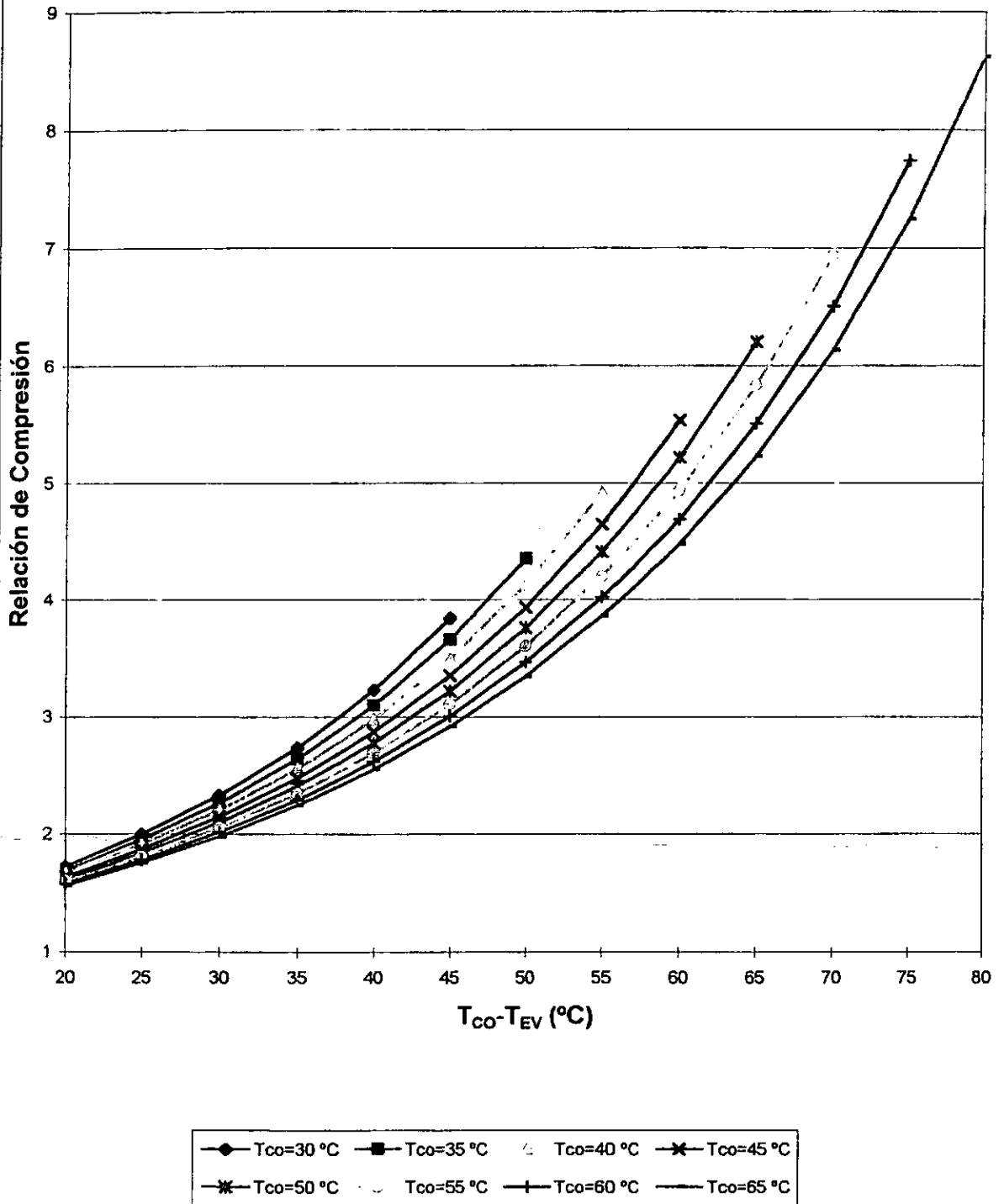
HFC-407C. Relación de Compresión para el ciclo ideal.

