

01178



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

ANÁLISIS TERMEOECONÓMICO EN SISTEMAS
DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO

P R E S E N T A:

ING. MARTHA ANGÉLICA MALDONADO VARGAS



MÉXICO , D.F.

2004

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL


Todo el material contenido en esta tesis 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.

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

...ción a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional.

DEDICATORIA

NOMBRE: Martha Angélica Maldonado Vargas
FECHA: 31/05/04
FIRMA: 

A toda mi familia:

Tu puedes

No te quejes de tu suerte
No reniegues de la vida.
No te amargues la existencia
No te pongas a llorar,
A nadie pidas clemencia
Porque en ti la providencia
Puso eso que hace triunfar.
Tu puedes lo que tu quieras
Haz la prueba y lo veras.
Arremete contra todo
Lo que obstruya tu camino
Y veras que siempre hay modo
De salirse hasta del lodo
Y de cambiar el destino.
El mundo te pertenece
Es tuyo, lucha por él;
Y si difícil parece
Recuerda que más merece
Quien de la hiel hace miel.

AGRADECIMIENTOS

Existe una palabra muy fácil de escribir y que a pesar de ser muy simple, encierra un significado especial para el que la recibe, pero no se compara con el sentimiento del que la pronuncia...

¡ G R A C I A S ¡

A la Universidad Nacional Autónoma de México, por dejarme ser...

A la División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería, por dejarme crecer...

Al Ing. Augusto Sánchez Cifuentes, por la labor que desempeña, por la paciencia mostrada, por lo que me enseñó y por ser mi amigo...

A mis sinodales, Dr. Jaime Cervantes, Dr. Gerardo Serrato, Ing. Arturo Monedero e Ing. Eduardo Buendía, por el apoyo brindado...

A mi querido esposo y a mis hijos, por ellos estoy aquí...

A todos mis amigos, los nuevos y también a los viejos...

Y a mi tío, Juan Alfredo Nájera Pérez, porque se lo debía.

El agradecimiento mira siempre grande el favor que recibió

ANÁLISIS
TERMOECONÓMICO
EN SISTEMAS DE
REFRIGERACIÓN
INDUSTRIAL

ÍNDICE

Objetivo.....	(1)
Alcance.....	(2)
Glosario de Términos.....	(3)
Introducción.....	(4)
– Estructura del trabajo.....	(4)
– Esbozo histórico.....	(5)
– Uso racional de la energía.....	(7)
– Problemática.....	(8)
CAPITULO 1. Sistemas Refrigeración Industrial.....	(9)
1.1 Clasificación por Aplicación.....	(9)
a) Refrigeración Doméstica.....	(9)
b) Refrigeración Comercial.....	(9)
c) Refrigeración Marina y de Transportación.....	(9)
d) Acondicionamiento de Aire.....	(10)
e) Industrial.....	(10)
1.2 Sistemas de Refrigeración Industrial.....	(10)
1.3 Refrigeración Natural.....	(10)
1.4 Refrigeración Mecánica.....	(11)
1.4.1Refrigeración por Compresión de Vapor.....	(11)
1.4.1.1 Opciones de equipos para integrar un sistema de refrigeración por compresión de vapor.....	(13)
a) Como dispositivos de expansión	(13)

b) Evaporadores	(14)
c) Condensadores	(15)
d) Compresores	(15)
e) Accionadores.....	(16)
1.4.1.2 Rendimiento de los Sistemas Mecánicos.....	(17)
1.4.2 Refrigeración por Absorción.....	(20)
1.4.2.1 Sistema de Bromuro de Litio.....	(22)
1.4.3 Refrigeración con Bombas de Calor.....	(24)
1.5 Refrigerantes.....	(25)
1.5.1 Selección de Refrigerantes.....	(27)
1.5.2 Propiedades de Refrigerante.....	(27)
1.5.3 Comportamiento de Refrigerante.....	(28)
1.5.4 Seguridad de Refrigerante.....	(28)
1.5.5 Toxicidad de Refrigerante.....	(29)
1.5.6 Características Operacionales y de Mantenimiento de Refrigerante.....	(29)
1.5.7 Economía de Refrigerante.....	(30)
1.6 Criterios de Selección de los Sistemas de Refrigeración.....	(31)
1.6.1 Económicos.....	(31)
1.6.2 Técnicos.....	(31)
1.6.3 Seguridad.....	(31)

1.6.4 Operatividad.....	(31)
1.6.5 Mantenimiento.....	(31)
1.6.6 Impacto Ambiental.....	(31)
1.6.7 Consumo de Energía y Potencia.....	(32)
1.6.8 Rendimiento.....	(32)
1.7 Conclusiones.....	(32)
CAPITULO 2. Eficiencias de Operación en México.....	(34)
2.1 Descripción simplificada del Proceso de Fabricación	
de Hielo	(34)
2.2 Criterios de Caracterización de Fábricas de Hielo.....	(35)
2.3 Caracterización de las Plantas Productoras de Hielo	
evaluadas.....	(36)
2.3.1 Producción.....	(38)
2.3.2 Índices energéticos.....	(44)
2.4 Potencial de ahorro de energía en proceso.....	(52)
a) Por mantenimiento en las instalaciones.....	(52)
b) Por cambio o reposición de puertas e instalación de cortinas	
plásticas.....	(52)
c) Por aislamiento de las tapas de moldes en tanques de	
salmuera.....	(53)
d) Por limpieza de evaporadores y condensadores.....	(53)

2.5 Conclusiones.....	(54)
CAPITULO 3. Termoeconomía.....	(55)
3.1 Metodología.....	(57)
3.1.1 Cálculo de la Exergia.....	(57)
3.2.1 Construcción de la Matriz de Incidencia (A).....	(57)
3.3.1 Definición de Recurso – Producto - Residuo.....	(57)
3.4.1 Definición de las Matrices de Recurso y Producto.....	(58)
3.5.1 Costos Exérgicos.....	(58)
3.6.1. Cálculo de Costos Exérgicos.....	(61)
3.7.1 Costos Exergoeconómicos.....	(62)
CAPITULO 4. Cálculos del Análisis Termoeconómico.....	(65)
4.1 Consideraciones generales para evaluar el costo exérgico.....	(67)
4.2 Aplicando las consideraciones para el modelo de una etapa de compresión.....	(68)
4.3 Aplicando las consideraciones para el modelo de dos etapas de compresión	(72)
4.4 Aplicando las consideraciones para el modelo de absorción.....	(75)
CAPITULO 5. Comparación Termodinámica de Sistemas.....	(77)
5.1 Análisis técnico - económico de alternativas.....	(77)

5.1.1 Selección de alternativas.....	(78)
5.1.2 Bases de evaluación.....	(79)
5.2 Planteamiento y discriminación de alternativas.....	(80)
5.2.1 Evaluación técnica de alternativas.....	(80)
5.2.2Matriz de selección técnica de alternativas.....	(81)
5.2.3.Evaluación económica de alternativas.....	(83)
5.5.1. Selección óptima del sistema de refrigeración.....	(87)
CONCLUSIONES.....	(89)
BIBLIOGRAFIA.....	(91)

ANEXOS

ANEXO 1.- Cálculos Termoeconómicos

ANEXO 2.- Cálculo de Valor Presente Neto y Relación Beneficio - Costo

ANÁLISIS TERMOECONÓMICO EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

OBJETIVO

1. Realizar un análisis comparativo del comportamiento energético y de costos exoergoeconómicos de sistemas comerciales de refrigeración por compresión contra los de absorción para fabricación de hielo en México, a través de la aplicación de las técnicas del análisis termoeconómico.

ALCANCE

Los ciclos de refrigeración industrial son grandes consumidores de energía, principalmente eléctrica, por lo que su análisis energético para buscar que tengan una operación más eficiente es de gran importancia no sólo por la disminución de uso de combustible que se pueda alcanzar, si no también por el menor impacto ambiental que ocasionan al mejorar su utilización de la energía.

El uso real de la energía en sistemas que utilizan recursos naturales, debe de estar cuantificado con análisis de primera y segunda ley de la termodinámica, por lo que se ha encontrado que los análisis exérgicos son de gran importancia para evaluar las pérdidas reales que se tienen en los procesos termodinámicos. Esta es la razón de que se haya incrementado su uso como una herramienta muy importante para el análisis y el diseño de sistemas termodinámicos, siendo la base para la utilización de la termoeconomía y así, complementar los estudios de los sistemas, teniendo los costos económicos más cercanos a la realidad.

En el presente trabajo, se toman, como base de comparación, los arreglos más comunes encontrados en la industria mexicana, de acuerdo a la experiencia que tiene el Fideicomiso para el Ahorro de Energía Eléctrica, FIDE¹, comparándose las eficiencias energéticas, exérgicas y exergoeconómicas, para mejorar los criterios de decisión para elegir la tecnología más adecuada para diferentes condiciones en donde se requieran de estos sistemas.

Con la finalidad de tener criterios más apropiados para la selección de los sistemas de refrigeración más utilizados en México, se realizó un análisis termoeconómico de ellos haciendo un comparativo con los sistemas de absorción comerciales.

¹ Fideicomiso para el Ahorro de Energía Eléctrica.- Diagnósticos Energéticos, Rama Industrial Hielo, año 2001

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Es conveniente definir los conceptos de refrigeración, enfriamiento y refrigerante y las diferencias entre éstos, debido a que son utilizados frecuentemente en el desarrollo de esta tesis.

Refrigeración.- "Es una operación industrial cuya finalidad es producir y mantener por debajo de la de su alrededor (medio circundante), la temperatura de un espacio dado, de un equipo o producto". Es la acción y efecto de hacer bajar la temperatura de un cuerpo con objeto de prolongar su conservación (alimentos), de evitar un calentamiento excesivo y perjudicial del mismo (motor), de facilitar o permitir su funcionamiento (láser), de efectuar una operación química o física en procesos industriales y en espacios de trabajo humano (aire acondicionado en oficinas y edificios fabriles)

Enfriamiento.- "Pérdida de energía térmica de un cuerpo". Cuando un cuerpo se encuentra a una temperatura más elevada que la del medio que lo rodea, cede calor al mismo y se enfría con rapidez tanto más grande cuanto mayor es la diferencia de las temperaturas.

Refrigerante.- "El medio de transferencia de calor (fluido) en un sistema de refrigeración, el cuál absorbe un máximo de energía por evaporación a baja temperatura y presión, así como cede el máximo de energía en su condensación a una alta temperatura y presión".

Como se puede ver, el enfriamiento es una acción natural del cuerpo a ceder su energía con su medio y la refrigeración es el efecto de enfriar un cuerpo mediante un proceso el cuál no necesariamente es natural, su aplicación a menudo es a un enfriamiento por debajo de la temperatura ambiente.

Tonelada de refrigeración.- es un concepto adicional que en estos sistemas es necesario definir: La American Society of Heating, Refrigerating & Air Conditioning, la ASHRAE¹ (Sociedad Americana de Ingenieros en Refrigeración), define la tonelada de refrigeración estándar como la transmisión de 11.99 Btu/hr (evaporación a -15°C, Condensación a 30°C, líquido antes de expansión a 25°C y una succión del gas de -10°C). Es la base de todos los cálculos de refrigeración para almacenamiento en frío, acondicionamiento de aire, servicio auxiliar en procesos industriales, producción de hielo o fabricación de helados y conservación de alimentos.

La definición más simple de la tonelada de refrigeración es: la energía que se necesita para fundir una tonelada de hielo en 24 horas.

Aun cuando existen otros conceptos como: Efecto Refrigerante, Agua Helada, Congelación, etc., consideramos que estos son los más importantes por lo indicado anteriormente.

Una vez definidos los conceptos y planteada la diferencia se considera la palabra de refrigeración como la aplicación correcta en el transcurso del presente trabajo.

¹ Eduard G. Pita, Principios y Sistemas de Refrigeración, Limusa Noriega Editores, México, 1996

INTRODUCCIÓN

ESTRUCTURA DEL TRABAJO

En el presente trabajo se toman los datos reportados en los diagnósticos energéticos realizados por el FIDE para seis plantas productoras de hielo que operan en diferentes áreas del País, con el objetivo de realizar un análisis comparativo del comportamiento energético y de costos exoergoeconómicos de sistemas comerciales de refrigeración por compresión contra los de absorción para fabricación de hielo en México, a través de la aplicación de las técnicas del análisis termoeconómico y hacer el análisis termoeconómico de los mismos y poder ofrecer alternativas para que en dichas plantas se mejore el uso de la energía.

En el capítulo 1 se describen los diferentes tipos de sistemas de refrigeración industrial, haciendo énfasis en el de compresión de vapor y en el de absorción, dado que el presente trabajo está enfocado a la realización de un comparativo termoeconómico entre ambos sistemas, ya que son los que se tienen a nivel industrial, es importante conocer su comportamiento energético, sus principios de operación y funcionamiento. Así mismo, se da una breve explicación de los refrigerantes, sus características y propiedades físicas y químicas y también la mejor manera de seleccionar económica y técnicamente de éstos y el uso adecuado par un sistema de refrigeración dado.

En el capítulo 2 se analizan los resultados de los diagnósticos energéticos realizados por el FIDE en seis fábricas de hielo, obteniendo las eficiencias de operación en las mismas.

Se describe la situación actual de los sistemas de refrigeración que se tienen en México para las fábricas de hielo, las cuales en su mayoría son sistemas de refrigeración mecánica, con capacidades de producción sobradas. Así mismo, se describe su producción promedio para cada una de ellas, su consumo de energía, sus principales problemas de mantenimiento, sus índices energéticos y los potenciales de ahorro en general.

En el capítulo 3, se describe la metodología para calcular y evaluar con detalle los costos exérgicos de un proceso en una instalación real. Se definen las funciones termodinámicas que representan dichos costos y se obtienen sus interdependencias a través del análisis exérgico.

En el capítulo 4, se realiza el análisis exérgico aplicando la metodología descrita en el capítulo anterior para determinar los costos exérgicos de un sistema de refrigeración para una fábrica de hielo dada con un sistema de compresión, considerando una etapa y dos etapas, así como un sistema de refrigeración por absorción.

En el capítulo 5 se evalúan y se comparan los tres sistemas de refrigeración para una planta se da el resultado de acuerdo al estudio exoergoeconómico, obteniéndose las conclusiones correspondientes.

ESBOZO HISTÓRICO

Al concepto de refrigeración para la conservación de alimentos se le asocian por lo general técnicas modernas de aplicación, pero desde la prehistoria la gente almacenaba comida en cavernas con paredes húmedas en un intento por preservarlas, posteriormente colocaba el material por enfriar en un bloque de hielo natural, un pozo frío, en un estanque o lago de agua fría aprovechando el efecto enfriador natural. Para los habitantes de la isla de Creta en el Mediterráneo, alrededor del año 2000 a. C., las bajas temperaturas fueron de gran importancia en la preservación de sus alimentos.

La historia del hielo no tienen inicio, ésta comenzó con la historia misma. Aún cuando los primeros hombres que poblaron la tierra conocían el hielo, no conocían la forma de utilizarlo para su bienestar y la preservación de los alimentos. Fue muchos miles de años después que los chinos aprendieron que el hielo mejoraba el sabor de las bebidas. Así colectaban el hielo durante el invierno, lo empacaban en paja y forraje y lo usaban durante el verano.

Los registros muestran que Alejandro el Grande, aproximadamente en el año 300 antes de Cristo, sirvió a sus soldados vasos de nieve congelados para levantarles el ánimo. En el año 755 D.C. Khalif Madhi operaba un sistema de transporte refrigerado del Líbano al desierto de La Meca, usando nieve como refrigerante; y en el año 1040 D.C. los sultanes del Cairo usaron nieve en sus cocinas, misma que transportaban diariamente desde Siria⁽¹⁾.

Por su lado, los antiguos egipcios, encontraron que el agua se podía enfriar colocándola en jarras porosas en los techos de sus viviendas. Las condiciones atmosféricas nocturnas, evaporaban la humedad que se filtraba a través de las jarras haciendo que el agua dentro de ellas se enfriara. Uno de los fenómenos con los cuales opera este sistema es el que se conoce hoy como radiación nocturna. Los griegos y romanos utilizaban el hielo que bajaba de las altas montañas hasta fosas de forma cónica que forraron de paja y ramas y cubiertas en la parte superior también de paja. Conforme se expandió el uso del hielo y la nieve, las civilizaciones aprendieron a enfriar bebidas y alimentos para su gozo. No fue sino hasta el siglo XVII, que Francis Bacon, en el año de 1626 intentó la conservación de un pollo al rellenarlo con nieve.

Pero el avance de la ciencia tenía reservada una gran sorpresa; en 1683 Anton Van Leeuwenhock descubrió un mundo totalmente novedoso al inventar lo que posteriormente sería el microscopio. De esta forma se percató que un cristal transparente de agua contiene millones de organismos vivos conocidos hoy como microbios.

Los científicos estudiaron estos microbios y encontraron que su rápida multiplicación se realiza bajo condiciones calientes y húmedas, tal como se presentan en los alimentos. Esta multiplicación de los microorganismos fue reconocida como la causa principal del deterioro de los alimentos. Así también fue puesto en evidencia que a temperaturas inferiores a los 10°C su multiplicación disminuía y en algunos casos se detenía completamente.

Mediante estos estudios se demostró que los alimentos frescos pueden conservarse durante mayor tiempo manteniéndolos a bajas temperaturas. Puesto que el conocimiento de la producción de frío no se había desarrollado, el hielo se recuperaba desde las partes altas, fuentes de suministro y se transportaba a las ciudades por medio de barcos.

El desarrollo tecnológico siguió su proceso, y el primero en utilizar prácticamente el efecto de la evaporación de líquidos fue Joseph Black, quien en 1755, logró congelar agua al provocar su ebullición reduciendo la presión. Conectó una bomba neumática a un recipiente hermético que contenía agua, y procedió a extraer el aire y el vapor que se iba formando, con lo cual hizo descender considerablemente la presión sobre el agua. Como consecuencia de esto, comenzaron a escapar las moléculas de agua y se produjo la ebullición. La liberación de las moléculas hizo descender la temperatura del agua hasta alcanzar su punto de congelación. En 1834 Jacob Perkins, patentó la primera máquina productora de hielo, la que se utilizó con éxito en las plantas empacadoras de carne. En Londres se instaló en 1881, una máquina para fabricar hielo, basada en los mismos principios de los experimentos de Black.

No obstante, el avance de la técnica de refrigeración se debió a Michael Faraday, quien en 1823 licuó amoníaco gaseoso sometándolo a presión y extrayendo luego el calor que contenía. Si después de licuado el amoníaco se libera la presión a fin de que el líquido retorne al estado gaseoso, se produce consumo de calor, y la temperatura desciende en el área circundante. La evaporación se efectúa a expensas de energía térmica; y el paso del estado gaseoso al líquido va acompañado de liberación de calor.

Durante los siguientes 50 años se fabricaron diversas máquinas para producir hielo en Estados Unidos de América, Francia y Alemania.

Carl Von Linde, de nacionalidad alemana llevó a cabo estudios y experimentos con el propósito de hallar un buen sistema de refrigeración para la industria cervecera, la que había suministrado fondos con tal objeto. El resultado fue la invención, en 1874, de una máquina refrigeradora en la cual se empleaba anhídrido sulfuroso como agente frigorífico. En 1877 sustituyó Linde el anhídrido sulfuroso por amoníaco, cuyo empleo ha contribuido considerablemente al gran desarrollo industrial de la refrigeración.

Posteriormente, se desarrolló la refrigeración industrial mediante el uso del ciclo mecánico; empacadoras de carne, carnicerías, cervecerías y otras industrias, empezaron a hacer uso completo de la refrigeración mecánica.

Con el crecimiento de la industria eléctrica y del alumbrado de las casas, los refrigeradores domésticos se popularizaron, sustituyendo a las cajas de hielo, que requerían un bloque de éste diariamente.

Más de las tres cuartas partes de la comida, que aparece sobre las mesas cada día, se produce, se empaqueta, embarca, almacena y preserva por medio de refrigeración. Millones de toneladas de comida se almacenan en depósitos refrigerados; millones más en depósitos de comida congelada, en almacenes privados así como en plantas de procesamiento y empaque.

Por otra parte el uso de sistemas de aire acondicionado, que utilizan unidades de refrigeración, se ha extendido ampliamente en regiones de climas extremos, proporcionando confort para el desarrollo de las diferentes actividades humanas.

La refrigeración ha mejorado la economía de muchas áreas, al suministrar un medio de preservar sus productos despachados a consumidores remotos o por su escasez en algunos periodos del año. Ha colaborado en el desarrollo de regiones agrícolas a través de una mayor demanda para sus productos y ha ayudado a las áreas de productos lácteos y ganado similarmente.