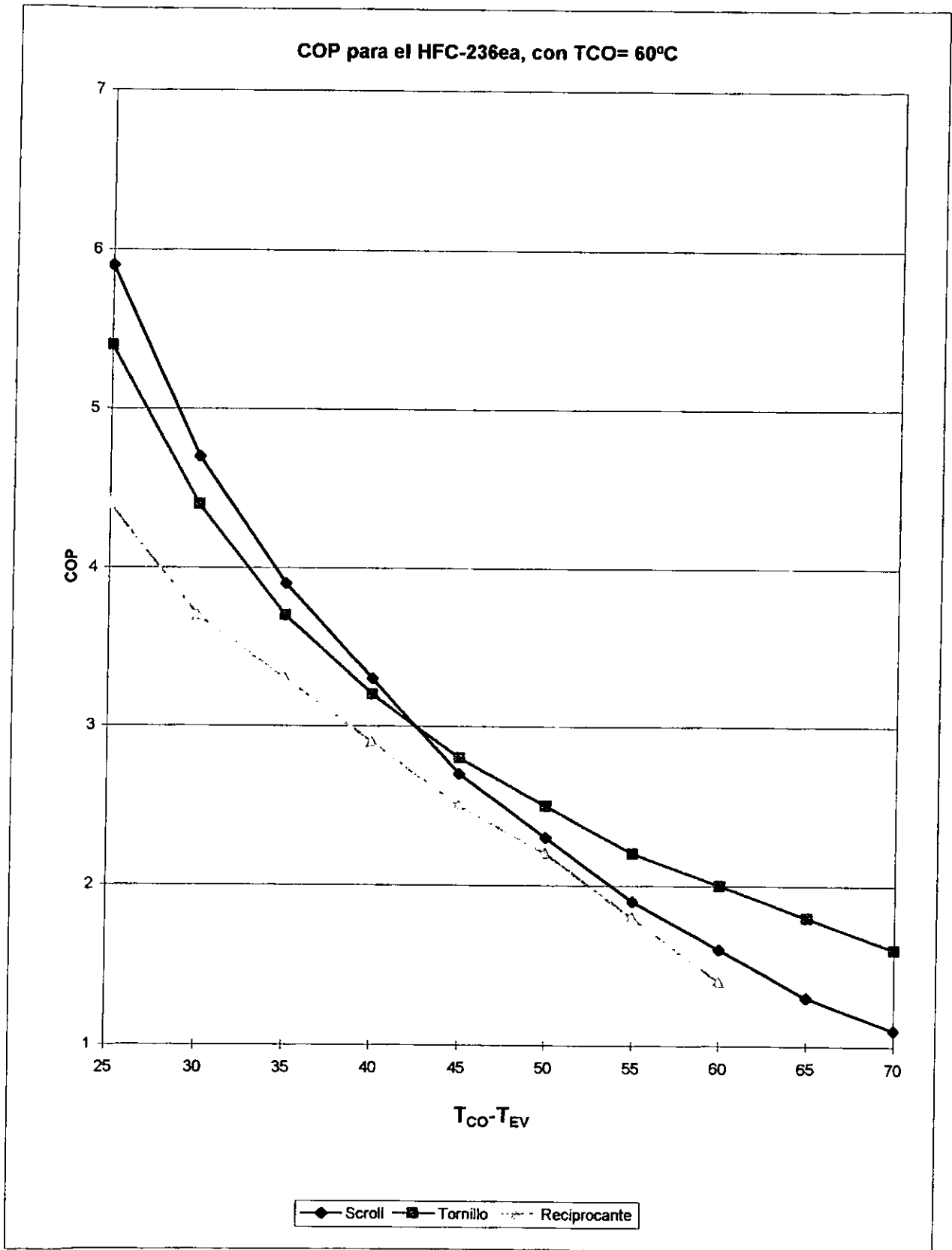


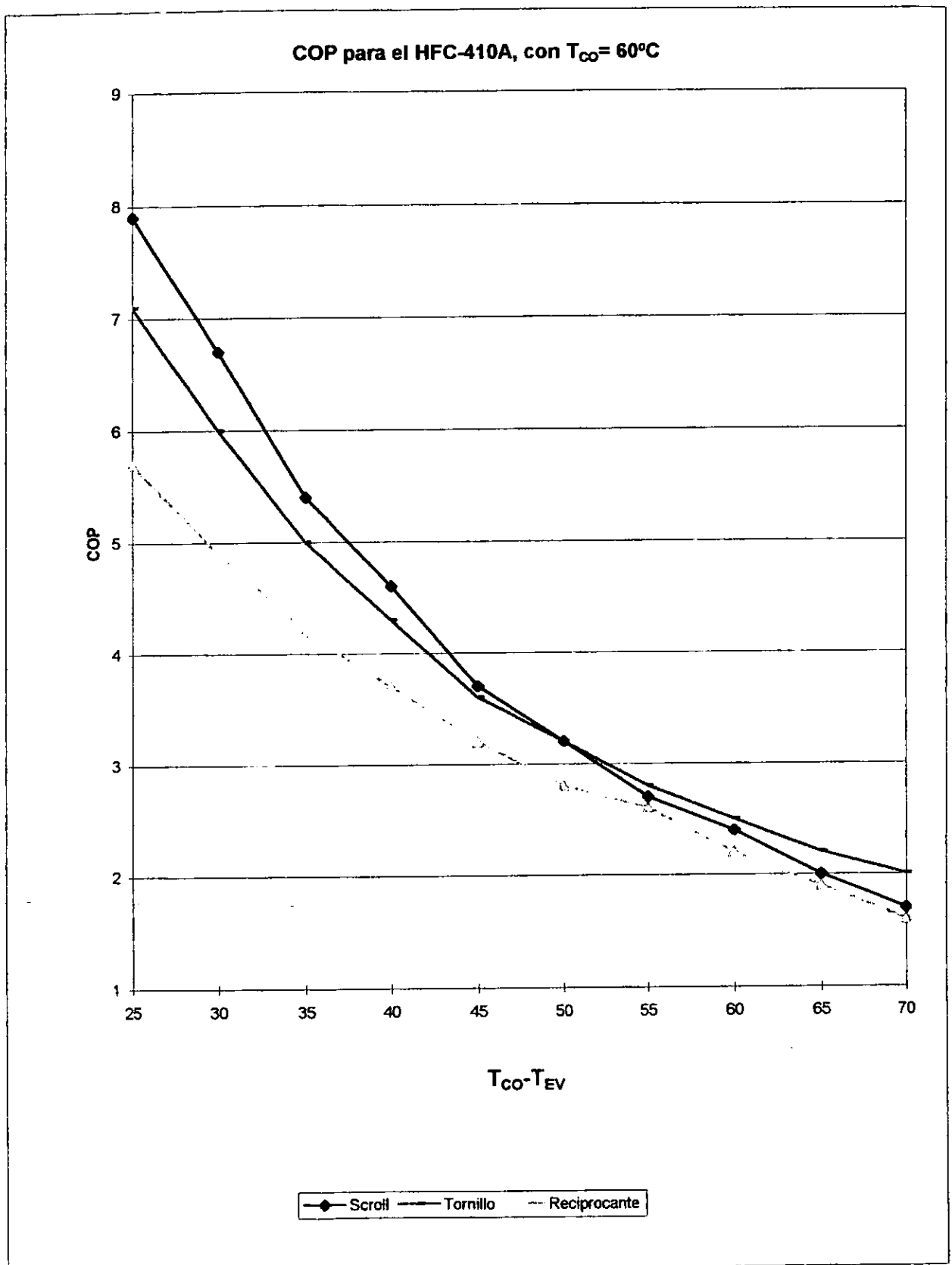
HFC-507A. COP para el ciclo ideal.



HFC-507A. Relación de Compresión para el ciclo ideal.







Apéndice D. Determinación de kgCO₂/kWh_e en México.

La combustión de hidrocarburos genera grandes cantidades de CO₂. De acuerdo al Balance Nacional de Energía, en México el 73.3 % de la energía eléctrica generada en 1999 se produjo con hidrocarburos. La proporción de los combustibles fósiles utilizados fue:

combustóleo	65.0 %
gas natural	20.4 %
carbón	13.7 %
diesel	0.9 %

La producción de CO₂ depende del combustible utilizado; estimaciones de diferentes estudios internacionales indican los siguientes valores de kilogramos de CO₂ producidos al generar un kilowatt hora térmico:

combustóleo	0.266 kg/kWh
gas natural	0.194 kg/kWh
carbón	0.330 kg/kWh
diesel	0.270 kg/kWh

Para obtener la producción de kilogramos de CO₂ por kilowatt hora eléctrico, debemos conocer la eficiencia de las plantas termoeléctricas; en México, se tienen las siguientes eficiencias en promedio:

plantas que utilizan combustóleo	34.9 %
plantas a gas natural	35.7 %
plantas carboeléctricas	36.5 %
plantas a diesel	24.5 %

Con base en la información anterior podemos conocer la producción de kilogramos de CO₂ por kWh_e, debido a la mezcla de combustibles empleada para la generación de electricidad en México:

$$\left[\frac{(0.650 * 0.266)}{0.349} + \frac{(0.204 * 0.194)}{0.357} + \frac{(0.137 * 0.330)}{0.365} + \frac{(0.009 * 0.270)}{0.245} \right] * 0.733 = 0.542 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}_e$$

Cabe mencionar que en la producción de energía eléctrica a partir de energía geotérmica también existe una generación de CO₂ asociada. Según el Balance Nacional de Energía, el 3.1 % de la energía eléctrica se generó con energía geotérmica.

En el cálculo aquí realizado no se incluye la emisión de CO₂ de la generación geotérmica, debido a que en México estas plantas generadoras se encuentran en Baja California y Michoacán, y se considera que su aportación a la energía eléctrica consumida en la ciudad de México, ciudad en la que se desarrolla este trabajo, no es relevante al compararla con las otras fuentes de energía.

Referencias

- [1] <http://www.epa.gov>
- [2] Abeles B., Jacobson A.J., Sheng P.; 1992, Energy and the environmental, pp. 49-63; World Scientific, U.S.A..
- [3] <http://www.cato.org/testimony/ct-pm110697.html>.
- [4] <http://www.heartland.org>.
- [5] <http://www.ine.gob.mx>
- [6] Diario Oficial de la Federación, martes 24 de abril del 2001.
- [7] Sheinbaum C.; II, UNAM; enero 1998; correo electrónico.
- [8] Gilli P. V., Halozan H. y Streicher W.; 1992, The Impact of Heat Pumps on the Greenhouse Effect; IEA Heat Pump Centre, The Netherlands.
- [9] RCG/Hagler Bailly Inc.; 1995, Industrial Heat Pumps: experiencess, potential and global environmental benefits; IEA Heat Pump Centre, The Netherlands.
- [10] Reay D.A., Macmichael D.B.A.; 1988, Heat pumps; Pergamon press, Great Britain.
- [11] ASPEN PLUS user's guide; 1996.
- [12] Holland F. A., Watson F. A. y Devotta S.; 1982, Thermodynamic design data for heat pump systems; Pergamon Press, Great Britain.
- [13] Bansal P. K., Rice C. K.; 1993, "Thermodynamic model for R-12 alternatives in domestic refrigerator/frezzers-- initial analysis", Refrigeration science and technology proceedings, pp. 95-104, IIR; Great Britain.
- [14] McLinden M. O., Klein S. A., Lemmon E. W. y Peskin A. P.; 1998, "NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures—REFPROP V6.01. Users' Guide"; US Department of Comerce, USA.
- [15] Douglas J. D., Braun J. E., Groll E. A. y Tree D. R.; 1999, "A cost-based method for comparing alternative refrigerants applied to R-22 systems"; Int. J. Refrig. vol. 22, no. 1, pp. 107-125; Great Britain.
- [16] Browne M. W., Bansal P.K.; 1998, " Steady-state model of centrifugal liquid chillers"; Int. J. Refig. vol. 21, no. 5, pp. 343-358; Great Britain.
- [17] Domanski P. A., McLinden M. O.; 1992, "A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures"; Int. J. Refrig. vol. 15, no. 2, pp. 81-88; Great Britain.