Ha habido un rápido incremento de nuevos productos desde la II Guerra Mundial. La industria petroquímica (plásticos), plantas textiles y la industria de procesamiento de datos son grandes usuarios de los procesos de refrigeración.

Uno de los desarrollos más recientes asociados con la situación de energía, es el uso de gas natural licuado. Se requieren temperaturas de -168°C para cambiar el gas a líquido, el cuál luego es cargado en tanques refrigerados para embarque a un puerto de recibo para su distribución ⁽²⁾.

Los mercados mundiales en este campo también han experimentado un rápido crecimiento, Canadá, Japón, Alemania, Reino Unido, Francia, México, Irán y Venezuela están entre los mayores usuarios de sistemas de refrigeración y aire acondicionado ⁽³⁾.

USO RACIONAL DE LA ENERGÍA

El ahorro y conservación de la energía es hoy un eslogan que sirve para concientizar a las sociedades modernas en la importancia que día con día cobran los energéticos.

El siglo XIX, el uso de la leña y el carbón como fuente de energía, eran las que conformaban el panorama energético internacional. Con la aparición del petróleo, cuyas características como energético superaron a las de las otras fuentes, desplazó rotundamente a las demás, quedando como la principal fuente de energía en la segunda mitad del siglo XX.

Después de la segunda guerra mundial, la abundancia y bajo precio que caracterizó al petróleo, propició el acelerado crecimiento de las economías de los países industrializados. Con el descubrimiento de grandes yacimientos de petróleo en la ex - Unión Soviética, Mar del Norte, Alaska, Estados Unidos, México y Venezuela y el acelerado desarrollo de tecnología para su extracción, refinación, industrialización y comercialización, provocaron que la oferta de hidrocarburos creciera desmesuradamente y su precio, en el mercado internacional, bajara notablemente.

De esta forma, el panorama energético mundial evolucionó hacia una dependencia creciente del petróleo con patrones de consumo distorsionados. Fue una época de gran desperdicio y uso desmedido de hidrocarburos; normalmente no entraba en la contabilidad de las empresas y carecía de importancia la contaminación ambiental; su costo no incidía prácticamente sobre los costos de producción.

A raíz de la llamada primera crisis petrolera, provocada por el conflicto armado Árabe-Israelí de los años 1973 - 1974, los precios de los hidrocarburos se elevaron considerablemente y su oferta se vio reducida. Los países industrializados se percataron de la fragilidad de su sistema y del importante papel que juega el petróleo en las sociedades modernas. Repentinamente, bajo estas condiciones, estos países toman conciencia de su vulnerabilidad energética y de la necesidad de hacer más eficientes sus unidades usuarias de energía sucediéndose cambios y transformaciones en los hábitos de consumo.

Los cambios más importantes se dieron del lado de la demanda, los países desarrollados impulsaron la implantación de políticas y programas de ahorro, uso eficiente o conservación de la energía. El uso de alternativas tecnológicas, alternativas energética y el aprovechamiento de todos los recursos locales, incluso las energías alternas y renovables, favorecieron un balance energético mundial con tendencia a la baja en un 0.3% anual global.

Esa tendencia en los países desarrollados, fue provocada por una serie de nuevas tecnologías más eficientes, programas estructurados de gestión energética y sobre todo una concientización total de la población. Es un hecho comprobado que los resultados más espectaculares de disminución en las facturas energéticas que se lograron gracias al comportamiento humano. La concientización juega un papel determinante en el éxito de cualquier programa que se emprenda.

En el periodo 1970-1980, mientras que en los países industrializados, se observaban tendencias de decrecimiento, en México, el consumo nacional total de energía creció 9.4% en promedio anual, mientras que el PIB se incrementaba sólo en 6.7% Las elevadas tasas de crecimiento de la demanda eléctrica hubieran hecho que, de continuar tal cual, en el año 2002, se hubiera requerido duplicar la capacidad instalada.

^{(1), (2), (3)} Eduard G. Pita, Principios y Sistemas de Refrigeración, Limusa Noriega Editores, México, 1996

PROBLEMÁTICA

La refrigeración participa activamente en el desarrollo económico de los países, principalmente en los rubros de la cadena alimenticia y de algunos procesos industriales. El frío juega un papel muy importante para ayudar a resolver el problema de aprovisionamiento de alimentos a las ciudades y mejoras económicas de la población rural.

En los últimos años el panorama del uso eficiente de la energía ha cambiado radicalmente y tomado un ritmo vertiginoso; cada vez son más las empresas tanto privadas como públicas que empiezan a interesarse en la aplicación de medidas correctivas para usarla mejor; sus organismos empresariales cúpula han tomado la iniciativa e impelen a actuar en pro del uso racional de los energéticos. Las dependencias e instancias oficiales, así como las instituciones de investigación educación superior, promueven continuamente el uso eficiente de los energéticos. No obstante, los resultados medibles alcanzados hasta ahora no son espectaculares y se reiteran cotidianamente una serie de factores limitantes que aletargan el cabal desarrollo de una estructura de consumo de energía más eficiente.

El desarrollo de la refrigeración en general tiene grandes implicaciones en el sector energético, ya que el uso intensivo representa grandes consumos energéticos. El uso del equipo frigorífico en sus diferentes niveles de aplicación, llega a representar del 20% al 50% del consumo total de energía eléctrica.

En México se empezaron a realizar algunos esfuerzos con la finalidad de obtener ahorros generales de energía. Uno de estos es la creación del Fideicomiso Para el Ahorro de Energía Eléctrica, FIDE.

El FIDE es un organismo privado no lucrativo, creado en 1990 para promover acciones que induzcan y fomenten el ahorro y uso racional de la energía eléctrica. El Comité Técnico del FIDE, que es su órgano de gobierno, está integrado por las empresas productoras de energía eléctrica (CFE y LFC) y varias cámaras industriales y de servicios.

Desde su inicio el FIDE apoyó la realización de Diagnósticos Energéticos en varias empresas que cuentan con sistemas de refrigeración, dentro de las cuales, por supuesto están las Fábricas de Hielo.

De la información recabada por el Fideicomiso, en sistemas de refrigeración para fábricas productoras de hielo, se tiene que en México la gran mayoría de los sistemas que se utilizan son de refrigeración mecánica, con capacidades sobradas, normalmente calculadas para la máxima carga y poco flexibles. Una buena cantidad utiliza condensación por aire y uno de los refrigerantes más utilizados es el amoníaco. Los coeficientes de operación de los sistemas son muy variables y oscilan entre 2.5 kW_r/kW_e hasta 6 kW_r/kW_e en capacidades de 15 a 250 Toneladas de Refrigeración, que es el rango analizado para el presente estudio.

Es importante contar con un análisis, de manera general, de todo aquel proceso que emplee intensivamente energía eléctrica y térmica, ya que se pueden encontrar grandes recursos desperdiciados al no optimizarse su operación.

CAPÍTULO 1

CAPÍTULO 1.- SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

En ciertos procesos industriales, la refrigeración juega un papel muy importante puesto que generalmente el buen funcionamiento de estos equipos condicionan la continuidad de un proceso productivo y la conservación o tratamiento de productos perecederos; además, como son equipos que frecuentemente operan durante las 24 horas del día, debe tenerse especial atención en el mantenimiento de estos; el paro continuo de las mismas aumenta considerablemente los costos por pérdidas en la falta de producción, ciclos de máquinas más lentos por falta de enfriamiento, rechazos y alimentos y otros perecederos que son desechados por descomposición, despido de energía, etc.

Es importante definir los Principios fundamentales que rigen el funcionamiento de estos sistemas de refrigeración industrial ya que a lo largo de los años, se han desarrollado proyectos de suma importancia a nivel nacional e internacional para la industria y el comercio que requieren diseños y equipos de la más alta tecnología para proporcionar los conocimientos necesarios que permitan utilizar eficientemente el frío.

En el presente capítulo se hace una descripción de los principales aspectos de los sistemas de refrigeración.

Ya que, debido a su importancia, tienen una amplia gama de aplicaciones, que resulta conveniente clasificar para su mejor estudio y comprensión. Dicha clasificación se puede dividir por aplicación, tal y como se muestra a continuación:

1.1. Clasificación por Aplicación:

a) Refrigeración Doméstica.

Este campo está limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros. Aunque individualmente son pequeños consumidores de energía, debido a que es muy grande el número de unidades en servicio, llegan a representar un grupo importante por la cantidad existente. Sin embargo, para el consumo de una casa es el principal consumidor de energía.

Las unidades domésticas generalmente son de tamaño pequeño teniéndose capacidades de potencia que fluctúan entre 1/20 y ½ HP y son del tipo cerrados con sellado hermético.

b) Refrigeración Comercial.

La Refrigeración Comercial se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración del tipo que se tienen en establecimientos comerciales para su venta al menudeo, restaurantes, hoteles e instituciones que se dedican a almacenamiento, exhibición, transporte, procesamiento y a la distribución de artículos de comercio perecederos de todos tipos.

c) Refrigeración Marina y de Transportación.

La Refrigeración Marina se refiere a la refrigeración que se tiene a bordo de barcos e incluye la refrigeración de barcos pesqueros y de barcos que transportan productos perecederos, así como también refrigeración en depósitos que se tengan en toda clase de barcos.

La refrigeración en transportación se refiere al equipo de refrigeración utilizado en camiones, tanto para cuando se tenga que dar servicio a largas distancias, como para entrega local, así como también en furgones refrigerados.

d) Acondicionamiento de Aire.

El acondicionamiento de aire concierne con la condición del aire en alguna área o espacio designado. Esto no involucra solamente el control de la temperatura del espacio, sino también de la humedad del mismo y el movimiento del aire incluyéndose el filtrado y la limpieza de éste.

Las aplicaciones pueden ser para producir confort en casas, escuelas, oficinas, iglesias, hoteles, establecimientos, etc. y para la industria, las aplicaciones no tienen límite de número y variedad. En general, las funciones de los sistemas de acondicionamiento de aire industrial son: 1) contenido de humedad en materiales higroscópicos; 2) reacción de la velocidad en las reacciones químicas y bioquímicas; 3) límite de las variaciones en el tamaño de la precisión de artículos manufacturados debido a la expansión y contracción térmica; y 4) proporcionar aire filtrado limpio, lo cual es conveniente en determinadas operaciones y en la producción de productos de calidad.

e) Industrial.

Como regla general, las aplicaciones industriales son más grandes en tamaño que las aplicaciones comerciales. Algunas aplicaciones industriales típicas son plantas de hielo, grandes plantas empaquetadoras de alimentos (carne pescada, pollos, alimentos congelados, etc.), cervecerías, lecherías y plantas industriales, tales como refinerías de petróleo, plantas químicas, plantas huleras, etc.

En el presente trabajo se evaluarán energéticamente un ciclo de refrigeración industrial, es decir en una planta de hielo, comparándose el sistema tradicional de compresión de con 1 y 2 etapas y con un sistema innovador, que es de alta eficiencia, la refrigeración por absorción.

1.2. Sistemas de Refrigeración Industrial.

Los procesos de refrigeración por la fuente de energía se dividen en dos grandes grupos, la refrigeración natural y la refrigeración mecánica.

1.3. Refrigeración Natural.

Incluye el uso de hielo natural. Una planta de hielo utiliza salmueras de cloruro de calcio y de sodio para lograr congelar el agua.

Durante muchos años, la fusión del hielo se ha utilizado exitosamente como refrigerante y, no hace mucho tiempo que el hielo era el único agente de enfriamiento disponible para usarse en pequeños refrigeradores domésticos y comerciales.

En un refrigerador típico que usa hielo, como medio enfriante el calor que llega al espacio refrigerado proveniente de diferentes fuentes, produce la fusión del hielo principalmente por las corrientes de convección producidas por el aire en el espacio refrigerado. El hielo en los refrigeradores que utilizan este sistema, se localiza cerca del techo para asegurar una adecuada circulación de aire, además de que se tienen placas desviadoras para asegurar que la trayectoria del flujo de aire sea directa y sin limitaciones. Debajo del hielo se dispone de un embudo para recoger y desalojar el agua formada por la fusión del hielo.

Este tipo de enfriamiento limita su uso como refrigerador ya que no es posible tener temperaturas muy bajas, que son necesarias en muchas aplicaciones de la refrigeración. Por lo general la temperatura mínima que se puede obtener a través de la fusión del hielo es de 0°C. En algunos casos puede bajarse la temperatura de fusión del hielo hasta aproximadamente -18°C agregándole cloruro de calcio o cloruro de sodio para producir una mezcla congelante (frigorífica) con 10% en peso de NaCl.

Más aún, el reemplazo manual y frecuente del hielo no resulta nada práctico, conveniente ni económico. Por otra parte, no se puede controlar el proceso de refrigeración, en el sentido de la dificultad para mantener un nivel de temperatura baja en el espacio refrigerado y produce condensado. El calor absorbido por el hielo es directamente proporcional al área de la superficie del hielo y a la diferencia de temperaturas del espacio y la de fusión del hielo, además disminuye en la medida que disminuye el área de la superficie del hielo debido a la fusión del mismo.

1.4. Refrigeración Mecánica.

Puede ser definida como la eliminación de calor por la utilización de energía mecánica (o calor).

El principio que hace posible la refrigeración mecánica se basa en la evaporación del refrigerante en condiciones apropiadas, y al hacerlo absorberá calor de los objetos o fluidos con los que serán enfriados.

Con este tipo de refrigeración se pueden lograr hasta -185°C por debajo de la temperatura ambiente.

Dentro de la refrigeración mecánica existen varios métodos distintos como pueden ser:

1.4.1 Refrigeración por compresión de vapor.

1.4.2 Refrigeración por absorción (Refrigeración por gas).

1.4.1 Refrigeración por Compresión de vapor.

Este tipo de refrigeración es el más usado en procesos industriales. Se pueden obtener temperaturas bajas, pero en términos generales se puede considerar hasta aproximadamente -45.5°C como la temperatura más baja. Por consecuencia únicamente será descrito el ciclo Rankine, el cuál es el más usado en este rango de temperaturas.

El principio básico del ciclo es el siguiente: la expansión de una mezcla de baja calidad al pasar por un estrangulamiento (depresión) reduce considerablemente la temperatura del fluido, después se evapora el fluido por extracción de energía de la región por enfriar y finalmente elevar la presión del vapor para que su temperatura sea mayor que la de su alrededor y se provoque el proceso de disipación de calor.

El ciclo consta de cuatro procesos físicos, que son: condensación, expansión, evaporación y compresión, los cuáles se muestran a continuación en el diagrama termodinámico No. 1.1 presión (P)-entalpía (H)

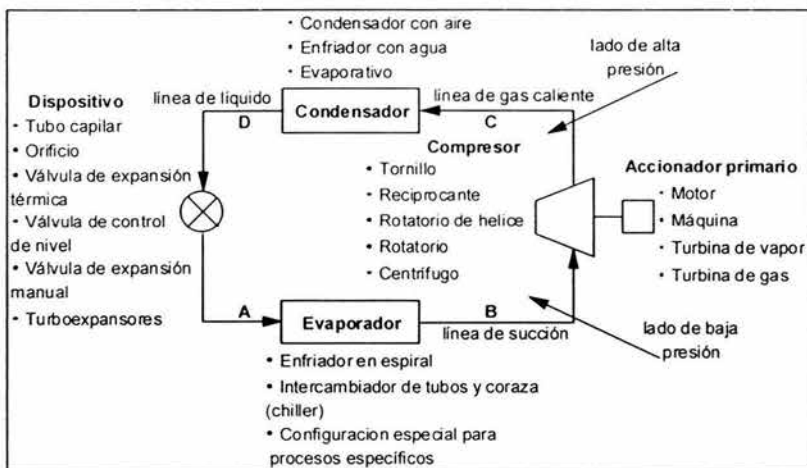


Figura No. 1.1. Diagrama de bloques, Refrigeración por compresión, 1 etapa.

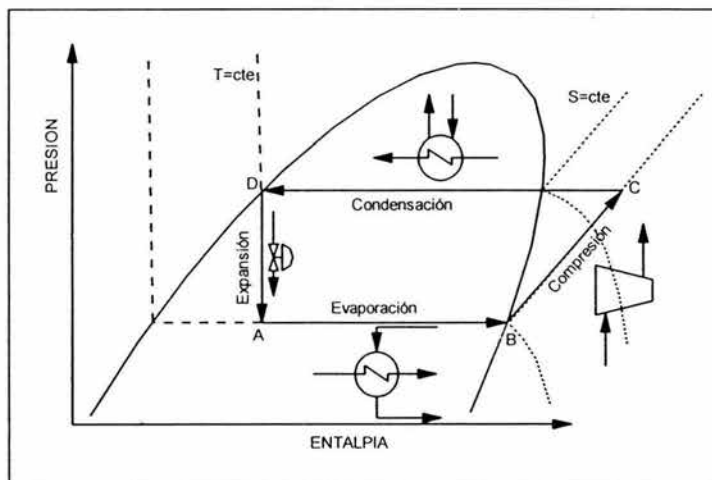


Figura No. 1.2. Diagrama presión - entalpía, Refrigeración por compresión, 1 etapa.

El líquido refrigerante es evaporado a baja presión en el evaporador donde se enfría la carga de proceso. Los vapores son comprimidos a una presión suficientemente alta para después ser condensados por aire o agua de enfriamiento. El refrigerante condensado es expandido antes del evaporador por medio de una válvula estranguladora o de expansión iniciándose así un nuevo ciclo.

Todas éstas operaciones se representan en las figuras No. 1.1 y 1.2.

La evaporación AB y la condensación DC propiamente dichos serán dos procesos isotérmicos.

La compresión BC un proceso politrópico.

La expansión DA un proceso isoentálpico o adiabático ya que se utiliza una válvula de expansión.

El proceso de sobrecalentamiento únicamente será un proceso isobárico, éste se muestra en el figura No. 1.1 como el paso de C a C'.

1.4.1.1 Opciones de equipos para integrar un sistema de refrigeración por compresión de vapor, los cuáles son:

a) Como dispositivos de expansión:

1. Tubo capilar.- Consiste de una longitud fija de tubo de pequeño diámetro, instalado entre el condensador y el evaporador. La caída de presión es debida a las pérdidas por fricción y presión por su pequeño diámetro o área de flujo. Se utiliza en unidades pequeñas y tipo paquete.
2. Placa de orificio.- Es una placa con un pequeño orificio colocada transversalmente dentro de la tubería, y la caída de presión es por la restricción del flujo por el orificio.
3. Válvula de expansión térmica.- Es de gran eficiencia y adaptabilidad para cualquier aplicación. Su función es mantener un sobrecalentamiento constante en la salida del evaporador, lo que permite tener el evaporador completamente lleno a cualquier carga.
4. Válvulas de control de nivel.- Esta válvula se encuentra entre el recipiente acumulador de refrigerante y el evaporador, donde esta controla el nivel de refrigerante que llega del condensador. La caída de presión se produce al pasar el refrigerante líquido a través de la válvula, para así bajar su presión y temperatura del gas. Se usan por lo general en sistemas inundados. La principal ventaja del evaporador inundado es la alta capacidad y eficiencia. El control de nivel puede instalarse directamente en el evaporador (lado de baja presión), o en el acumulador (lado de alta presión).
5. Válvula de expansión manual.- Esta válvula se usa en equipos donde se requiere una carga constante, a bien, como "by pass" de válvulas automáticas.
6. Turboexpansores.- Son turbinas de gas, que aprovechan la presión del gas para mover compresores. El gas al pasar a través de la turbina, pierde presión y por lo tanto se enfría, por lo que su uso es en plantas criogénicas de gas.

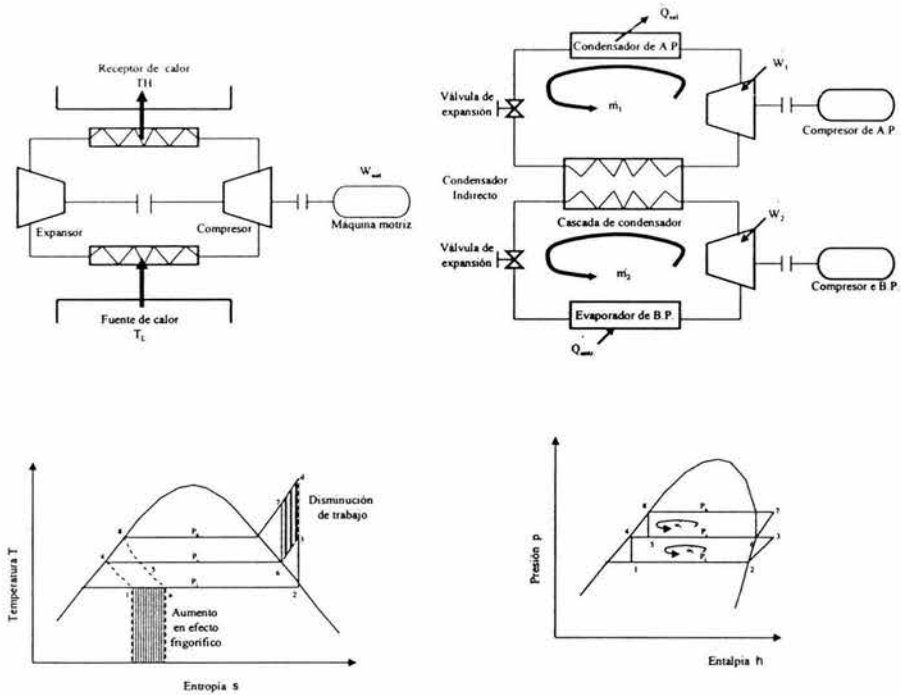


Figura No. 1.3. Diagramas esquemáticos, refrigeración por compresión.

b) Evaporadores:

- 1.- Intercambiadores de tubos y coraza (chiller).- Es un evaporador inundado, siempre está completamente lleno de líquido refrigerante; el nivel se mantiene con un control de nivel. El vapor acumulado por la ebullición se extrae de la parte superior por la acción del compresor. La principal ventaja del evaporador inundado es que la superficie interior del evaporador siempre está mojada por el líquido refrigerante, condición que produce un alto coeficiente de transferencia de calor. Una desventaja es que son grandes, ocupan mucho espacio y requieren una cantidad considerable de refrigerante.
- 2.- Enfriador en espiral.- Consiste en un serpentín que tiene una placa de cada lado. Se asegura el buen contacto entre el serpentín y las placas, llenando el espacio con una solución eutéctica. Este tipo de evaporador se usa mucho en camiones refrigerados.
- 3.- Dentro de los evaporadores de configuración especial podemos mencionar los siguientes: Evaporadores de expansión seca, Evaporadores de tubos desnudos y Evaporadores de tubos con aletas.

c) Condensadores

- 1.- Con aire.- Los condensadores que usan el aire como medio enfriante, se pueden clasificar como sigue: Tiro natural.- refrigeradores domésticos, congeladores, enfriadores de agua, etc. y Tiro forzado.- grandes unidades industriales, congeladores domésticos, enfriadores de botellas, aire acondicionado, etc. El motivo de usar aire como medio de enfriamiento se debe a que el mantenimiento es menor y por no disponer de otro medio de enfriamiento, además se debe tener en cuenta que la temperatura de enfriamiento con estos equipos va a depender de las condiciones climatológicas de la región.
- 2.- Condensadores con agua.- Los condensadores que usan como medio el agua, se pueden clasificar de la siguiente manera. Bajo el punto de vista del sistema: Sistema abierto, usando agua de la región y eliminándola. Sistema cerrado, usando torres de enfriamiento para recuperar el agua. Bajo el punto de vista de construcción se tienen los: Tubos enchaquetados, Serpentin cubierto, de Tubos y coraza, dentro de estos tipos se utilizan el agua por disponer de ella.
- 3.- Condensadores Evaporativos.- Es actualmente uno de los más usados en los sistemas de aire acondicionado y de refrigeración industrial. El agua fría que recircula en el propio condensador absorbe el calor de condensación y a su vez, el agua se enfría por el aire que satura con la propia agua y toma el calor latente de evaporación del calor sensible del agua.

Para la elección del condensador se debe analizar el medio ambiente de la región, ya que en climas cálido-húmedo, los condensadores por aire, por norma de los fabricantes, se considera una temperatura de condensación de 52°C, la cuál puede variar dependiendo del clima, al igual que sí se elige un condensador por agua, el clima también es un factor importante, ya que de esto depende la temperatura a la que se puede enfriar el agua con una torre de enfriamiento, además del equipo adicional que se requiere y de la disponibilidad de agua.

d) Compresores:

- 1.- Compresor recíprocante.- Es el más usado, siendo utilizado en todos los campos de la refrigeración. Se adapta muy bien en especial para usarse con refrigerantes que requieran desplazamientos relativamente pequeños y para presiones condensantes relativamente altas. Los compresores recíprocantes no pueden usarse en forma económica con refrigerantes de presión de vapor baja los cuáles requieren de desplazamiento volumétrico grande por capacidad unitaria. Los compresores recíprocantes se usan mucho en instalaciones de temperaturas bajas.
- 2.- Compresor de tornillo.- Es un compresor de desplazamiento positivo en el cuál la compresión se obtiene por el engranamiento de dos rotores ranurados helicoidalmente. El compresor de tornillo es un compresor de relación de volumen fijo, siendo la relación de volumen función del diseño interno del compresor. Los compresores de tornillo pueden estar operados a relaciones de compresión tan altas como 25 a 1, con lo cuál resulta ser muy práctico su uso de compresión en un solo paso para algunas aplicaciones de temperatura baja. Puede emplearse con todos los refrigerantes comunes y tiene una eficiencia alta para un rango muy amplio de relaciones de compresión. Por su simplicidad, versatilidad, durabilidad y confiabilidad, este tipo de compresor tiene una gran aceptación y su uso se ha extendido en aplicaciones de refrigeración industrial y de aire acondicionado en el rango de capacidades de 50 TON y mayores.

- 3.- Compresores rotatorios.- Los compresores rotatorios de uso común son de tres tipos de diseño general: 1) pistón rodante, 2) aleta rotatoria y 3) lóbulo helicoidal. Aunque este tipo de compresores son máquinas de desplazamiento positivo, por su movimiento constante y rotatorio y flujo constante de los gases de la succión y la descarga, están sujetos a mucho menos vibración mecánica y pulsaciones en la descarga que los compresores recíprocos. La eficiencia volumétrica de los compresores, es relativamente alta, siendo alrededor de entre 65% y el 80%, dependiendo del diseño y condiciones de operación en particular.
 - 4.- Compresores centrífugos.- Consiste esencialmente de una serie de ruedas impulsoras montadas en un eje de acero contenidas dentro de un coraza de hierro vaciado. Es común tener compresores de dos, tres y cuatro etapas de compresión. Se pueden usar más ruedas si la carga requerida así lo demanda (en algunos casos hasta 12). El tamaño práctico más pequeño del compresor centrífugo es aquel en el cual la razón de flujo de vapor descargado por el compresor es aproximadamente de 200 PCM. Los compresores centrífugos se fabrican en capacidades desde 35 hasta 10,000 TON. Las velocidades angulares comúnmente fluctúan entre 3,000 y 18,000 r.p.m., en algunos casos más. Se usan en todos los rangos de temperatura con refrigerantes de baja y alta presión. Las eficiencias de los compresores centrífugos son relativamente altas para todos los tamaños y para un rango muy amplio de condiciones de operación, por regla general son de 70 a 80%, aunque algunos casos se obtienen valores mayores a 80%.
- e) Accionadores:**
- 1.- Motores eléctricos.- El uso de motores eléctricos se debe a la confiabilidad, economía razonable y simplicidad de operación. La confiabilidad de operación ha sido diseñada y construida en los motores de todos los tamaños y tipos. Pueden trabajar durante largos periodos con un mínimo de atención, si se mantienen limpios y secos. Las necesidades de espacio son pequeñas en relación con la potencia necesaria y existen varios tipos que son: monofásicos, que abarcan desde fracciones de HP hasta 1 (uno) y polifásicos, para mayores de 5 HP.
 - 2.- Máquinas de combustión interna.- Se utilizan los motores de diesel como de gasolina en zonas donde este tipo de combustible se puede obtener a bajo costo. Estas máquinas también proporcionan la capacidad directa que se necesita a través de la variación de velocidad dentro de los límites de operación del motor.
 - 3.- Turbina de vapor.- antes de los motores eléctricos, el vapor proporcionaba casi toda la potencia para los sistemas de refrigeración. En zonas de bajo costo del combustible o donde ya de por sí se usa vapor en el proceso, se usa todavía el compresor impulsado por turbina de vapor. También pueden ser convenientes cuando se tienen sistemas de cogeneración. Se utilizan en cervecerías, fábricas de lácteos y lavanderías o fábricas de productos químicos. La capacidad de salida de los compresores movidos por vapor se puede variar fácilmente para satisfacer la demanda cambiando la velocidad del compresor.
 - 4.- Turbina de gas o expansores.- son los llamados turboexpansores (como se mencionó con anterioridad). Es una máquina que se usa para obtener trabajo (energía) de una corriente de gas de alta presión haciendo que el gas accione la rueda de la turbina y esta, por medio del par mueva el compresor. Es muy utilizado este medio en plantas donde se licúa el gas o en plantas criogénicas, ya que el gas al pasar por varias turbinas, va disminuyendo su presión y por consiguiente su temperatura. El trabajo es pequeño con relación al utilizado por el compresor. La calidad es baja y dificulta la operación continua.

1.4.1.2 Rendimiento de los sistemas mecánicos:

El coeficiente de operación (COP), coeficiente de rendimiento (CDR) o coeficiente de comportamiento es la relación de la refrigeración producida respecto al trabajo suministrado.

De esta forma el COP quedará como:

Q entrada = Calor absorbido

En donde:

Calor absorbido = $H_B - H_A$

Trabajo del compresor = $H_C - H_B$

$$COP = \frac{Q_{\text{entrada}}}{W} \dots\dots\dots(1)$$

$$COP = \frac{\text{Calor Absorbido}}{\text{Trabajo Compresor}} = \frac{H_B - H_A}{H_C - H_B} \dots\dots\dots(2)$$

Donde:

H_A = entalpía a la entrada al evaporador

H_B = entalpía a la succión del compresor

H_C = entalpía a la descarga del compresor

También puede expresarse como:

$$COP = \frac{Q_{\text{ev}}}{Q_{\text{con}} - Q_{\text{ev}}} \dots\dots\dots(3)$$

Donde:

Q_{ev} = Carga térmica en el Evaporador.

Q_{con} = Carga térmica en el Condensador.

Otro concepto importante para el análisis de operación de un sistema de refrigeración es el Efecto Refrigerante.- Es la cantidad de calor que absorbe una unidad de masa dada de refrigerante. En un refrigerante líquido es igual a la entalpía de vaporización del refrigerante a la presión de vaporización, menos la cantidad del calor que desprende el líquido al enfriarse de la temperatura de entrada al dispositivo de expansión a la temperatura de salida; este calor evapora parte del mismo líquido antes de entrar al evaporador.

El COP de operación real se compara con el ideal, el cual viene dado por el ciclo de Carnot.

$$COP_{\text{CIC}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \dots\dots\dots(4)$$

Donde:

COP_{CIC} = Coeficiente de Operación del ciclo inverso de Carnot.

T_L = Temperatura mas baja dentro de la campana en unidades absolutas.

T_H = Temperatura más alta dentro de la campana en unidades absolutas

En la práctica el ciclo de refrigeración requiere de algunos aditamentos para un mejor aprovechamiento de la energía. El uso de economizadores y presaturadores favorecen considerablemente la potencia requerida por el compresor y en consecuencia la disminución de los costos de operación.

Economizadores. Para mejorar el COP es necesario disminuir la irreversibilidad del ciclo, lo cual puede ser logrado bajando la presión por etapa con varias válvulas de expansión y con la ayuda de los economizadores, los cuáles simplemente son tanques separadores de gas - líquido.

Ahora bien, el trabajo de compresión se reduce al efectuar el proceso en etapas sucesivas de compresión (escalonamiento). Lo mismo puede decirse acerca de los sistemas de refrigeración. En este caso, en vez de tener un escalonamiento como en los pasos de un compresor, todo el sistema se hace funcionar en etapas o en cascada. Esto permite la obtención de temperaturas menores para la refrigeración, con una cantidad fija de trabajo de compresión.

Las ventajas se captarán conforme analicemos el sistema. La presión óptima entre etapas p_i , es:

$$P_i = (p_h p_l)^{1/n} \dots \dots \dots (5)$$

Donde p_h es la presión máxima y p_l es la presión mínima. En la figura 1.3, partes (a), (b) y (c), se presenta el croquis del sistema, así como los diagramas T-s y p-h que corresponden al ciclo.

El evaporador del sistema de alta presión (A.P.) sirve como condensador al de Baja Presión (B.P.). El diagrama T-s muestra un mayor efecto frigorífico, área $1abc$, producido por el enlace o concatenación de los sistemas. La línea punteada que va de 5 a a representa una extensión del proceso de estrangulamiento desde la alta presión hasta la presión del evaporador. Además, la disminución en el trabajo, comparado con el del funcionamiento en una sola etapa, la indica el área $3d76$.

¹ David Burgardth, Ingeniería Termodinámica. Ed. Harla, México

En este caso suponemos que los fluidos son iguales, de modo que es posible utilizar el mismo diagrama T-s. Cuando se utiliza el condensador del tipo cerrado (en la concatenación o enlace) los fluidos de los sistemas de alta y baja presión pueden ser distintos, caso en el cual se utilizará el diagrama T-s correspondiente a cada sustancia. Si se emplea un mismo fluido en todo el sistema, es común utilizar un cambiador de calor de contacto directo en lugar de un condensador del tipo anterior. Los diagramas T-s y p-h permanecen iguales, pero el sistema físico se ilustra en la figura 1.4. El gas de "flasheo", en la parte superior del cambiador térmico directo, pasa al compresor de alta presión, y el líquido saturado de la parte inferior va a la válvula expansora de baja presión. Este tipo de condensador es más eficiente, ya que elimina toda resistencia que los tubos puedan presentar a la transferencia de calor. El sistema abierto también proporciona cierto control a causa de los cambios transitorios en el sistema, ya que permite que la proporción de fluido en cada etapa o "lazo" se altere ligeramente. La presión intermedia, p_i , variará un poco según las condiciones dadas.

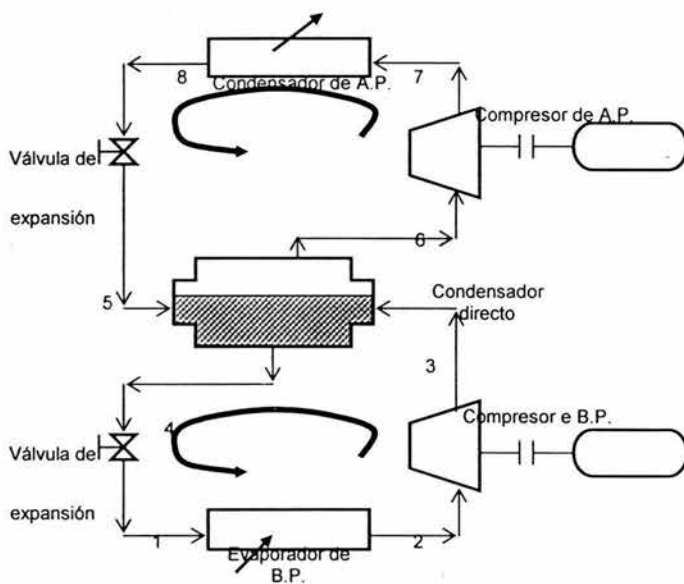


Figura 1.4, Sistema de refrigeración por compresión, dos etapas

Dentro de la Refrigeración por compresión de vapor, se encuentran los sistemas en cascada, donde es una sucesión de ciclos de refrigeración.

El primer nivel de refrigeración emplea un compresor que presuriza al refrigerante a un valor de presión tal que este refrigerante del primer nivel pueda ser condensado con agua de enfriamiento a 30°C. El líquido que se obtiene es expandido hasta una baja presión. La refrigeración producida por la vaporización del primer refrigerante a una baja presión es empleada en la condensación del segundo refrigerante. El segundo refrigerante líquido obtenido de la condensación es expandido hasta una baja presión. La refrigeración producida por la vaporización del segundo refrigerante líquido a una baja presión, se puede emplear para la condensación de un tercer refrigerante. La expansión del tercer refrigerante a una baja presión se emplea para proporcionar la refrigeración requerida al proceso.

Este tipo de ciclos son muy complejos debido a que:

1.- Al menos dos y en algunos casos hasta cuatro etapas de refrigeración son necesarias para cada refrigerante, ya que de este modo el ciclo se hace más eficiente y por lo tanto, tener consumos de energía aceptables.

2.- Existe una interrelación muy íntima entre los tres ciclos de refrigeración, con el fin de aumentar la eficiencia del sistema.

Entre las principales desventajas que se tienen de estos sistemas son:

- 1.- El tener unidades independientes muy costosas para cada refrigerante.
- 2.- Se requieren instalaciones costosas para almacenamiento.
- 3.- El contar con diferentes compresores implica tener una alta inversión fija, costos de mantenimiento muy elevados así como dificultades en el ajuste de la operación de la planta para tener un consumo óptimo de energía en el sistema.
- 4.-Se requieren sistemas complejos de tuberías y además costosos.

1.4.2 Refrigeración por Absorción.

En los sistemas de refrigeración por absorción el enfriamiento de la corriente de proceso se logra por medio de la evaporación de un refrigerante. Con objeto de establecer el ciclo los vapores deben ser llevados nuevamente a la fase líquida.

El ciclo utiliza dos fluidos, un refrigerante y un absorbente, que aspira relativamente grandes volúmenes de vapor del refrigerante en frío y los libera cuando está caliente. En el sistema se sustituye el compresor del ciclo de refrigeración tradicional por un conjunto denominado Bomba-Absorbedor-Generador (compresor térmico), El cabezal rociador es el equivalente a la válvula de expansión, el evaporador y condensador son idénticos en ambos sistemas.

Estos sistemas no tienen un amplio uso industrial y su uso se ha limitado a la construcción de grandes capacidades para sistemas de aire acondicionado y pequeños refrigeradores domésticos, sin embargo, son fáciles de operar y son utilizables en lugares donde se dispone de vapor de agua económico como hoteles, hospitales y algunas instalaciones de proceso.

Los procesos de condensación, expansión y evaporación que se produce en el refrigerante, se presentan en un diagrama de presión vs entalpía en la Figura No. 1.5.

Para llevar a cabo la condensación de los vapores del refrigerante se requiere que se encuentren a la presión de saturación (P_1) la cuál queda determinada por la temperatura (T_1) misma que está en función del medio de enfriamiento. Este proceso lo representa la línea 1-2 siendo prácticamente isobárico. El punto 2 corresponde a un líquido saturado, sin embargo, el enfriamiento se puede continuar en la zona de líquido subenfriado, dependiendo de las condiciones requeridas de enfriamiento.

La carga térmica del condensador (Q) está dada por:

$$Q=W (h_v-h_2) \dots\dots\dots(6)$$

o bien por:

$$Q=W[C_p (T_3 - T_1) +\lambda] \dots\dots\dots(7)$$

Donde:

W = flujo másico [kg]

h_v = entalpía del vapor [kJ/kg]

h_2 = entalpía en el estado 2 [kJ/kg]

C_p = Capacidad calorífica @ condiciones promedio T_3 y T_1 [kJ/kgK]

T_3 = Temperatura en el estado 3 [K]

T_1 = Temperatura en el estado 1 [K]

λ = Entalpía de condensación @ T_1 [kJ/kg]

$C_p(T_3-T_1)$, representa el calor desde T_1 hasta T_3

Una vez que el refrigerante se halla en fase líquida es expandido hasta la presión del evaporador (P_2) isentálpicamente y lo representa la línea 2-3. Como se puede observar, la entalpía del punto 2 es igual a la del punto 3. Durante la expansión la temperatura del líquido disminuye desde T_1 hasta T_2 , el calor liberado durante este proceso es absorbido por el mismo líquido, lo que provoca una evaporación parcial de la corriente.

La fracción o calidad del líquido (x) resultante de la expansión es evaluada con la siguiente expresión:

$$X = (h_{vsat} - h_{mez}) / (h_{vsat} - h_{lsat}) \dots\dots\dots(8)$$

Donde:

h_{vsat} = entalpía del vapor saturado

h_{mez} = entalpía de la mezcla

h_{lsat} = entalpía del líquido saturado

Posterior a la expansión viene la evaporación parcial del líquido del refrigerante. Esta sección corresponde a la parte del ciclo en el cuál se proporciona enfriamiento al proceso, al absorber el calor el refrigerante. El incremento en la carga térmica corresponde a un incremento en calor, por lo que la temperatura del refrigerante permanece constante e igual a T_2 , reflejándose el aumento en calor por un cambio de fase de líquido a vapor. El proceso de evaporación lo representa la línea 3-4.

La cantidad de refrigeración está dada por la siguiente expresión:

$$Q = W_1 (h_{vsat} - h_{lsat}) \dots\dots\dots(9)$$

$$Q = W (h_{vsat} - h_{mez}) \dots\dots\dots(10)$$

Donde:

El flujo del líquido (W_1) corresponde al producto de la fracción de líquido X y del flujo másico total W .