- [18] Bensafi A., Borg S. y Parent D.; 1996, "Design and simulation of heat pumps and A/C equipment using pure and mixed refrigerants with MoMo (Modular Modelling)"; 6th Heat Pump Proceedings, pp. 279-292; Canada.
- [19] Bansal P. K., Purkayastha B.; 1998, "An NTU- ϵ model for alternative refrigerants"; Int. J. Refrig. vol. 21, no. 5, pp. 381-397; Great Britain.
- [20] Högberg M., Berntsson T.; 1994, "Non-azeotropic mixtures as working fluids in two-stage economizer-type heat pumps"; Int. J. Refrig. vol. 17, no. 6, pp. 417-429; Great Britain.
- [21] Miyara A., Koyama S. y Fujii T.; 1991, "Consideration of the performance of a vapor-compression heat-pump cycle using non-azeotropic refrigerant mixtures"; Int. J. Refrig. vol. 15, no. 1, pp. 35-40; Great Britain.
- [22] Herbas T.B., Dalvi E. A. y Parise J. A.; 1990, "Heat recovery from refrigeration plants: meeting load and temperature requirements"; Int. J. Refrig. vol. 13, no. , pp. 264-269; Great Britain.
- [23] García-Valladares O., Rigola J., Pérez-Segarra C.D., et. al.; 1998, "Análisis comparativo de sistemas de refrigeración por compresión de vapor trabajando con diferentes fluidos refrigerantes"; XIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, pp. 550-555, AEIM; España.
- [24] Çomakli O., Bayramoglu M. y Kaygusuz K.; 1996, "A thermodynamic model of a solar assisted heat pump system with energy storage"; Solar Energy vol. 56, no. 6, pp. 485-492; Great Britain.
- [25] Herbas T. B., Berlinck E. C., Uriu C.A. T., et. al.; 1993, "Steady-state simulation of vapour-compression heat pumps"; Int. J. Energy Res. vol. 17, pp. 801-816; Great Britain.
- [26] Scattolini; 1993, "The R125/R290/R134a mixture as a substitute for R502 in commercial refrigeration"; Refrigeration science and technology proceedings, pp. 136-143, IIR; Great Britain.
- [27] Badr O., O'Callaghan P. W. y Probert S. D.; 1990, "Vapour-compression refrigeration systems"; Applied Energy vol. 36, pp. 303-331; Great Britain.
- [28] Welsby P., Pezzani M., Devotta S., Diggory P. J. y Guy J. J.; 1988, "Steady- and dynamic-state simulations of heat pumps. Part II: Modelling of a motor driven water-to-water heat-pump"; Applied Energy vol. 31, pp. 239-262; Great Britain.
- [29] Tassou S. A., Green R. K.; 1981, "A mathematical model of the heat transfer process in a shell and tube condenser for use in refrigeration applications"; Applied Mathematical Modelling vol. 5, pp. 29-33; Great Britain.
- [30] Kazachki G., Gage C.; 1997, "Thermodynamic, energy-efficiency and criteria for evaluation of alternative refrigerants for heat pumps", Heat pump systems, energy efficiency, and global warming proceedings, IIR; Austria.
- [31] Kazachki G., Gage C.; 1997, "Screening of non-CFC alternatives for high-temperature heat pumps", Heat pump systems, energy efficiency, and global warming proceedings, IIR; Austria.

- [32] de Alba M., 1979; "Acondicionamiento de aire en ingeniería sanitaria", Tesis de licenciatura, F.I. UNAM; México.
- [33] Anderson E., 1994; Thermodynamics; PWS publishing company, USA.
- [34] Browne M. W., Bansal P. K.; 1998, "Challenges in modeling vapor-compression liquid chillers"; ASHRAE Transactions vol. 104, no. 1, pp. 474-486; USA.
- [35] Kern D. Q.; 1968, Process heat transfer; McGraw-Hill Inc., USA.
- [36] Spalding D. B., Taborek J.; 1983, Heat exchanger design handbook; Hemisphere publishing corporation., USA.
- [37] Egričan N.; 1988, "The second law analysis of absorption cooling cycles"; Heat Rec. Sys. & CHP vol. 8, no. 6, pp. 549-558; Great Britain.
- [38] Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía; 1989, Optimización energética de las instalaciones de aire acondicionado; CIRSA, España.
- [39] Calm J. M., Didion D. A.; 1998, "Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future"; Int. J. Refrig., vol. 21, no. 4, pp. 308-321; Great Britain.
- [40] Panfleto de Du Pont; 1999, "Refrigerantes sustitutos y alternos de Du Pont"; México.
- [41] Molina M. J., Rowland F. S.; 1974, "Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine atom catalyzed destruction of ozone", Nature, vol. 249, pp. 810-812; Great Britain.
- [42] Lucas L.; 1993, "Environmental issues and legislation – consequences on the cold chain", Refrigeration science and technology proceedings, pp. 71-78, IIR; Great Britain.
- [43] Shaw D., Chadderton T. y Kemp R.; 1993, "Retrofitting R12 and R502 refrigeration systems with non-CFC refrigerants", Refrigeration science and technology proceedings, pp. 71-78, IIR; Great Britain.
- [44] Sami S., Song B. y Poirier B.; 1996, "A comparative study of new alternatives for heat pumps"; 6th Heat Pump Proceedings, pp. 159-168 ; Canada.
- [45] Yajima R., Domyo N. y Tarutani I.; 1996, "New refrigerants for split-type air conditioner"; 6th Heat Pump Proceedings, pp. 261-268; Canada.
- [46] Bivens D., Denison G.; 1996, "Energy efficiency potential of HCFC-22 alternatives"; 6th Heat Pump Proceedings, pp. 303-309; Canada.
- [47] Gilli P. V., Streicher W., Halozan H.; 1999, Environmental benefits of heat pumping technologies; IEA Heat Pump Centre, The Netherlands.
- [48] Bailey A; 2000, "Latest thinking on the major contenders", Refrigeration and air conditioning, vol.102, no. 1222, pp. 19-24; Great Britain.

- [49] de Alba M., López H.; 1995, "Diseño de un programa interpolador de bancos de datos nucleares para la administración de combustible", Informe Técnico IT.ETN/DSN-278, ININ., México.
- [50] Manzini F.; 1999; "Mitigación de gases contaminantes mediante el calentamiento de agua con calentadores solares en hospitales de la Ciudad de México"; Memoria de la XXIII Semana Nacional de Energía Solar, pp. 502-507; México.
- [51] <http://www.energia.gob.mx>
- [52] Poulton M.L.; 1994; Alternative fuels for road vehicles; Computational mechanics publications; Great Britain.
- [53] Greyvenstein G.P., Rousseau P.G.; 1996, "Improving the cost effectiveness of heat pumps for hot water installations"; 6th Heat Pump Proceedings; Canada.
- [54] Donald P.E.; 1998, "Calculating chiller emissions and source energy use"; ASHRAE Transactions vol. 104, no. 1, pp. 649-662; USA.
- [55] Catálogo de equipo Carrier; 1999; USA.
- [56] http://www.caddet-ee.org/reports/ar_23.htm; 1997; "Industrial heat pumps. Analyses series no. 23"; IEA CADDET.
- [57] Camacho J., Hernández F., Pacheco S.; 1993; Temperatura máxima 1963-1992; Fac. de Fil. y Letras, UNAM; México.
- [58] Duffie J., Beckman W.; 1991; Solar engineering of thermal processes; John Wiley & Sons; USA.
- [59] Blank L., Tarquin A.; 1999; Ingeniería económica; McGraw-Hill; Colombia.
- [60] Boyle G.; 1996; Renewable energy. Power for a sustainable future; Oxford University Press; UK.