Finalmente para cerrar el ciclo se requiere llevar los vapores del refrigerante de la presión del evaporador P_2 a la presión de saturación (P_1). Para ello se utiliza el compresor térmico, el cuál se encuentra constituido básicamente por tres etapas:

- 1.- Los vapores del refrigerante, a la presión de evaporador (P_2 en la figura No. 1.6), son absorbidos por una solución (pobre en refrigerante).
- 2.- La solución concentrada en refrigerante que resulta de la absorción es bombeada hasta la presión de condensación (P_1 en la Figura No. 1.5).

- 3.- Finalmente el refrigerante en la solución a una alta presión es desorbido por medio de un calentamiento. El vapor generado es en la desorción una mezcla de refrigerante y absorbente, la cuál es rectificada. El refrigerante con una alta pureza es condensado a temperatura ambiente, con lo que su ciclo se cierra. Por otro lado, la solución diluida obtenida después de la desorción es enfriada y expandida a las condiciones de absorción cerrándose así su ciclo.

Una de las principales ventajas que tienen los sistemas de refrigeración por absorción es su alta flexibilidad. El sistema se puede operar hasta un 90% de la capacidad de diseño, disminuyendo la cantidad de calor suministrado al regenerador y manteniendo constante la temperatura en el evaporador.

El cambio de las temperaturas de evaporación y condensación de los valores de diseño no presentan problema ya que no existe una relación de compresión fija en el sistema.

Las combinaciones de refrigerante - absorbente más empleadas en la industria son:

REFRIGERANTE	ABSORBENTE
Agua	Solución acuosa de bromuro de litio
Amoníaco	Solución acuosa de amoníaco

Actualmente se utiliza más el sistema agua - solución acuosa de bromuro de litio, debido a que las unidades de amoníaco tienen un mayor costo inicial, son más complejas, necesitan más dispositivos de seguridad y requieren más espacio, además de mayor cantidad de agua de condensación.

El mayor uso de los sistemas de amoníaco es en unidades paquetes de 3 a 10 toneladas de refrigeración para enfriamiento de agua.

1.4.3 Sistema de Bromuro de Litio.

Los sistemas que emplean una solución acuosa de bromuro de litio como absorbentes son apropiados cuando no se requieren temperaturas menores a los 0°C. Se tienen dos factores que producen el efecto de la refrigeración.

- El agua cuando es sometida a un alto vacío se vaporiza parcialmente por lo que su temperatura de saturación disminuye. La temperatura alcanzada está en función del vacío ejercido.
- Ciertas sales tienen la capacidad de absorber vapor de agua (Higroscópicas). Se ha encontrado que la solución de bromuro de litio es altamente higroscópica y que posee la mejor relación solubilidad-presión de vapor, por lo que proporciona una alta eficiencia al ciclo. La afinidad del agua hacia una sal es medida por el decremento de la presión de vapor, este efecto aumenta conforme más concentrada es la solución.

En la figura No. 1.6 se muestra un sistema de refrigeración por absorción que emplea como absorbente una solución de bromuro de litio.

En dichos sistemas, la solución concentrada es la solución efluente del regenerador y la que se alimenta al regenerador es la diluida.

En general estos sistemas tienen un factor de transformación (calor de refrigeración/calor de regeneración) que oscila entre 0.6 y 0.7. El consumo aproximado de vapor de calentamiento es de 8.63 a 9.08 kg/(hr-ton de refrigeración), mientras que los requerimientos de agua se encuentran entre 11.36 a 13.25 litros/min por ton de refrigeración. Es importante repetir que en estos sistemas, agua-bromuro de litio, no se pueden tener temperaturas menores a 0°C ya que el refrigerante (agua) se congela.

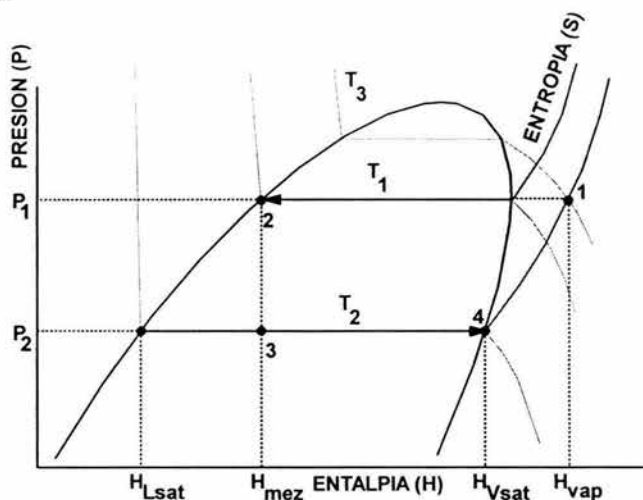


Figura No. 1.5, Diagrama Presión-Entalpia

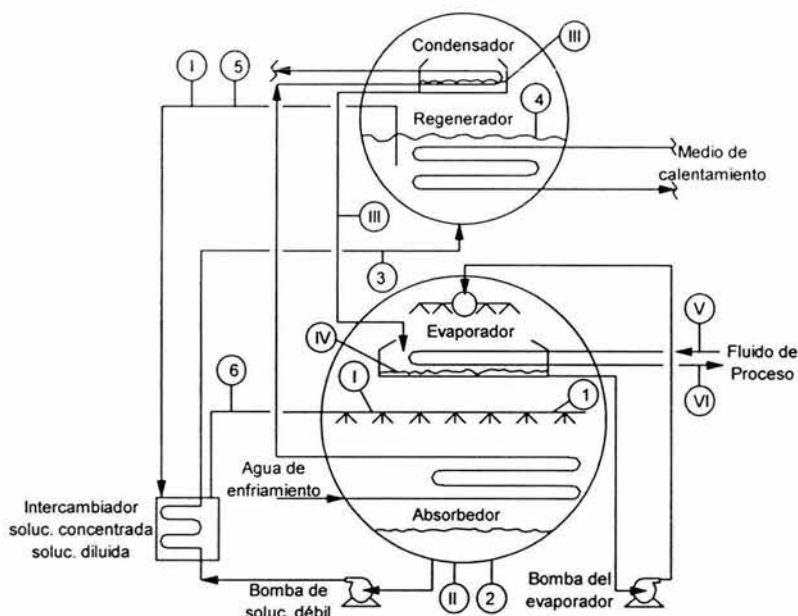


Figura No. 1.6, Sistema de refrigeración por absorción

Figura 1.6.- (I) Soluc. Conc. De bromuro de litio, (II) Soluc. Diluida de bromuro de litio (después de haber absorbido vapor de agua), (III) Vapor de agua condensada (después de la regeneración), (IV) Refrigerante evaporándose, (V) Corriente de proceso a enfriar, (VI) Corriente de proceso enfriada.

1.4.4 Refrigeración con Bombas de Calor.

El término bomba de calor se utiliza para describir un sistema de refrigeración que se emplea lo mismo para el enfriamiento que para la calefacción. Las bombas de calor se utilizan por lo general, en el campo del aire acondicionado; esto es, para enfriar o calentar en el intervalo de temperaturas que suministra a las personas condiciones ambientales confortables. Por esta razón algunas de las características de las bombas de calor se relacionan más bien con sistemas del aire acondicionado que con la refrigeración.

Puesto que la bomba de calor posee la capacidad de efectuar tanto la calefacción como el enfriamiento, tiene la ventaja obvia de requerir un solo conjunto de equipos para ambas funciones, en lugar de dos unidades separadas, tales como una caldera y una unidad de refrigeración. Esto reduce las necesidades de espacio y disminuye a menudo los costos iniciales totales.

La bomba toma la energía térmica absorbida por el sistema a una baja temperatura, la eleva con el compresor a una temperatura más alta, y luego la utiliza por medio del calor rechazado en el condensador.

La bomba de calor tiene la ventaja de que la cantidad de energía disponible para calentar es mucho mayor que la cantidad de energía que se consume para accionar el compresor (la cantidad está representada por la cantidad absorbida en el evaporador). El coeficiente de rendimiento (CDR) o de operación (COP) de calefacción de una bomba de calor, se define como la relación entre la salida de calor útil y la entrada equivalente de energía al compresor. Esta relación puede ser del orden de 2 ó 3, a una temperatura exterior de -7°C .

Las bombas de calor se pueden clasificar en grupos, según el tipo de fuente de calor y el tipo de disipador de calor que se utilicen. La fuente de calor es el medio del cuál se absorbe el calor (en el evaporador), y el disipador de calor es el medio al cuál se rechaza el calor (en el condensador). El aire y el agua constituyen las fuentes y disipadores de calor de uso más común. La radiación solar se ha utilizado asimismo como una fuente de calor.

La bomba de calor más común es la del tipo de aire a aire, también son comunes los tipos de agua a aire y de agua a agua.

1.5 Refrigerantes.

Las consecuencias negativas que provocan los sistemas de refrigeración sobre el medio ambiente son la disminución en la capa de ozono estratosférica y la contribución al efecto invernadero, ya sea en forma directa por los refrigerantes presentes en la atmósfera, o en forma indirecta por la contaminación provocada por la generación de la energía consumida. Es por ello, que se tienen que ver alternativas para reducir este impacto de los sistemas refrigerantes y por supuesto la confiabilidad y rendimiento de los mismos en los sistemas de refrigeración industrial.

El término refrigerante se refiere a la sustancia de trabajo de un ciclo de refrigeración, normalmente provienen de una gran variedad de componentes orgánicos e inorgánicos que tienen una propiedad en común, la de absorber calor a bajas temperaturas y presiones, y rechaza esto a altas presiones y temperaturas - usualmente con un cambio de fase -. Los refrigerantes pueden caer dentro de 3 categorías generales de compuestos:

- 1.- Hidrocarburos alifáticos saturados, por ejemplo propano y propileno.
- 2.- Hidrocarburos halogenados alifáticos, por ejemplo diclorodifluorometano.
- 3.- Gases inorgánicos, por ejemplo Aire, CO_2 , SO_2 , NH_3 y Cl_2 .
- 4.- Salmueras.

Para los dos primeros, se ha desarrollado un sistema de codificación numérica que describe la estructura molecular de los refrigerantes mediante el uso de una fórmula general teniendo la forma R-ABCD, en la cual:

R = refrigerante

A= Número de dobles enlaces.

B= Número de átomos de carbono - 1.

C= Número de átomos de hidrógeno + 1.

D= Número de átomos de flúor.

Por ejemplo, el refrigerante diclorodifluorometano, CCl_2F_2 , se designa R12, sus componentes quedan de la siguiente forma:

A= 0

B= 1-1=0

C=0+1=1

D=2

Suprimiendo los dos ceros iniciales queda R12, el cual actualmente ya esta prohibido su uso.

Similarmente, los hidrocarburos insaturados, como el propileno, CH_2CHCH_3 , se designa R1270, y sus componentes quedan de la siguiente forma:

A=1

B=3-1=2

C=6+1=7

D=0

y los hidrocarburos saturados como el propano C_3H_8 , son nombrados como R290.

A=0

B=3-1=2

C=8+1=9

D=0

Los refrigerantes inorgánicos se manejan un poco diferente. Se les asigna 3 números dígitos, el primero de ellos es el 7, los siguientes dos números es el peso molecular del gas. Así tenemos, que el NH_3 (P.M.=17) se codifica R717 y el SO_2 (P.M.=64) es el R764.

La salmuera es una solución de sales y agua que circula como fluido de transferencia de calor. En la actualidad se cuentan con una gran variedad de refrigerantes secundarios, entre las que se considera la propia agua limitada a los $0^\circ C$.

Las salmueras pueden ser soluciones acuosas de sales inorgánicas comerciales como cloruro de sodio (NaCl) y cloruro de calcio ($CaCl_2$). Su uso es frecuente en el área de alimentos, por ejemplo, una solución de $CaCl_2$ al 30% en peso tiene una temperatura eutéctica de $-55^\circ C$.

La solución de NaCl alcanza $-6^\circ C$ a una concentración de 23% en peso.

A mayor concentración de sal se tiene menor punto de fusión o congelamiento hasta el punto de temperatura eutéctica donde a valores superiores de concentración el efecto se invierte, es decir el punto de fusión se eleva.

Los anticongelantes o soluciones acuosas de compuestos orgánicos como alcoholes, glicoles y glicerina tienen la función de bajar el punto de congelación. No son tóxicos, irritantes ni inflamables, y dependiendo de la concentración pueden ser corrosivos. Son incoloros, inodoros y químicamente estables.

El glicol propilénico es el más utilizado porque es estable y no es corrosivo, ni electrolítico, además que no se evapora a condiciones normales. Estos se utilizan principalmente en la industria cervecera y otras similares.

Los hidrocarburos y halocarburos (clorados y fluorados, los cuales tienden a desaparecer por cuestiones ambientales) que incluyen cloruro de metileno, tricloroetileno y R - 11. Son el resultado de un esfuerzo para obtener buenos refrigerantes que cubren un intervalo amplio de temperaturas ultrabajas hasta temperaturas altas.

La selección de la salmuera para una aplicación en particular depende de varias consideraciones. Esta selección va a ser la que mejor se adapte a la aplicación específica y sea la más económica.

Algunos de los factores que se deben tomar en cuenta para la selección de la salmuera son:

- Seguridad.- La toxicidad y la flamabilidad son muy importantes.
- Punto de congelación.- El punto de congelación de la salmuera debe ser inferior a la temperatura de operación.
- Costo.- Considerar costo inicial y cantidad de la sustancia de repuesto.
- Aplicación.- Considerar si el equipo se puede instalar dentro o fuera de algún edificio.
- Rendimiento térmico.- Las propiedades de transferencia calorífica de la salmuera que circula por el evaporador de la unidad de refrigeración desempeñan un papel importante para determinar el área superficial requerida y la temperatura de evaporación resultante.

- f) **Corrosividad.**- El material de construcción de las tuberías y el equipo del sistema requieren que se utilice una salmuera estable y más o menos libre de corrosión.

1.5.1 Selección de Refrigerante.

En un sistema de refrigeración, tanto por compresión de vapor como por absorción, el enfriamiento se obtiene por la evaporación de un líquido. Son muchos los factores que hacen que algunas sustancias sean más adecuadas que otras, dependiendo de la aplicación. La capacidad del equipo, el consumo de energía, la seguridad, y el mantenimiento son algunas de las condiciones que se ven afectadas por la selección del refrigerante. El costo y la disponibilidad son los factores determinantes

1.5.2 Propiedades de Refrigerante.

Se han desarrollado varios refrigerantes que permiten efectuar una selección óptima para una aplicación específica. Entre los factores importantes se incluyen los químicos, termodinámicos y las propiedades físicas, la capacidad de sistema requerida, el tipo de compresor, el nivel de temperatura deseado, y las consideraciones de seguridad.

Los hidrocarburos halogenados se usan predominantemente tanto para servicios de aire acondicionado como de baja temperatura. Las ventajas principales son las propiedades que los caracterizan de no ser inflamables, explosivos y tóxicos. Por lo tanto, estos refrigerantes han sustituido en gran parte a los que se empleaban con anterioridad, como el cloruro de metilo, el dióxido de carbono, el dióxido de azufre, el propano, el propileno y el etileno. El amoníaco (R-717) tiene aplicaciones en trabajos a bajas temperaturas con compresores recíprocos o movimiento mecánico alterno, y cuando la toxicidad elevada no constituye un factor crítico.

Entre las propiedades y características sobresalientes de un refrigerante se pueden mencionar las siguientes:

- a) **Temperatura y presión de ebullición.**- Conviene mantener una presión positiva superior a la atmosférica a fin de evitar la filtración de aire y humedad al sistema. En consecuencia, el punto de ebullición del refrigerante debe ser menor que el nivel de temperatura del sistema deseado.
- b) **Temperatura de congelación.**- El refrigerante seleccionado debe tener una temperatura de congelación muy por debajo de la temperatura mínima de operación del sistema.
- c) **Temperatura y Presión críticas.**- La presión y temperatura de operación del sistema deben ser inferiores a los valores críticos. La temperatura crítica es aquella por encima de la cual ninguna cantidad de presión licuará un gas específico. Arriba de la condición crítica, las fases líquida y gaseosa tienen propiedades idénticas.
- d) **Presiones del condensador y del evaporador.**- La presión del condensador debe ser lo suficiente baja para permitir el empleo de equipos más o menos ligeros. Cuanto mayor sea la presión de operación del sistema, tanto mayor será el costo del equipo y la tubería. La presión del evaporador no debe ser demasiado baja, ya que con ello aumenta en forma anormal la relación de compresión.
- e) **Volumen específico.**- Esta propiedad se relaciona directamente con el tamaño del compresor cuando se multiplica por el gasto. Es conveniente tener volúmenes de succión reducidos para compresores recíprocos y volúmenes de succión elevados para compresores centrífugos. Los compresores recíprocos emplean casi siempre R-22, R-500, R-502, R-13 y R-717, los compresores centrífugos se pueden adaptar para trabajar con el R-11, R-12, R-114, R-113 y, en tonelajes muy grandes, para el R-22.

f) **Entalpia de vaporización.-** El calor latente de evaporación es importante ya que para valores grandes afecta la magnitud del efecto refrigerante, la cantidad de refrigerante circulado y el tamaño y el costo de la tubería auxiliar y la del equipo. No obstante, no se debe tomar en cuenta por sí solo, sino en combinación con otras propiedades, como el volumen específico del vapor y el calor específico del líquido.

g) **Peso molecular.-** Esta propiedad se relaciona en forma directa con el volumen específico. Para aplicaciones de compresores centrífugos que requieren grandes cantidades de gas, el refrigerante se debe caracterizar por su peso molecular.

h) **Potencia teórica por tonelada.-** A niveles de aire acondicionado, este valor es más o menos el mismo para la mayor parte de los refrigerantes; pero adquiere una importancia particular a temperaturas más bajas.

i) **Temperaturas de descarga.-** Los refrigerantes que tienen temperaturas de descarga de compresor relativamente elevadas manifiestan cierta tendencia a provocar la separación del aceite (de lubricación) y a producir lodos.

j) **Miscibilidad.-** La miscibilidad constituye una ayuda para el retorno del aceite del evaporador al compresor cuando se trata de aplicaciones recíprocas minimizando con ello este tipo de problemas. El R-500 es altamente miscible, el R-502 lo es en menor grado y el R-717 no es miscible con el aceite.

k) **Aspectos de seguridad.-** Los refrigerantes se agrupan según su toxicidad e inflamabilidad. Los hidrocarburos halogenados, como R-22, R-502 y R-13 fueron clasificados por la ASA, estándar B9.1 como grupo 1.

El grupo 1 es el que incluye menos peligros asociados con la inflamabilidad y la explosividad, y posee toxicidad mínima. El peligro aumenta al incrementarse el número del grupo. El R-717, cloruro de metilo, y el dióxido de azufre son refrigerantes del grupo 2 y son tóxicos o inflamables, o bien, ambas cosas. Los refrigerantes del grupo 3 son muy inflamables y explosivos, e incluye el propano, el propileno, el etileno, el etano, el metano, el butano y el isobutano.

1.5.3 Comportamiento de Refrigerante.

Los factores de rendimiento como el efecto de refrigeración, desplazamiento teórico y coeficiente de rendimiento (CDR) se pueden calcular con las ecuaciones que se verán en el capítulo siguiente. En la siguiente tabla se pueden observar algunos datos calculados.

El flujo volumétrico (PCM/tonelada) y el CDR son medidas especialmente importantes del rendimiento. El PCM/tonelada es una indicación del tamaño del compresor (desplazamiento) y el CDR es una medida del consumo de energía.

1.5.4 Seguridad de Refrigerante.

Con respecto a la seguridad en el manejo de los refrigerantes, se considera la inflamabilidad y la explosividad, ya que esto se refiere al grado al que una sustancia puede quemarse con una llama, y por consiguiente, si constituye un riesgo de incendio o no. Los halocarburos no son inflamables ni explosivos. El amoníaco es inflamable a ciertas concentraciones.

El código de seguridad para la refrigeración mecánica (*Safety Code for Mechanical Refrigeration*) del *American National Standards Institute (ANSI)* clasifica los refrigerantes en tres grupos en lo que se refiere a la seguridad en su manejo. Esta clasificación abarca tanto la toxicidad como la inflamabilidad.

Los refrigerantes del grupo 1, en el cuál se incluyen los halocarburos, no se les considera tóxicos ni inflamables, y pueden utilizarse para sistemas de aire acondicionado en edificios habitados. Sin embargo, se requieren algunas normas de ventilación y otras características en los locales donde se instalan los equipos.

Los refrigerantes del grupo 2, que incluyen al amoníaco, no pueden ser utilizados en sistemas de aire acondicionado, y el equipo se debe instalar fuera del edificio o en locales especialmente acondicionados.

Los refrigerantes del grupo 3, que incluye el propano son los más peligrosos, y sólo se permiten para usos industriales, con restricciones muy severas.

Es preciso considerar otros posibles efectos que pueden tener los refrigerantes en la salud. Algunos refrigerantes pueden causar sequedad o irritación de la piel. Algunos otros cuyos puntos de ebullición son inferiores a 0°C a la presión atmosférica, pueden congelarse al contacto con la piel y causar quemaduras y más aún algunos que no son tóxicos, pero por excesiva inhalación pueden causar trastornos cardíacos o del sistema nervioso central.

1.5.5 Toxicidad de Refrigerante.

La toxicidad es un término relativo el cuál tiene significado sólo cuando se especifica el grado de concentración y el tiempo de exposición requeridos para producir efectos nocivos. Algunos refrigerantes pueden causar sofocación cuando se tienen en concentraciones suficientemente altas que evitan tener el oxígeno necesario para sustentar la vida.

La National Fire Underwriters ha efectuado pruebas de toxicidad con los refrigerantes más comúnmente empleados. Como resultado de ello los diferentes refrigerantes están clasificados en seis grupos de acuerdo a su grado de toxicidad y los grupos están dispuestos en orden descendiente (ver tabla A-1 en los anexos).

Los referentes al grupo 1 son altamente tóxicos y son capaces de causar la muerte o daños muy serios en concentraciones relativamente pequeñas y/o en periodos muy cortos de exposición. Por otra parte, aquellos que están dentro del grupo 6 son muy poco tóxicos, solo son capaces de causar efectos nocivos en concentraciones muy grandes debido a deficiencias de oxígeno mas que a efectos nocivos del fluido, solo que para todos los fines prácticos se considera que los fluidos del grupo 6 no son tóxicos.

Es importante mencionar, aunque no sean tóxicos cuando se mezclan con el aire en su estado normal, están sujetos a descomposición cuando por contacto con una flama o con un elemento eléctrico de calentamiento, por lo cuál son altamente tóxicos y son capaces de causar efectos nocivos en pequeñas concentraciones y en corta exposición. Aplica para todos los refrigerantes fluorocarburos.

1.5.6 Características Operacionales y de Mantenimiento de Refrigerante.

Algunas características de los refrigerantes afectan la operación o mantenimiento del sistema.

- a) **Estabilidad Química.**- Un refrigerante debe ser químicamente estable (que no se descomponga) dentro de la gama de temperaturas a que se ve expuesto en el sistema. La descomposición puede dar como resultado la producción de contaminantes, tales como ácidos, sedimentos e incondensables.

- b) **Inactividad Química.**- Un refrigerante no debe reaccionar químicamente con ninguno de los materiales con los que pueda tener contacto en el sistema. Un ejemplo de esto es el amoníaco, que al contacto con el cobre reacciona y lo disuelve, otros que reaccionan son los hidrocarburos, que disuelven al hule, por lo que se deben utilizar otros materiales apropiados para las juntas y empaques. Se debe tener en cuenta con que materiales reaccionan los refrigerantes para saber que materiales se van a utilizar dentro del sistema de refrigeración.
- c) **Efecto en los Lubricantes.**- Un refrigerante no debe reducir la calidad lubricante del aceite utilizado en el sistema, ni física ni químicamente. La miscibilidad entre el refrigerante y el aceite es conveniente hasta el grado en que el aceite sea llevado a las partes fijas, pero no tanto que haga inefectiva la lubricación.
- d) **Tendencia a las fugas.**- Es conveniente que la tendencia a las fugas en el sistema sea mínima, desde el punto de vista del costo y de seguridad.
- e) **Facilidad para detectar las fugas.**- Es conveniente que las fugas del refrigerante se puedan detectar fácilmente, de manera que la pérdida del mismo sea mínima.

1.5.7 Economía de Refrigerante.

Desde el punto de vista de operación económica, es deseable que el refrigerante posea ciertas propiedades termofísicas de cuyo resultado se tengan los requerimientos mínimos de potencia por capacidad de refrigeración, o sea, un alto coeficiente de rendimiento. Las propiedades más importantes del refrigerante que influyen en la capacidad y eficiencia son:

- 1.- El calor latente de vaporización.
- 2.- El volumen específico del vapor.
- 3.- La relación de compresión.
- 4.- El calor específico del refrigerante en sus fases líquido y vapor.

Cuando se tiene un valor alto del calor latente y un volumen específico bajo en la condición de vapor, se requerirá mayor capacidad y eficiencia del compresor, logrando disminuir el consumo de potencia, y el desplazamiento necesario en el compresor, lo cuál permite el uso de equipo pequeño y más compacto.

Con relaciones de compresión bajas se tendrá un consumo menor de potencia y alta eficiencia volumétrica.

Con un coeficiente de transferencia de calor alto, puede mejorarse el intercambio térmico, sobre todo en el caso de enfriamiento de líquidos y en esa forma reducir el tamaño y el costo del equipo de transferencia.

Es deseable que la relación presión-temperatura del refrigerante sea tal que la presión en el evaporador siempre esté por arriba de la atmosférica. También es recomendable tener una presión de condensación razonablemente baja que permita usar materiales de peso ligero en la construcción del equipo para condensación, reduciéndose de esta manera el tamaño y costo del equipo.

La potencia requerida por unidad de capacidad refrigerante es aproximadamente igual para todos los refrigerantes de uso común, por lo que la eficiencia y los costos de operación generalmente no son factores decisivos en la selección del refrigerante.

Son más importantes aquellas propiedades que tienden a reducir el tamaño, el peso y por lo tanto la inversión inicial del equipo. Es importante tener operación automática y con mantenimiento mínimo. Por otra parte el costo y la disponibilidad comercial del refrigerante durante la selección también resultan convenientes.

1.6. Criterios de Selección de los Sistemas de Refrigeración.

1.6.1 Económicos.

El aspecto económico es importante por la necesidad de evaluar para cada sistema los costos de operación y mantenimiento, así como los requerimientos de inversión y determinación de parámetros indicadores de rentabilidad como Valor presente Neto (VPN), Relación Beneficio - Costo, Retorno de Inversión, etc. Los costos de operación incluyen: la adquisición de tecnología, sistemas (ventas, registro de productos, facturación y cobranza, administración de inventarios), capacitación, personal; los costos de mantenimiento considera el que se le debe realizar para operar en buenas condiciones a las instalaciones en general de equipo y maquinaria.

1.6.2 Técnicos.

Los aspectos técnicos requieren ser evaluados realizando un análisis conceptual de ventajas o desventajas, o bien, realizando una ponderación de los mismos para obtener el sistema mas adecuado: seguridad, complejidad operativa, menor impacto ambiental, proceso sencillo, consumo de menor energía y potencia, de mayor rendimiento y eficiencia, aprovechamiento de infraestructura existente, etc.

El aspecto económico y el técnico se evalúan en conjunto para seleccionar la opción más conveniente.

1.6.3 Seguridad.

La seguridad del sistema de refrigeración es muy importante, ya que habrá personal laborando cerca del equipo, donde además se maneja un gas refrigerante, que puede ser inflamable o tóxico, en el caso de que se llegara a presentar alguna fuga, por lo que se deben tener todos los sistemas de seguridad para el buen manejo del equipo y protección del personal y la planta.

Con respecto al gas refrigerante, se debe seleccionar el más adecuado para la aplicación en específico, tomando en cuenta el nivel de seguridad de dicho refrigerante.

1.6.4 Operatividad.

La operación de todos los equipos involucrados debe de ser lo más sencillo posible, evitar en lo posible sistemas complejos.

1.6.5 Mantenimiento.

El equipo involucrado en el sistema de refrigeración, mientras menos componentes móviles tenga, menor serán los requerimientos de mantenimiento; en caso de que se requiera, dichos componentes deberán ser de fácil adquisición y reemplazo, para así evitar contratiempos en el proceso.

1.6.6 Impacto Ambiental.

Todos los componentes de que conste el sistema de refrigeración no deben deteriorar el medio ambiente, por ejemplo los refrigerantes fluorocarbonados están prohibidos debido a que destruyen la capa de ozono atmosférica. Se deberá cumplir con las normas de protección ambiental internacionales y nacionales.

1.6.7 Consumo de Energía y Potencia.

Los consumos tanto de energía y potencia deberán de ser mínimos, debido a que son costos durante la vida del equipo. Un componente eléctrico genera siempre calor al mismo tiempo que consume energía. Cuando el voltaje de alimentación a un componente eléctrico es demasiado alto o bajo puede generar calor adicional, por esto se debe verificar frecuentemente el voltaje de alimentación del equipo de refrigeración.

1.6.8 Rendimiento.

El rendimiento del sistema de refrigeración deberá ser alto para abatir costos.

1.7. Conclusiones.

De acuerdo a los criterios antes mencionados, a continuación se presenta de manera resumida las ventajas y desventajas de los sistemas de refrigeración:

Dentro de esta matriz se explicarán brevemente las ventajas y desventajas que tienen los sistemas para la aplicación que se requiere.

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN		
VENTAJAS		
COMPRESIÓN	A VACÍO	ABSORCIÓN
<ul style="list-style-type: none"> Menor requerimiento de energía. Buen control de la temperatura de rocío. Mayor control del punto de rocío, por ajuste del sistema de refrigeración. 	<ul style="list-style-type: none"> Menor requerimiento de mantenimiento, debido a que no presenta partes móviles 	<ul style="list-style-type: none"> Buen control de la temperatura de rocío. Buena recuperación de líquidos del gas.
DESVENTAJAS		
<ul style="list-style-type: none"> Uso de gas refrigerante peligroso y explosivo. 	<ul style="list-style-type: none"> Requiere vapor de baja presión y agua de enfriamiento. No se tiene control en el punto de rocío del gas. 	<ul style="list-style-type: none"> Altos requerimientos de energía. Mayor número de operaciones (Absorción y regeneración). Requerimiento de otros servicios auxiliares (vapor, agua)

Fuente.- Elaboración propia

Figura 1.7 Matriz de ventajas y desventajas, sistemas de refrigeración

Por lo anterior, se descarta el sistema a vacío y se hará un análisis más detallado al sistema de refrigeración por absorción y compresión, efectuando Balances de materia y Energía y su respectiva evaluación termoeconómica.

CAPÍTULO 2

CAPÍTULO 2. EFICIENCIAS DE OPERACIÓN EN MÉXICO.

Las redes frigoríficas de los países son también un reflejo de su desarrollo, así en los países industrializados se tienen de 4 a 5 habitantes por m³ de refrigeración, mientras que en los países latinoamericanos este índice está entre 100 y 300 habitantes por m³ de refrigeración¹. Siendo países con mayores necesidades de alimentación.

El desarrollo de la refrigeración en general tiene grandes implicaciones en el sector energético, ya que su uso intensivo representa grandes consumos energéticos. El uso del equipo frigorífico en sus diferentes niveles de aplicación, llega a representar del 20% al 50% del consumo total de energía eléctrica.

Algunas de las estrategias que se han encontrado que permiten un ahorro sustancial de energía en los sistemas de refrigeración son:

- Uso de tecnologías eficientes.
- Diseños adecuados para las necesidades.
- Tener una operación adecuada de los sistemas.
- Hacer un manejo y transporte adecuado de los productos.

De la información recabada por el FIDE, en sistemas de refrigeración se tiene que en México la gran mayoría de los sistemas son de refrigeración mecánica, con capacidades sobradas, normalmente calculadas para la máxima capacidad y poco flexibles. Una buena cantidad utiliza condensación por aire y uno de los refrigerantes más utilizados es el amoníaco. Los coeficientes de operación de los sistemas son muy variables y oscilan entre 2.5 kW_r/kW_e hasta 6 kW_r/kW_e en capacidades de 15 a 250 Toneladas de Refrigeración.

El incremento constante en los costos de los energéticos en el ámbito mundial ha originado que se tomen acciones principalmente técnico-prácticas para balancear los costos de producción de industrias y optimización de los consumos energéticos.

La presente Tesis, se basa en el estudio que el FIDE realizó para algunas fábricas de hielo en el país, las cuales, como medida precautoria y de confidencialidad mencionaremos como:

- Fábrica "A", ubicada en el Sureste del País
- Fábrica "B", ubicada en el Noroeste del País
- Fábrica "C", ubicada en el Norte del País
- Fábrica "D", ubicada en el Centro del País
- Fábrica "E", ubicada en el Norte del País
- Fábrica "F", ubicada en el Norte del País

¹ Memoria de Labores, FIDE, 2001

2.1. Descripción Simplificada del Proceso de Fabricación de Hielo

La compresión de vapor requiere de un aporte de energía mecánica. Entre mayor sea la diferencia entre la presión condensante y la evaporante mayor es la potencia requerido por el compresor para la misma cantidad de efecto refrigerante.

El principio de funcionamiento de un sistema de refrigeración de una etapa simple se muestra en el siguiente diagrama simplificado:

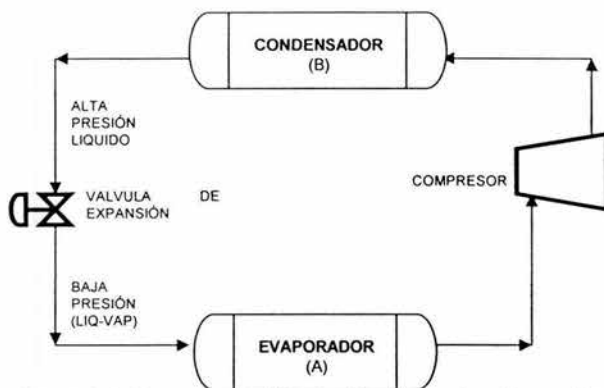


Figura 2.1. Diagrama simplificado del sistema de refrigeración por compresión.

Para realizar una simple del proceso de fabricación de hielo en las fábricas evaluadas, se tomará como punto de partida el diagrama simplificado 2.1. Sea el punto A dónde se inicia el ciclo. Este punto es el tanque recibidor del líquido, de dónde el fluido circulará por la línea de líquido, hasta llegar a la válvula de control. Normalmente, en el trayecto se cruzará con la mirilla indicadora de nivel, que en la mayoría de las veces se encontraba en el tanque mismo y que como su nombre indica sirve para visualizar el nivel y calidad de refrigerante que entrará a la válvula de control. También se cuenta con el filtro deshidratador y sensor de humedad cuyo objeto es absorber y detectar las pequeñas cantidades de humedad que pueda tener el fluido refrigerante; además el sistema al operar a temperaturas inferiores a los 0°C puede, con la humedad, formar cristales de hielo bloqueando las líneas de flujo.

Del punto A el fluido pasa al B a través de una serie infinitesimal de procesos cuasiestáticos. Este proceso se lleva a cabo en la válvula de control o estrangulación. Esta expansión adiabática provoca que parte del líquido se evapore y se enfríe hasta la temperatura "baja".

La válvula de control o dispositivo de control puede ser una válvula termostática de expansión, válvula de expansión automática, tubo capilar, válvula de expansión manual o válvula de flotación.

A la salida de la válvula de expansión se dispone de un depósito separador de líquido, así el evaporar trabajará en régimen inundado y el compresor aspirará exclusivamente vapor saturado de la parte superior del dispositivo. La diferencia que existe en este tipo de sistemas con respecto al de compresión simple, radica justamente en que se dispone de ese depósito separador de líquido. Este sistema tiene la ventaja de disponer de un evaporador de menor superficie, ya que al estar en él todo el fluido en estado líquido, la absorción de calor es mayor. Así mismo, el compresor succionará vapor más frío mejorando con ello su eficiencia.

La evaporación del refrigerante se lleva a cabo en el evaporador. Para el caso de los tanques productores de hielo éste es de tipo inundado. Los almacenes, cámaras y antecámaras cuentan con evaporadores del tipo difusores o de tubo y de serpentín según se trate de cilindradoras (productoras de pequeños cilindros de hielo) o productoras de cubos. Es en el evaporador que se lleva a cabo el efecto refrigerante. El evaporador no es otra cosa que un intercambiador de calor y cuyas características dependen muy especialmente de la aplicación deseada.

2.2 Criterios de Caracterización de Fábricas de Hielo

a) Técnicas de producción.

Cada empresa tiene su propio estilo de administrar la producción. Sin embargo, prevalece la técnica de una producción cíclica y progresiva. Esto es, para el caso de la producción de barras, al llenado de moldes le sigue su introducción a la salmuera donde se producirá el hielo. El agua de alimentación a los moldes se efectúa a temperatura ambiente. Hecho el hielo, el molde se extrae del tanque de salmuera y es introducido en un baño a temperatura ambiente, con el objeto de separar el hielo del molde. Posteriormente, éste es enviado directamente a venta o almacenado en cámaras frías.

Para el caso de las fábricas "A" y "E", durante el proceso de enfriamiento del agua, antes de solidificarse, se hace burbujear aire con el objeto de que el hielo sea más transparente y tenga una apariencia cristalina. La calidad del hielo no varía mas que en su aspecto físico.

La fabricación de cilindros se efectúa en un equipo llamado justamente cilindrador, la cual es una torre cilíndrica con un espejo de tubos verticales concéntricos, que hacen las veces de molde. A ésta se alimenta agua por la parte superior y se llena la interfase cilíndrica. Para la descarga, se le hace pasar un flujo de gas caliente (amoníaco de la salida del compresor) para desprender el hielo formado de las paredes de los tubos. Los cilindros formados son recuperados en la parte inferior de la torre donde se almacena en un recipiente abierto e inmediatamente se empacan en bolsas de plástico con una capacidad de 5 ó 20 kg c/u. Estas bolsas son almacenadas en una cámara de refrigeración a una temperatura de -8°C . La fábrica de "B" llega a almacenarlas a -15°C .

b) Sistemas Empleados.

Las fábricas de hielo emplean sistemas de refrigeración por compresión mecánica. Los compresores son del tipo reciprocante abierto. Las marcas de compresores usados son: Mycom, York y Frick. Para la producción de hielo en barras utilizan el sistema de tanques de salmuera a base de cloruro de sodio a una temperatura nominal de -8°C , aquí se encuentra inmerso el evaporador de tipo inundado.

La producción de cilindros se efectúa con el mismo tipo de compresores en donde el evaporador se encuentra en la cilindrador. En la producción de cubos, la única diferencia existente es el evaporador el cual es el llamado de placas. Una vez formadas las placas de hielo, pasan por una cortadora que genera los cubos de dimensiones constantes.

c) Estado tecnológico.

Las plantas evaluadas cuentan con una tecnología muy diversa en orígenes y en edades. Desde aquellas semi modernas que datan de hace diez años, hasta las muy antiguas máquinas Frick de hace 50 años. Ninguna cuenta con compresores de tornillo. Los condensadores son en su mayoría de construcción "casera" sin un diseño ingenieril. No obstante las fábricas "G", "A" y "D" cuentan con condensadores compactos de tipo evaporativo. Como se puede observar, la modernidad no ha llegado a estas plantas.

d) Expectativas de desarrollo.

Al igual que la mayoría de la industria nacional mediana y pequeña, las fábricas de hielo cuentan con políticas de bajo riesgo de inversión. Esto es que al enfrentarse a los problemas productivos, en lugar de pensar en realizar proyecciones de inversión y mejoras tecnológicas, se concretan a operar sus sistemas con un mínimo mantenimiento y procurando hacer durar el equipo hasta que da de sí o ya no es posible encontrar las piezas de recambio requeridas. No obstante, entre sus directivos existe la inquietud de lo que es posible hacer para mejorar la productividad y bajar los costos de operación con un mínimo de riesgo. Algunas de las medidas de ahorro de energía eléctrica encontradas durante este trabajo, se enmarcan perfectamente dentro de esas políticas.

e) Planes y programas futuros.

Los programas de desarrollo y expansión, no son del todo claros para los directivos de las plantas evaluadas, se reconoce la necesidad de ir cambiando la tecnología para mejorar la producción y sustituir los equipos viejos y obsoletos por nuevos. Sus capacidades económicas, no son del todo satisfactorias, sin embargo si emprenderán algún programa de desarrollo, si cuentan con créditos blandos manejables.

2.3 Caracterización de las Plantas Productoras de Hielo evaluadas

Como primera actividad en este rubro, se identificaron los equipos productores de frío de cada planta. Se realizó una evaluación en dos niveles: primero en el ámbito de sistema de refrigeración unitario y segundo como conjunto de barras o bien en cilindros, para la conservación de cámaras frías. La evaluación se efectuó en función de la presión de succión y descarga, temperatura del agua de enfriamiento en el condensador, potencia de los motores asociados, potencia de refrigeración de los compresores, la carga de enfriamiento real y el tipo y estado de conservación de los equipos.

Las instalaciones cuentan con un conjunto de sistemas de producción de frío. La tecnología que se usa para la producción de hielo data de hace más de treinta años, y aún algunos de los equipos de compresión usados, condensadores y líneas de flujo permanecen en operación. A esto habrá que añadir la conjunción de equipos de diferentes edades y orígenes, desde aquellos añejos compresores York o Frick, hasta los nuevos compresores Mycom; los cuales trabajan en armonía en el proceso productivo. Si bien el principio de la tecnología del frío, no ha variado grandemente, sí se encuentran en el mercado diversos equipos más eficientes y con un rendimiento mayor. Esto genera grandes potenciales de ahorros de energía. No obstante cada fábrica tiene sus particularidades que habrá que tratar separadamente.

La Fábrica de hielo "A" de inauguración reciente, cuenta con tecnología de punta, en lo que respecta a la distribución de planta (lay out) y flujo de materiales, así como un control sanitario estricto en el manejo de sus productos. Sus equipos son nuevos y entre los más eficientes del mercado. No obstante sus compresores siguen siendo del tipo reciprocantes. Al analizar los índices energéticos, se nota que representan los más altos del conjunto de hieleras. Esto se presenta por dos razones:

- 1) La capacidad instalada de la planta es mayor de la que se utiliza, pues se encuentra en un periodo de introducción comercial en la zona de Mérida. De esta forma está trabajando en forma intermitente, con paros y arranques frecuentes y sin una programación y administración para disminuir la demanda máxima y otros parámetros importantes.
- 2) Los productos fabricados por esta empresa no son comparables, desde el punto de vista energético, con las demás empresas, pues se manejan normas sanitarias más estrictas, comparadas con la fabricación de barras. Además cuenta con un sistema de empaque más versátil e higiénico y a la vez más adaptadas a las circunstancias de epidemias actuales. Es una fábrica que requiere indudablemente encontrar su ritmo de producción para abatir sus costos energéticos.

La Fábrica de hielo "A", es una de las más productivas del total analizadas, ya que sus volúmenes de producción son altos en temporada de demanda alta. Pese a ello se detectó que tienen problemas de averías constantes en sus compresores reciprocantes. Esto genera paros y arranques frecuentes y afecta considerablemente la facturación eléctrica y a sus índices de productividad. Por esta razón se ha propuesto que paulatinamente se modernice con equipo de tecnología de punta, como lo es el compresor de tornillo.

Se detectaron presiones de descarga altas en compresores, por lo que se especificarán las modificaciones y trabajos necesarios para bajar las altas temperaturas actuales.

La fábrica de hielo "B", es una empresa que ha sabido enfrentar los altibajos del mercado, ya que ha reducido sus costos de producción y de consumo de energía para así poder enfrentar sus competidores.

Desde el punto de vista energético, fue propuesta su modernización, para sí poder disminuir aún más sus costos y las modificaciones y correcciones necesarias para una mejor administración en el consumo de energía eléctrica. La eliminación de las fugas constantes que se detectaron en el sistema toman un lugar preponderante.

El caso de la fábrica "C", donde el proceso productivo está sujeto directamente a la demanda, es crítico, pues las barras de hielo producidas no se extraen del tanque tan luego como se producen, sino permanecen en él hasta que la demanda lo requiera. Esta situación convierte al sistema en ineficiente. La solución estará dada en la medida que se optimice la oferta con base en las estadísticas de venta anual. En esta fábrica también se detectó un alto índice de paros de compresores por falta de una operación adecuada. De seis compresores, la mitad se encuentran averiadas.

El personal de la fábrica del "D", está altamente preocupado por imprimir cambios y mejoras en sus instalaciones. Recientemente se han adquirido condensadores del tipo evaporativos compactos, de mayor eficiencia. Las instalaciones eléctricas se han ido progresivamente mejorando. Las acciones se encuentran en una etapa de arranque ya que hace falta una buena inyección de capital. Esta es una fábrica que produce hielo en barra y en cilindros. Actualmente se han separado las facturas eléctricas para cada una de esas áreas productivas. Aquí conviven tecnologías antiguas con modernas. La parte nueva corresponde a la fabricación de cilindros.

Por su lado, la fábrica de hielo "E", presenta serios problemas en lo que respecta al incremento de sus costos de energía, pese a los esfuerzos de la administración de efectuar nuevas inversiones en la modernización de sus equipos de compresión y enfriamiento. Esta situación ha hecho que la empresa esté en un proceso de descapitalización constante, por lo que es necesario la instrumentación inmediata de las medidas y correcciones tecnológicas, para incrementar sus niveles de productividad, mitigar sus costos de energía, al trabajar en forma más eficiente. Para ello es importante revisar cuidadosamente sus equipos, su estado mecánico actual, sus almacenes de producto terminado y su participación en el mercado local. Se ha propuesto su modernización con equipo de tecnología reciente. La adopción de una posición más agresiva para absorber mayor participación del mercado al reducir sus costos de producción y a la vez sus precios con respecto a su competencia.

En general los condensadores de la fábrica "F", son semi compacto, de tipo evaporativo. Estos presentan un alto nivel de incrustaciones. No cuentan con un sistema de soplado adecuado, pues por ejemplo, en uno de ellos, sólo trabaja un soplador. En las fábricas "C", "D", "E", "A" y "B", los condensadores de tipo evaporativo; son construcciones antiguas, con una enorme superficie de intercambio y un sistema de ventilación sumamente ineficiente. La razón de ello, es que el flujo de aire es lateral, con un perfil de flujo estrecho. Mismo que en algunos, carecía de ventilación o los sopladores no servían. Esta característica hace que, pese a su gran superficie, el efecto condensante es pobre. A esto hay que añadir el alto nivel de incrustaciones, aunando a que algunos están llenos de lama, basura y acumulación de desechos de diversa naturaleza. La falta de mantenimiento a estas unidades provoca que la presión de descarga del compresor tenga que ser más elevada que lo que verdaderamente se requiere.

A la salida de los evaporadores se tiene frecuentemente un tanque acumulador de amoníaco el cual no está aislado. El retorno del refrigerante al tanque separador no debe usarse como línea de sobrecalentamiento, pues ello es innecesario ya que el tanque separador tiene la función de mantener un nivel del líquido en el evaporador inundado y mantener una presión de vapor saturado libre de líquido, para la succión del compresor.

2.3.1 PRODUCCIÓN.

Las fábricas de hielo en el país, tienen una amplia gama de productos, las fábricas "B", "C", "D" y "E" producen barras (conocidas también como marquetas o formas) y cilindros, en tanto que la fábrica "F" produce únicamente barras y la "A" sólo cilindros y cubos. Las barras están estandarizadas a 150 kg c/u, sin embargo, normalmente están sobrepasadas de peso en un 5% en promedio. Los cilindros son de 2.86 cm de diámetro exterior y 0.71 cm en el interior, con una longitud de 2.5 cm. Los cubos producidos por la fábrica "A", son de 2.5 cm por lado aproximadamente. La producción de hielo en cada caso, se mide en toneladas obtenidas y su producción varía en función de la capacidad de cada planta y de la demanda temporal de hielo.

En las tablas 2.2.1 a la 2.2.6 se muestra la producción por producto y al total mensual de cada una de las plantas evaluadas.

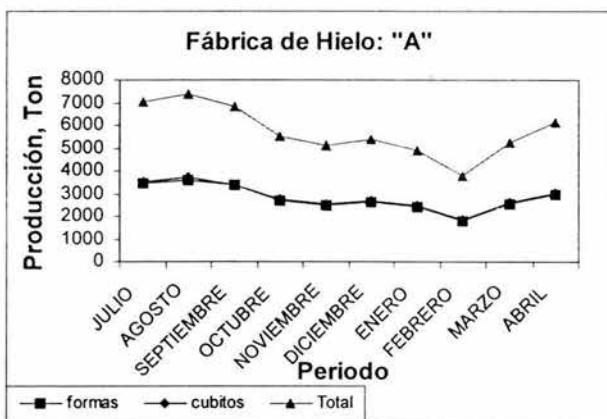
A continuación se muestran los datos para todas las fábricas de hielo, para un año común.

TABLA 2.2.1. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "A", 2001

PERIODO	PRODUCCIÓN FORMAS TON	PRODUCCIÓN CUBITOS TON	PRODUCCIÓN TOTAL TON	ENERGÍA KWh/mes
JULIO	3426.00	88.23	3314.2	313,200
AGOSTO	3597.00	104.80	3701.8	352,800
SEPTIEMBRE	3347.40	64.8	3412.2	337,200
OCTUBRE	2699.70	59.18	2758.9	316,800
NOVIEMBRE	2496.60	63.44	2560.0	298,200
DICIEMBRE	2613.30	87.78	2701.1	249,600
ENERO	2392.2	67.67	2459.9	252,000
FEBRERO	1821.6	62.00	1883.6	228,600
MARZO	2536.2	100.77	2636.9	288,600
ABRIL	2955.6	107.77	3063.4	255,000

Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

GRÁFICA 2.2.1. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "A", 2001



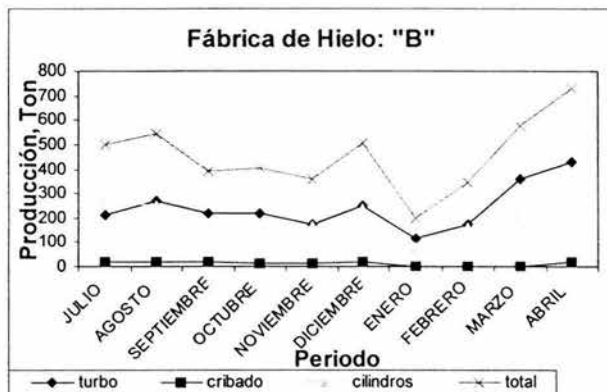
Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

TABLA 2.2.2. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "B", 2001

PERIODO	PRODUCCIÓN TURBO TON	PRODUCCIÓN CRIBADO TON	PRODUCCIÓN CILINDROS TON	PRODUCCIÓN TOTAL TON	ENERGÍA KWh/mes
JULIO	208.46	20.74	271.76	500.96	101,280
AGOSTO	270.9	19.38	250.72	541	110,880
SEPTIEMBRE	219.02	16.64	157.27	392.93	97,200
OCTUBRE	215.85	14.4	175.07	405.29	107,760
NOVIEMBRE	175.94	15.38	168.95	360.27	101,040
DICIEMBRE	251.45	17.88	237.23	506.57	99,600
ENERO	117	0	80	197	64,560
FEBRERO	171	0.4	161.1	342.5	64,560
MARZO	361.22	3.06	212.74	577.02	110,640
ABRIL	432	17.56	283.06	732.62	122,640

Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

GRÁFICA 2.2.2. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "B", 2001



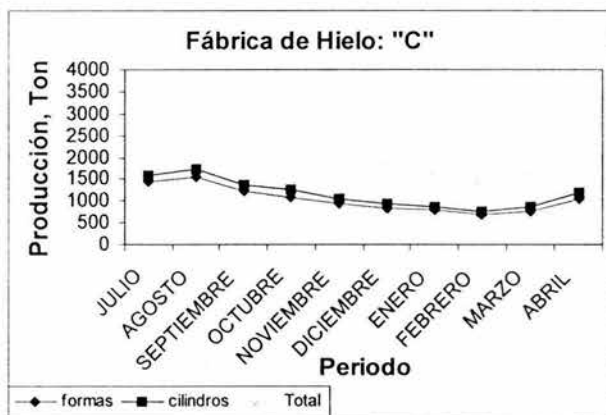
Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

TABLA 2.2.3. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "C", 2001

PERIODO	PRODUCCIÓN FORMAS TON	PRODUCCIÓN CILINDROS TON	PRODUCCIÓN TOTAL TON	ENERGÍA KWh/mes
JULIO	1426.35	150.65	1577.00	178,200
AGOSTO	1535.25	182.62	1717.87	206,400
SEPTIEMBRE	1208.25	163.15	1371.4	297,600
OCTUBRE	1085.10	162.85	1247.95	214,800
NOVIEMBRE	928.65	106.14	1034.79	108,600
DICIEMBRE	812.10	138.96	951.0	151,200
ENERO	790.80	74.86	865.6	103,200
FEBRERO	678.00	83.35	761.9	127,800
MARZO	742.50	106.71	849.2	107,400
ABRIL	1029.45	159.07	1188.5	123,600

Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

GRÁFICA 2.2.3. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "C", 2001



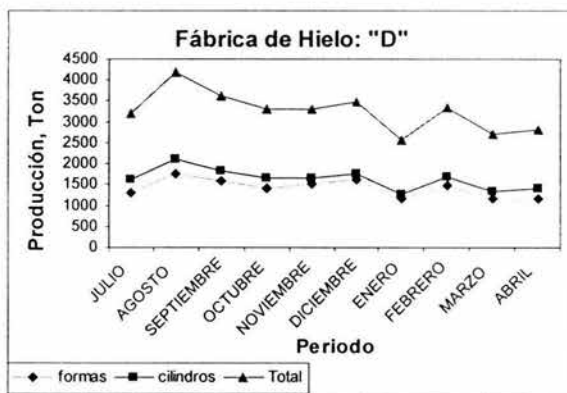
Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

TABLA 2.2.4. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "D", 2001

PERIODO	PRODUCCIÓN FORMAS TON	PRODUCCIÓN CILINDROS TON	PRODUCCIÓN TOTAL TON	ENERGÍA KWh/mes
JULIO	1306.8	293.29	1600.1	160,200
AGOSTO	1760.85	335.29	2096.1	271,800
SEPTIEMBRE	1565.10	246.80	1811.9	191,400
OCTUBRE	1419.30	239.80	1659.1	195,600
NOVIEMBRE	1511.10	138.67	1649.8	166,200
DICIEMBRE	1619.40	121.74	1741.1	147,600
ENERO	1160.55	122.57	1283.1	140,400
FEBRERO	1480.80	190.90	1671.1	112,800
MARZO	1154.40	197.69	1352.1	145,200
ABRIL	1161.00	249.64	1410.6	151,200

Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

GRÁFICA 2.2.4. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "D", 2001



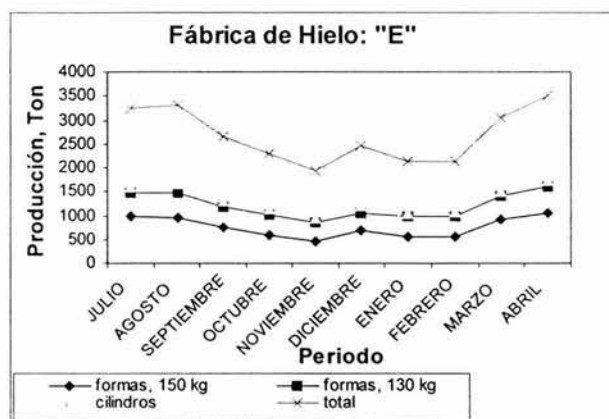
Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

TABLA 2.2.5. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "E", 2001

PERIODO	PRODUCCIÓN FORMAS 130 kg TON	PRODUCCIÓN FORMAS 150 kg TON	PRODUCCIÓN CILINDROS TON	PRODUCCIÓN TOTAL TON	ENERGÍA KWh/mes
JULIO	972.6	498.7	147.76	1619.	275,040
AGOSTO	966.4	525	165.20	1656.6	278,640
SEPTIEMBRE	757.3	435	129.63	1321.9	234,720
OCTUBRE	605.9	401	134.24	1141.1	221,260
NOVIEMBRE	446.9	390	129.02	965.9	168,480
DICIEMBRE	673.9	375	177.98	1226.9	246,240
ENERO	573.3	405	84.16	1062.5	247,680
FEBRERO	556.1	427.5	84.18	1067.8	185,040
MARZO	916.5	483.7	116.74	1516.9	223,200
ABRIL	1036.6	555	154.64	1746.1	303,120

Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

GRÁFICA 2.2.5. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "E", 2001



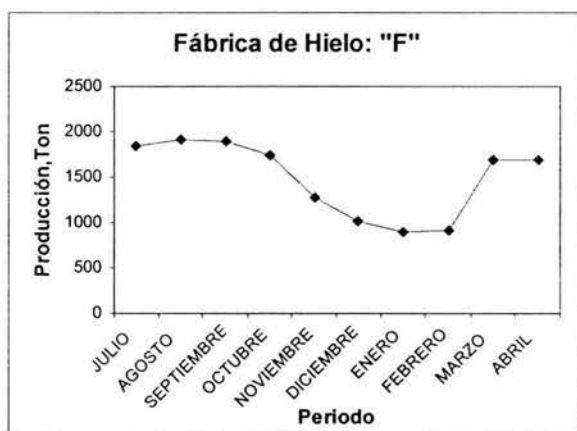
Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

TABLA 2.2.6. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "F", 2001

PERIODO	PRODUCCIÓN TON	ENERGÍA KWh/mes
JULIO	1848.6	177,600
AGOSTO	1908.6	229,800
SEPTIEMBRE	1896.0	166,400
OCTUBRE	1746.6	191,400
NOVIEMBRE	1279.2	144,600
DICIEMBRE	1021.2	106,800
ENERO	898.8	81,600
FEBRERO	906.6	104,400
MARZO	1681.2	96,000
ABRIL	1688.4	113,400

Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

GRÁFICA 2.2.6. PRODUCCIÓN MENSUAL DE HIELO EN LA FÁBRICA "F", 2001



Fuente.- Reporte Final de Diagnósticos realizados en plantas productoras de Hielo, FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 2001

La producción es variable a lo largo del año. Se puede observar que en todas las fábricas varía en función del clima y en específico de la temperatura ambiente. En los meses calurosos o en la época vacacional, la producción aumenta sensiblemente, en tanto que en el resto del año se conserva cierto nivel de producción.

2.3.2 Índices Energéticos de las plantas analizadas

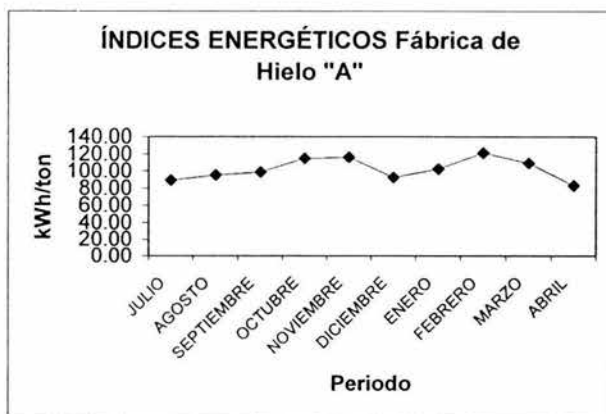
A continuación se presenta el índice energético (kWh/Ton) calculado para cada planta.

TABLA 2.3.1, FÁBRICA DE HIELO "A"

PERIODO	ÍNDICES ENERGÉTICOS kWh/Ton
JULIO	89.12
AGOSTO	95.30
SEPTIEMBRE	98.82
OCTUBRE	114.83
NOVIEMBRE	116.48
DICIEMBRE	92.41
ENERO	102.44
FEBRERO	121.36
MARZO	109.44
ABRIL	83.24

Fuente.- Elaboración propia

GRÁFICA 2.3.1, FÁBRICA DE HIELO "A"



Fuente.- Elaboración propia

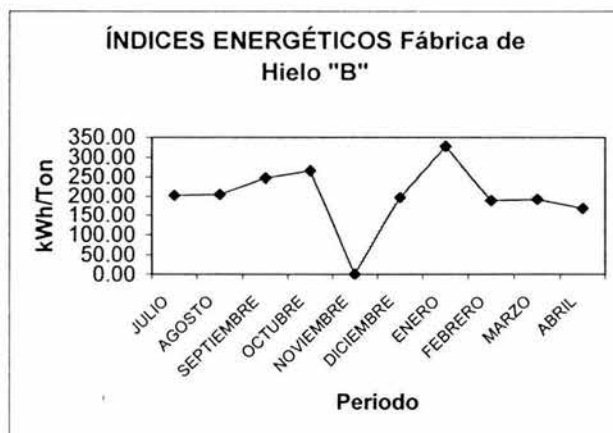
Cómo se puede observar en la tabla y gráfica anexas, para la fábrica de hielo "A", se tiene que su índice energético más alto está en el mes de febrero, derivado de que producen menos porque todavía es invierno, y en el mes de abril, el cual está considerado como mes de temporada alta, el índice energético que presentan es el más bajo, porque producen más hielo.

TABLA 2.3.2, FÁBRICA DE HIELO "B"

PERIODO	ÍNDICES ENERGÉTICOS kWh/Ton
JULIO	202.17
AGOSTO	204.95
SEPTIEMBRE	247.37
OCTUBRE	265.88
NOVIEMBRE	280.00
DICIEMBRE	196.62
ENERO	327.72
FEBRERO	188.50
MARZO	191.74
ABRIL	167.40

Fuente.- Elaboración Propia

GRÁFICA 2.3.2, FÁBRICA DE HIELO "B"



Fuente.- Elaboración propia

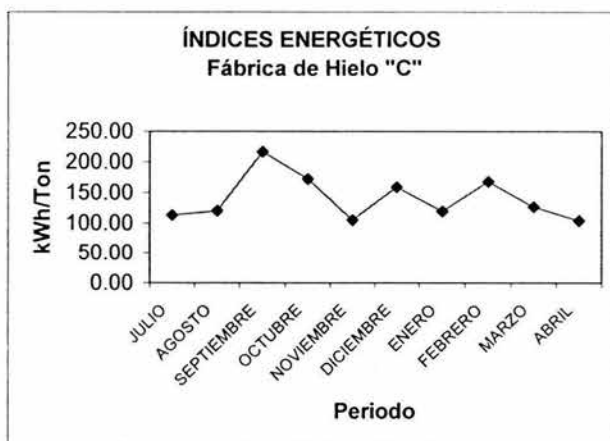
En este caso, se puede observar que en el mes de noviembre se para la producción de hielo y es por la zona geográfica en dónde se encuentran y de la estación del año que es invierno.

TABLA 2.3.3, FÁBRICA DE HIELO "C"

PERIODO	ÍNDICES ENERGÉTICOS kWh/Ton
JULIO	113.00
AGOSTO	120.15
SEPTIEMBRE	217.00
OCTUBRE	172.12
NOVIEMBRE	104.95
DICIEMBRE	158.98
ENERO	119.22
FEBRERO	167.86
MARZO	126.47
ABRIL	103.99

Fuente.- Elaboración Propia

GRÁFICA 2.3.3, FÁBRICA DE HIELO "C"



Fuente.- Elaboración propia

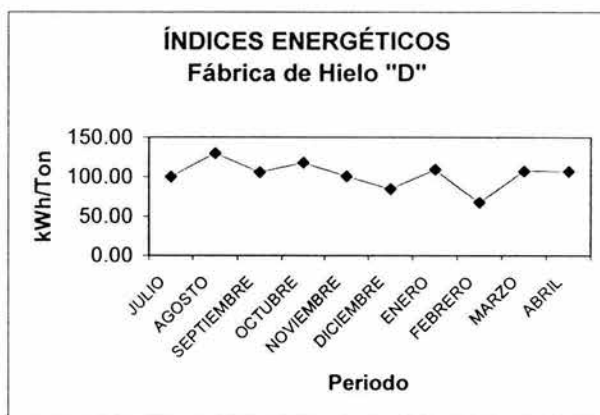
El punto crítico en la fábrica "C", es durante el mes de septiembre debido a la alta producción de hielo y al alto consumo de energía.

TABLA 2.3.4, FÁBRICA DE HIELO "D"

PERIODO	ÍNDICES ENERGÉTICOS
	kWh/Ton
JULIO	100.12
AGOSTO	129.67
SEPTIEMBRE	105.63
OCTUBRE	117.90
NOVIEMBRE	100.74
DICIEMBRE	84.77
ENERO	109.42
FEBRERO	67.48
MARZO	107.39
ABRIL	107.19

Fuente.- Elaboración Propia

GRÁFICA 2.3.4, FÁBRICA DE HIELO "D"



Fuente.- Elaboración propia

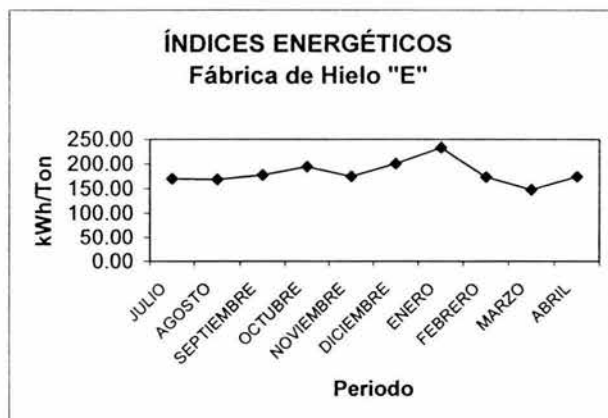
Por la zona geográfica en la que se encuentra esta fábrica de hielo, se aprecia que no hay cambios significativos en sus índices energéticos, dado que el clima en el que se encuentra no es extremo, como en los casos anteriores.

TABLA 2.3.5, FÁBRICA DE HIELO "E"

PERIODO	ÍNDICES ENERGÉTICOS
	kWh/Ton
JULIO	169.88
AGOSTO	168.20
SEPTIEMBRE	177.56
OCTUBRE	193.90
NOVIEMBRE	174.43
DICIEMBRE	200.70
ENERO	233.11
FEBRERO	173.29
MARZO	147.14
ABRIL	173.60

Fuente.- Elaboración Propia

GRÁFICA 2.3.5, FÁBRICA DE HIELO "E"



Fuente.- Elaboración propia

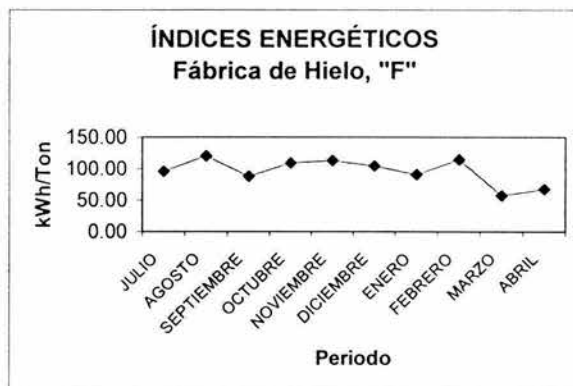
La fábrica de hielo "E", durante el mes de enero casi no producen hielo porque es temporada de invierno, razón por la cual el índice energético se ve incrementado.

TABLA 2.3.6, FÁBRICA DE HIELO "F"

PERIODO	ÍNDICES ENERGÉTICOS KWh/Ton
JULIO	96.07
AGOSTO	120.40
SEPTIEMBRE	87.76
OCTUBRE	109.58
NOVIEMBRE	113.04
DICIEMBRE	104.58
ENERO	90.79
FEBRERO	115.16
MARZO	57.10
ABRIL	67.16

Fuente.- Elaboración Propia

GRÁFICA 2.3.6, FÁBRICA DE HIELO "F"



Fuente.- Elaboración propia

El clima extremo, permite que la fábrica de hielo "F" tenga un índice energético muy alto en temporada de invierno, por la baja producción de hielo y aunque el índice se ve más grande en agosto, es por la alta producción en temporada de verano.

En la siguiente tabla, se muestra un resumen de las condiciones de operación de cada planta, haciendo la aclaración, que en el caso de este trabajo se realizó la evaluación energética y termoeconómica en la Planta E, por considerarse la más representativa.

	Fábrica A	Fábrica B	Fábrica C	Fábrica D	Fábrica E	Fábrica F
Temperatura de condensación (°C)	40	37	40	37	35	35
Temperatura de evaporación (°C)	-27	-19	-28	-18	-16	-27
Efecto Refrigerante, (kW)	3.61	3.58	10.59	3.58	14.98	3.62
Trabajo de compresión (kW)	1.11	1.24	2.64	1.01	3.74	1.023
Flujo Másico, (kg/s)	0.0026	0.003	0.01	0.003	0.013	0.003
COP	3.26	2.86	2.81	3.55	3.98	3.54
Toneladas de refrigeración de operación	35.37	22.25	106	89	150	67.91
Horas de operación mensual (hr)	600	720	540	550	720	500

Fuente.- Elaboración propia

Ahora bien, de acuerdo a los índices energéticos presentados, se puede concluir lo siguiente:

	Fábrica A	Fábrica B	Fábrica C	Fábrica D	Fábrica E	Fábrica F
Índice energético mínimo (kWh/ton)	83.24	167.4	103.99	67.48	147.14	67.16
Índice energético máximo (kWh/ton)	121.36	327.72	217	129.67	233.11	120.4
Índice energético promedio (kWh/ton)	102.3	247.56	160.495	98.575	190.125	93.78

Fuente.- Elaboración propia

El índice energético representa la eficiencia operativa de la Planta, ya que nos indica la potencia consumida por tonelada de refrigeración producida.

2.4 Potencial de ahorro de energía en proceso.

De acuerdo a los diagnósticos energéticos realizados, a continuación se dan recomendaciones adicionales para que se realicen y sigan evaluando en los sistemas de refrigeración existentes en las fábricas y así favorecer el potencial de ahorro de energía.

El potencial de ahorro en un proceso productivo, se deriva de un conjunto de acciones que se puede clasificar en tres tipos, a saber:

- a) Por mantenimiento adecuado de las instalaciones
- b) Por prácticas de operación o instalaciones adecuadas
- c) Por modificaciones o cambios de instalaciones y/o equipos.

a) Por mantenimiento en las instalaciones

El evaporador es uno de los equipos donde se tienen elevadas posibilidades de ahorro de energía. Evitar las fugas de energía es quizá de las primeras acciones que se deberán emprender. Así se tienen que un buen aislamiento de cámaras de refrigeración, genera ahorros considerables. Parte importante de la carga de refrigeración en una cámara es debida a la ganancia de calor que fluye a través de las paredes, es por ello que un buen aislamiento adecuado de la misma, representa una reducción de esa carga y por lo tanto del consumo de energía involucrada para removerla.

b) Por cambio o reposición de puertas e instalación de cortinas plásticas

Las pérdidas de energía por infiltraciones en las cámaras es función del área de la abertura y del gradiente de temperatura entre la cámara y el medio circundante.

Para el caso en que las puertas estén deterioradas, se tienen pérdidas por el equivalente a una hora de intercambio por día.

c) Por aislamiento de las tapas de moldes en tanques de salmuera

En los tanques de salmuera, donde se producen las barras de hielo se tienen fugas de energía debido al mal estado o falta de las tapas que cubren los tanques. Algunas de ellas no ajustan con otras, dejando espacios al descubierto o bien se encuentran rotas. Además de lo anterior, constantemente los tanques se dejan destapados aún cuando no se esté descargando hielo. Las tapas que actualmente existen son las tradicionales de acuerdo con sus características, son buenos aislantes térmicos, pero de baja duración. Para ello, se propone la fabricación de tapas multipanel que además de presentar una mayor consistencia por sé un sistema de aislamiento de lámina rolada en frío con poliuretano, tiene valores de conductividad térmica muy bajos.

d) Por limpieza de evaporadores y condensadores

La disminución de la temperatura de condensación, representa un ahorro inmediato de energía, pues con ello se disminuye la presión de descarga del compresor. En la mayoría de los casos esta presión sobrepasa las 95.34 kg. El ahorro de energía se estima en función de la disminución de la potencia al freno requerida en el compresor. La disminución de la presión, es posible al incrementar la transferencia de calor en el condensador. Al hacer más eficiente este proceso, la condensación podrá realizarse con la temperatura actual del medio de condensación (agua). Para ello, es necesario realizar una limpieza de la tubería, limpieza y reposición de espumas para el rociado de agua. Y que la succión de aire de ventilación sea a temperatura ambiente a la sombra.

El aumento en la temperatura de succión, es posible al incrementar el coeficiente de transferencia de calor en el evaporador. Así, es posible trabajar con una MLDT (diferencia media logarítmica de temperaturas) pequeña. El incremento del coeficiente sólo es posible mediante estas vías:

- 1.- limpieza del evaporador
- 2.- diseño adecuado del evaporador
- 3.- prácticas operativas
- 4.- por modificaciones, para darle flexibilidad a los sistemas

2.5 CONCLUSIONES

Tomando en consideración los criterios más importantes que son: la producción y la temperatura del lugar donde esté establecida la Fábrica de Hielo, se puede observar que en todas las plantas la producción varía en función del clima y en específico de la temperatura ambiente. En los meses calurosos o en la época vacacional, la producción aumenta sensiblemente, en tanto que en el resto del año se conserva cierto nivel de producción.

Además, se puede notar que mientras más produce una planta, más eficiente energéticamente es, esto se deriva de la llamada economía de escala, es decir, es mejor tener plantas grandes que pequeñas, sin embargo la producción los limita.

Por otro lado, el índice energético representa la eficiencia operativa de la Planta y nos indica la potencia consumida por tonelada de refrigeración producida, por ejemplo, en la fábrica F se tiene el menor índice energético promedio y se encuentra ubicada en el norte del País, esto en gran medida por las condiciones climatológicas extremas que prevalecen en esta zona geográfica que hace que el promedio del consumo entre las toneladas de refrigeración de cada mes.

Mientras tanto se observa también un menor índice energético en la planta D, que se encuentra en el Centro del País, lugar en el cual las condiciones climatológicas no son tan extremas, pero además el funcionamiento de la planta es más constante.

Es importante hacer notar que actualmente la mayoría de las empresas fabricantes de hielo tienen que el proceso de producción es a través de la refrigeración mecánica con compresores del tipo reciprocante abierto, que actualmente ya son ineficientes.

Se puede notar que el uso de tecnologías eficientes permite que el proceso productivo de la empresa mejore, el gasto de operación disminuya y se incremente indudablemente la rentabilidad.

Y al igual que casi todas las empresas productivas tienen la política de bajo riesgo de inversión, operando con sistemas obsoletos y con un mínimo de mantenimiento, sin embargo algunas de las medidas de ahorro de energía eléctrica encontradas durante este trabajo, se enmarcan perfectamente dentro de esas políticas.

En las fábricas analizadas se observó como factor común el proceso de descapitalización constante, por lo que es urgente la instrumentación inmediata de las medidas y correcciones tecnológicas, para incrementar sus niveles de productividad, mitigar sus costos de energía al trabajar en forma más eficiente. Para ello es importante revisar cuidadosamente sus equipos y su estado mecánico actual. En estos casos aplica el tener diseños adecuados para sus necesidades propias y tener una operación adecuada a sus sistemas.

Se ha propuesto su modernización con equipo de tecnología reciente. La adopción de una posición más agresiva para absorber mayor participación del mercado al reducir sus costos de producción y a la vez sus precios con respecto a su competencia.

Por otro lado, de acuerdo a las estrategias planteadas en este capítulo, se concluye que el uso de tecnologías eficientes (compresores de tornillo, etc., son mejores

CAPÍTULO 3

CAPÍTULO 3. TERMOECONOMÍA.

Con la finalidad de tener criterios más racionales para una mejor selección de los sistemas de refrigeración utilizados en México, se realizó un análisis termoeconómico de ellos haciendo un comparativo con los sistemas de absorción comerciales, tomando en cuenta los valores operativos de las plantas estudiadas.

Es de vital importancia contar con un análisis riguroso de todo aquel proceso que emplee intensivamente energía eléctrica y térmica, ya que se pueden encontrar grandes recursos desperdiciados al no optimizarse su operación.

El análisis termodinámico convencional solo se basa en la Primera Ley de la Termodinámica, no dando una evaluación cualitativa de las diferentes pérdidas que se tienen en los diferentes componentes. De tal forma, el análisis exérgico se ha convertido en una parte integral de la evaluación termodinámica de cualquier sistema de generación de potencia o de cualquier otro proceso, ya que es usado para obtener una clara perspectiva de las diferentes pérdidas, tanto cuantitativamente como cualitativamente

El sistema termodinámico que constituye una planta industrial, es un conjunto de equipos, relacionados entre sí y con el ambiente de referencia por los flujos en ella identificables. En este conjunto de equipos se lleva a cabo el proceso industrial obteniéndose los productos deseados utilizando los recursos necesarios.

La cantidad de recursos utilizada para obtener cada uno de los flujos será el costo de éstos. La valoración de los recursos puede hacerse bajo los puntos de vista termodinámico o económico, siendo entonces recursos de exergía o de dinero respectivamente, por tanto los costos de los flujos serán de exergía o de dinero.

Uno de los objetivos de la termodinámica es establecer criterios generales con que juzgar la bondad del diseño o funcionamiento de los sistemas industriales en los que la energía juega un papel importante. Por tanto, a la hora de analizar procesos como la síntesis de un producto químico, la producción de electricidad en una central térmica o la refrigeración y licuación de gas natural, entre otros, se debe plantear en primer lugar el interrogante de cómo discernir sus eficiencia. Esto exige comparar el producto obtenido con el consumo o costo que ha sido necesario para obtenerlo. Para que dicha comparación tenga un significado inequívoco ambos conceptos deberán expresarse en unidades equivalente (de igual valor termodinámico)

El Segundo principio impone ciertas limitaciones a los procesos de transformación energética, lo que indica que las diversas formas de la energía tienen calidades diferentes. Así, si se asocia un índice de calidad igual a la unidad a las energías mecánica y eléctrica ya que es posible transformarlas íntegramente entre sí mediante procesos reversibles, la energía interna y el calor tendrán un índice de calidad diferente pues no existe equivalencia termodinámica entre estas formas de energía y las anteriores.

Para que la definición de eficiencia sea completamente general, es decir, independientemente de las formas de energía que participan en el proceso, no se debe expresar el producto y el consumo de éste en términos de energía, sino con respecto a otra propiedad.

Por tanto, se necesita definir una nueva propiedad para los sistemas termodinámicos y para los flujos de materia y energía que satisfaga la condición de que dados dos cualesquiera de ellos que presenten idéntico contenido de dicha propiedad, es posible, al menos teóricamente obtener uno a partir del otro, y viceversa, sin ningún consumo adicional de la propiedad definida (principio de equivalencia termodinámica).

Para definir esta propiedad debe considerarse la profunda relación que existe entre el ambiente físico (atmósfera, litósfera, hidrósfera) y los procesos energéticos que se desarrollan en las instalaciones industriales.

La exergia de los sistemas y de los flujos de materia y energía ha sido definida como la propiedad que cuantifica dicha utilidad en términos de trabajo técnico, y como la propiedad a través de la cual debe juzgarse la equivalencia termodinámica de los sistemas y de los flujos de materia y energía.

La exergia se define como la propiedad de un sistema que cuantifica el máximo trabajo que puede obtenerse cuando interactuando únicamente con el ambiente, pasa de su estado termodinámico inicial al estado muerto.

La condición de trabajo máximo implica que el proceso realizado para llevar al sistema hasta su estado muerto sea reversible, y por tanto una definición alternativa de la exergia de los sistemas es la siguiente.

La exergia de un sistema es el mínimo trabajo técnico necesario para constituirlo a partir del ambiente de referencia.

El objetivo de este capítulo es dar la metodología para calcular y explicar, en detalle, los costos exérgicos de un proceso de refrigeración en una instalación real, además de evaluar los costos de todos los flujos del proceso de la refrigeración mecánica de una y dos etapas y de un sistema de refrigeración por absorción. Para ello se definen las funciones termodinámicas que representan dichos costos y se obtienen sus interdependencias.

Así, también se define el Costo Exérgico como la exergia necesaria para la obtención de dicho producto funcional; dado que los procesos reales son irreversibles siempre existirá destrucción de exergia en ellos por lo que el costo exérgico es función del proceso utilizado, por lo que en el análisis se considera que es el que valora el consumo real de exergia que ha sido necesario para constituir cualquiera de los flujos internos y productos de una planta. La idea central es que toda disminución o incremento en el consumo de energía de una planta tiene su origen en la irreversibilidad o destrucción de exergia, de los procesos desarrollados en los equipos que la componen.

Establecido el procedimiento de cálculo de la exergia de todos los flujos de los sistemas anteriores, es posible realizar el balance de exergia y la evaluación de los parámetros basados en la variable exergia, que constituyen lo que se define como análisis exérgico. Este análisis exérgico muestra como el valor termodinámico de los flujos (exergia) se disipa dentro de cada equipo en el sistema de refrigeración.

El análisis de sistemas termodinámicos industriales que tiene en cuenta la exergia de los flujos, y la valoración económica de ellos es el objeto de la ciencia que se define como Termoeconomía, desarrollada por Tstsaperorus, Valero y otros.⁶

Utilizando en este capítulo una nueva función termodinámica, el costo exérgico, que puede utilizarse para calcular los costos termoeconómicos de una instalación industrial, útiles para la optimización y análisis de procesos.

En éste análisis, se describe un método para calcular los costos termoeconómicos y exergoeconómicos. Este método construye una matriz de costos como una unión de la estructura física y productiva del sistema. Y utilizando el tratamiento matricial propuesto por Valero y Otros⁽¹⁾,

⁶ Jesús Guallar y Antonio Valero, Estudio Termoeconómico de una Planta Simple de Cogeneración, E.T.S. de Ingenieros Industriales. Universidad de Zaragoza.

se calculó el costo exérgico B^* y el costo exergoeconómico $[\]$ que es el costo monetario de todos los flujos. Para evaluar las eficiencias de los equipos considerados; la metodología empleada, propuesta por Valero ⁽¹⁾ es la siguiente:

3.1 METODOLOGÍA.

3.1.1 Cálculo de la exergia.

Para las condiciones definidas de funcionamiento del proceso, deben medirse (o estimarse) todas las propiedades termodinámicas necesarias para el cálculo de la energía y de la exergia de todos los flujos físicos.

Los valores de exergia de los "m" flujos pueden ser representados por un vector B de dimensión $(m \times 1)$, siendo sus elementos, $B_j, j = 1, \dots, m$, la exergia de los "m" flujos.

Los m flujos interrelacionan los "n" equipos del sistema de refrigeración.

3.2.1 Construcción de la Matriz de incidencia (A).

Dado un sistema constituido por "n" equipos y "m" flujos, puede ser representado por una matriz de incidencia, $A(n \times m)$.

La matriz de incidencia tiene una fila por equipos (n filas) y una columna por flujo (m columnas), sus elementos a_{ij} toman el valor +1 si el flujo j entra en el equipo i , el valor -1 si sale del equipo, y 0 cuando el flujo no aparece en el equipo.

El balance de exergia para cada equipo, se expresa en función de la matriz A y del vector B mediante:

$$A \times B = D \dots \dots \dots (1)$$

Donde D es el vector diagnóstico de dimensión $(n \times 1)$, siendo cada uno de sus n elementos la exergia destruida en cada uno de los n equipos.

3.3.1 Definición de Recurso-Producto-Residuo.

El balance de exergia, para cada equipo, también puede plantearse de la siguiente forma:

$$(F) = \text{Exergia suministrada al proceso} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Exergia del producto (P)} \\ \text{Exergia de los residuos (R)} \\ \text{Exergia de destruida (D)} \end{array} \right.$$

Genéricamente se define "Producto" (P) como la exergia contenida en la utilidad deseada en el equipo analizado y "Recurso" (F) como la exergia empleada para conseguir dicha utilidad.

Por lo tanto:

$$F = P + R + D = P + I \dots \dots \dots (2)$$

Siendo I la irreversibilidad del proceso (suma de la exergía destruida, D , y la exergía de los residuos (pérdidas), R del equipo). La eficiencia de un proceso, teniendo en cuenta el Segundo Principio de la termodinámica, será:

$$\eta = P / F \dots\dots\dots(3)$$

Para cada uno de los n -subsistemas debe realizarse la definición de recursos, productos y residuos (F - P - R), ya que a través de esta definición se determina la eficiencia o rendimiento de cada equipo.

3.4.1 Definición de las Matrices de Recurso y Producto.

Se ha visto que las definiciones de recursos y productos, para cada equipo, responden a combinaciones lineales de los flujos físicos de entrada o salida, estas combinaciones se pueden representar mediante una matriz ($n \times m$) donde cada fila es la combinación lineal del equipo al que pertenece.

Así por ejemplo, los elementos a_{ij} de la matriz que se define como matriz Recurso A_F ($n \times m$), toman el valor +1 cuando el flujo j está sumándose en la combinación lineal, el valor -1 si está restando y 0 si no aparece en la combinación lineal, que define los recursos de un equipo "i".

El mismo procedimiento permite definir la matriz producto A_P ($n \times m$).

Teniendo en cuenta las definiciones de A_F , A_P , A_L y el vector B , se obtienen las siguientes expresiones:

$$A_F \times B = F \text{ y } A_P \times B = P \dots\dots\dots(4)$$

Siendo F y P vectores de dimensión ($n \times 1$), $F(n \times 1)$ y $P(n \times 1)$ en los que cada uno de sus elementos son los recursos y productos de los n equipos.

3.5.1 Costos exérgicos.

En todo equipo, debido a las irreversibilidades, aparece exergía destruida, por tanto la exergía necesaria para la obtención de un producto, siempre será mayor que el contenido exérgico de dicho producto. Se define costo exérgico de un producto a la cantidad de exergía necesaria para su obtención (B^*).

La obtención de un producto será tanto más eficiente cuanto menor sea la relación entre B^* y B . Así se define costo exérgico unitario (κ^*) como la exergía necesaria para la obtención de la unidad de exergía de producto:

$$\kappa^* = B^* / B$$

El costo exérgico es una función termodinámica, asociada a cada uno de los flujos que interactúan en un proceso industrial, que permitirá complementar la información obtenida de los conceptos de exergía y rendimiento exérgico, además es la base del análisis termoeconómico.

Necesariamente, para determinar el costo exérgico debe definirse los límites de producción del sistema. Por ejemplo, supuesto un sistema, I , de la figura 3.1, con recurso simple, F_1 , y un producto P_1 , la cantidad de exergía requerida para producir este producto, P_1^* , debe ser obviamente la exergía del recurso, F_1 .



Figura 3.1.- Sistema aislado con fuel y producto simples.

Si este sistema es un componente de una estructura compleja, figura 3.2, el recurso F_1 será igual al producto P_0 . ($P_0 = F_1$), del subsistema 0, ahora, el costo exérgico del recurso en el subsistema 0, es decir $P_1^* = F_0$.

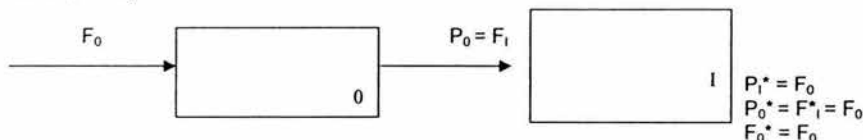


Figura 3.2.- Sistema con recursos y productos simples conectados en serie.

Del análisis anterior, se puede deducir lo siguiente:

- El costo exérgico de un flujo depende de los límites del sistema, por tanto no es un valor absoluto.
- Cuando un flujo atraviesa los límites entrando en un sistema, su costo exérgico es igual a su exergía, porque no se ha destruido exergía para producirlo. En el ejemplo anterior $F_0^* = F_0$.
- El balance de costo exérgico, para cada subsistema es conservativo.

$$P^* = F^* \dots\dots\dots(5)$$

En general, dado un subsistema con "e" flujos de entrada y "s" flujos de salida, se tiene:

$$\sum_{i=1}^e B_i^* = \sum_{i=1}^s B_i^* \dots\dots\dots(6)$$

y en forma matricial:

$$A \times B^* = 0 \text{ (n ecuaciones)} \dots\dots\dots(7)$$

Donde B^* es el vector costo exérgico (kW) de los m flujos de la planta.

Se puede utilizar la expresión (7), para calcular el costo exérgico de los flujos, pero cuando el número de incógnitas m es mayor que el de ecuaciones, n, que proporciona el balance de costo exérgico. Por tanto se necesitan m-n ecuaciones adicionales para resolver el problema.

Si "e" es el número de flujos de entrada al sistema, el costo exérgico de ellos será conocido. Entonces, el costo exérgico de los flujos será igual a su exergía ya que se supone que no se ha consumido exergía para producirlos.

Por tanto, son necesarias "m-n-e" ecuaciones adicionales. Estas son aportadas por las proposiciones F-P-R siguientes⁽⁶⁾:

RECURSOS.

Si un recurso es doblete (constituido por un flujo de entrada y otro de salida), el costo exérgico unitario de su entrada será conocido, y puesto que se debe repercutir a los productos todo el consumo de exergia es lógico considerar que el flujo de salida tiene el mismo costo exérgico unitario que el flujo de entrada. Luego para un recurso doblete $\kappa^*_p = \kappa^*_s$.

La modalidad de recursos más compleja, aparece cuando vamos de ellos son multientradas y/o multisalidas como refleja la figura 3.3:

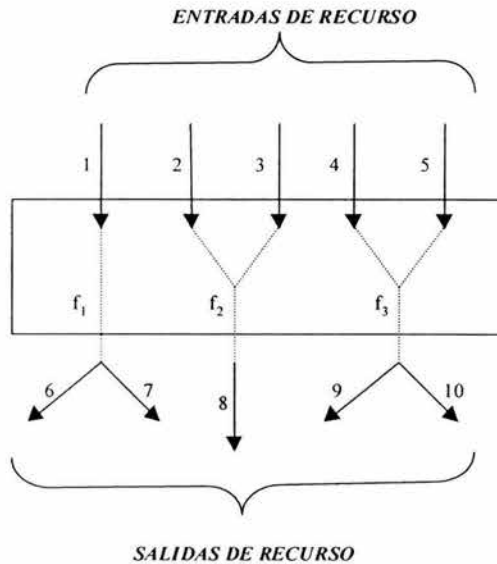


Fig. 3.3 Esquema de un equipo en el que aparecen recursos (f_1, f_2, f_3) multientradas y/o multisalidas.

En este caso se tendrá:

Para f_1 :

$$\frac{B^*_1}{B_1} = \frac{B^*_6}{B_6} = \frac{B^*_7}{B_7} \quad \text{ó} \quad \kappa^*_1 = \kappa^*_6 = \kappa^*_7 \dots\dots\dots(8)$$

Para f_2 :

$$\frac{B^*_2 + B^*_3}{B_3 + B_2} = \frac{B^*_8}{B_8} \dots\dots\dots(9)$$

Para f_3 :

$$\frac{B^*_1}{B_1} = \frac{B^*_6}{B_6} = \frac{B^*_7}{B_7} \quad \text{ó} \quad \kappa^*_1 = \kappa^*_6 = \kappa^*_7 \dots\dots\dots(10)$$

En las expresiones (8), (9) y (10) se pone de manifiesto que se tienen en cuenta las interconexiones de flujos y se mantiene la identidad de cada uno de los recursos ajustándose al proceso real que tiene lugar en el equipo.

Las expresiones (8), (9) y (10) proporcionan igual ecuaciones que flujos de salida de recurso.

PRODUCTOS:

La finalidad de un equipo es la obtención de todos sus productos, por tanto a todos ellos se les debe asignar el mismo costo exérgico unitario.

Cuando un producto contiene varios flujos de salida, a todos ellos se les asigna el mismo costo exérgico unitario, ya que este criterio tiene en cuenta la interconexión de flujos como ocurre en los recursos.

Este criterio de valoración de productos siempre genera un número de ecuaciones igual al número de salidas de productos menos uno.

RESIDUOS:

Si se han imputado todos los costos exérgicos de un proceso a los productos que de él se obtienen, es lógico asignar a residuos y pérdidas un costo exérgico igual a cero. Si la manipulación de un residuo, originado en un determinado equipo, exige un gasto de exergía, ω_R , el costo de este residuo debe ser negativo: $R^* = -\omega_R$, es decir, la exergía se considera como un recurso adicional en el equipo que genera el residuo.

Mediante las proposiciones F-P-R se obtienen en cada equipo un número de ecuaciones igual al de salidas menos uno.

Como en una planta industrial los "m-e" flujos son salida de alguno de los n equipos, entonces estas proposiciones aportan las "m-n-e" ecuaciones adicionales necesarias.

Con estas "m, n" ecuaciones se puede construir la matriz $\alpha((m \times n) \times m)$ y el vector $\omega((m-n) \times 1)$ y que cumplen:

$$\alpha \times B^* - \omega = 0 \text{ ((m-n) ecuaciones)} \dots\dots\dots(11)$$

3.6.1 Cálculo de costos exérgicos.

Las expresiones (7) y (11) generan las "m" ecuaciones necesarias para calcular el costo exérgico de los "m" flujos del sistema. Simplificadamente estos costos se pueden calcular resolviendo el sistema:

$$\Lambda \times B^* = Y^* \text{ (m ecuaciones)} \dots\dots\dots(12)$$

Donde:

$$\Lambda = (A/\alpha) \text{ y } Y^* = (0/\omega) \text{ (m ecuaciones)}$$

La matriz contiene la información de la interconexión entre flujos, por eso se llama *estructura física del sistema*. La matriz es obtenida a partir de la idea de producción y se define como *estructura productiva del sistema*.

La estructura de costos o matriz es la unión de las dos estructuras anteriores. Si se cambia la estructura física (Ej. Eliminando un flujo) y/o se cambia la estructura productiva (Ej. Obteniendo otros productos), los costos globales del sistema deben cambiar.

También, dado que el vector B^* es conocido los costos exérgicos de los flujos lógicos F y P para cada subsistema pueden calcularse:

$$F^* = A_F \times B^* \dots\dots\dots(13a)$$

$$P^* = A_P \times B^* \dots\dots\dots(13b)$$

3.7.1 Costos exergoeconómicos.

Una vez definida la estructura de costos, A, se puede utilizar para calcular los costos exergoeconómicos y sus funciones derivadas.

En efecto para cada flujo de un sistema dado la matriz A puede asociarle un costo termoeconómico Π , que es la cantidad de unidades económicas necesarias para producirlo.

El balance de costos termoeconómicos, es similar al de costos exérgicos tomando la siguiente forma:

$$A \times \Pi + Z = 0 \text{ (n ecuaciones)} \dots\dots\dots(14)$$

Donde Z es el vector, que para cada subsistema, asocia los costos de amortización y mantenimiento.

La estructura de producción α no dará m-n ecuaciones necesarias para calcular el vector Π asociado con los flujos del sistema.

Sin embargo, ahora cada valor de las exergias de entrada al sistema, ω , debe multiplicarse por su precio ω dando:

$$\alpha \times \Pi = [c_\omega, \omega] = 0 \text{ ((m-n) ecuaciones)} \dots\dots\dots(15)$$

y finalmente se tendrá:

$$A \times \Pi^* + Z^* = m \text{ ecuaciones} \dots\dots\dots(16)$$

Donde:

$$Z^* = \left(\frac{Z}{(-c_\omega \times \omega)} \right) \dots\dots\dots(17)$$

De la ecuación (16) se deduce que el costo de los flujos es debido tanto al vector (costos de amortización y mantenimiento) como al vector $(c_\omega \times \omega)$ (costo de los flujos de entrada a la instalación).

Especial importancia tiene el resultado obtenido cuando se hace $Z = 0$ ya que se calculan los costos termoeconómicos debidos solamente a las entradas externas de flujos, este costo se define como Π^* (Costo termoeconómico de recursos).

En el funcionamiento diario de la planta, este nuevo Costo termoeconómico de recursos es más interesante que los valores de Π para el análisis energético de muchas plantas, ya que no se ve afectado por factores como inflación, etc.

El nuevo sistema de ecuaciones será:

$$\Lambda \times \Pi^* + Z^* = 0 \text{ ecuaciones} \dots\dots\dots(18)$$

Donde:

$$Z^* = \begin{pmatrix} 0 \\ -c_m \times \omega \end{pmatrix} \dots\dots\dots(19)$$

Conocidos los valores de Π , Π^* , B^* , B es posible calcular los siguientes costos unitarios para cada uno de los m flujos de la planta.

$$\text{Costo exergoeconómico unitario } c = \Pi / B \dots\dots\dots(20)$$

$$\text{Costo termoeconómico unitario } c^* = \Pi / B^* \dots\dots\dots(21)$$

$$\text{Costo económico unitario } \xi = \Pi / \Pi^* \dots\dots\dots(22)$$

Las relaciones entre los costos unitarios serán

$$c = \kappa^* \times c^* \dots\dots\dots(23)$$

y

$$c = \kappa^* \times c_m^* \times \xi \dots\dots\dots(24)$$

También es posible calcular los costos de recursos y productos de cada subsistema, utilizando las siguientes expresiones.

$$\Pi_F = A_F \times \Pi \qquad \Pi^*_F = A_F \times \Pi^* \dots\dots\dots(25)$$

$$\Pi_P = A_P \times \Pi \qquad \Pi^*_P = A_P \times \Pi^* \dots\dots\dots(26)$$

Nomenclatura:

A, A_F, A_P	Matrices ($n \times m$) de incidencia, Recurso y Producto de un sistema compuesto por n subsistemas que interconectan m flujos.
Λ	Matriz de costos ($m \times m$) del sistema.
B, B^*	Exergia y costo exérgico de un flujo físico (kW).
\mathbf{B}, \mathbf{B}^*	Vectores ($m \times 1$) de exergia y costo exérgico de un flujo.
c, c^*	Costos exergoeconómico y termoeconómico unitarios de un flujo (\$/GJ).
c_a, c_a^*	Costos exergoeconómicos y termoeconómico unitarios de los flujos de entrada(\$/GJ).
D, D	Exergia destruida (kW) y vector exergia destruida ($n \times 1$).
F, F^*	Exergia y costo exérgico del recurso de un subsistema (kW).
\mathbf{F}, \mathbf{F}^*	Vectores exergia del recurso y costo exérgico del recurso de un sistema ($n \times 1$).
I, I	Irreversibilidad (kW) y vector irreversibilidad de un subsistema ($n \times 1$).
m	Número de flujos de un sistema.
n	Número de subsistemas de un sistema.
P, P^*	Exergia y costo exérgico del producto de un subsistema (kW).
R^*	Valor externo (kW) asignado a un residuo.
\mathbf{Y}^*	Vector de valores numéricos en kW asociado con la matriz A y el vector \mathbf{B}^* .
Z, Z	Amortización (\$) y vector amortización ($n \times 1$) de un sistema.
\mathbf{Z}, \mathbf{Z}^*	Vectores de valores numéricos en \$, ($m \times 1$) asociados con la matriz, respectivamente.
α	Submatriz de producción $\{(m - n) \times m\}$ de un sistema.
η	Eficiencia de un sistema según el Segundo Principio de la Termodinámica.
$\kappa^*, \kappa_F^*, \kappa_P^*$	Costos exérgicos unitarios de un flujo, de un recurso y de un producto respectivamente (adimensionales).
ξ^*, ξ_F^*, ξ_P^*	Costo económico unitario de un flujo, de un recurso y de un producto respectivamente (adimensionales).
Π, Π_F, Π_P	Costos termoeconómicos de flujo, recurso y productos (\$/seg)
Π^*, Π_F^*, Π_P^*	Costos termoeconómicos de flujo, recursos y producto (cuando Z es igual a cero).
ω	Vector de los valores numéricos $\{(m - n) \times 1\}$ de exergia asociados con la matriz α .

CAPÍTULO 4

CAPÍTULO 4. CÁLCULOS DEL ANÁLISIS TERMEOCONÓMICO.

Para el análisis comparativo de tecnologías, se realizaron los balances de masa, energía y exergía, tomando como ejemplo una fábrica de hielo, representativa del norte de la República Mexicana, que tiene un sistema de refrigeración por compresión de vapor de dos etapas, usando amoníaco como refrigerante y fluido de trabajo.

En el anexo I se encuentran los diagramas de bloques del sistema de refrigeración de 1 etapa, 2 etapas y del sistema de absorción, así como sus respectivos balances de masa, energía y exergía.

Siguiendo la metodología descrita en el capítulo 3, se tienen los siguientes resultados:

- a) El cálculo del costo monetario de los flujos en plantas energéticas y químicas constituye un problema de capital importancia, por cuanto está ligado de manera directa con la repercusión de los costos de producción a las distintas partes, secciones o equipos que constituyen el proceso productivo, y en consecuencia, a la asignación correcta del costo de los productos finales.
- b) Para éstas instalaciones en que la energía juega un papel preponderante (en las que los procesos que tienen lugar cabe interpretarlos como procesos de intercambio de energía) la formación del costo económico de los flujos internos y productos finales está relacionada tanto con la eficiencia termodinámica del proceso que da lugar a los mismo como con el costo de amortización y mantenimiento de los equipos en que se desarrolla dicho proceso.
- c) Teniendo en cuenta lo anterior, se puede definir el costo exergoeconómico de un flujo de exergía a la suma de dos contribuciones: la primera que procede del costo monetario de la exergía de entrada a la planta necesaria para producir dicho flujo, que es por definición su costo energético, y la segunda que engloba el resto de los costos originados en el proceso productivo asociado a su obtención (capital, operación, mantenimiento, etc.)
- d) Tsatsaronis¹ fue el primero en utilizar este procedimiento para la evaluación de los costos monetarios de los flujos internos y productos de plantas compleja. Según él, se puede plantear el balance de costo exergoeconómico para cualquier equipo individual de la planta, como:

$$\Pi_F + Z = \Pi_P$$

Donde $\Pi_F(\Pi_P)$ es el costo

Los parámetros de operación son los siguientes:

¹ Tsatsaronis, G., Winhold, M., "Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy conversion Plants". Energy, Vol. 10, 1985, pp. 69-94.

	REFRIGERACIÓN 1A ETAPA	REFRIGERACIÓN 2A ETAPA	REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN
GAS REFRIGERANTE	AMONIACO	AMONIACO	AMONIACO
FLUJO (kg/s)	0.0136	0.0136	0.01131
TONELADAS DE REFRIGERACIÓN	150	150	150
CONDICIONES ESTÁNDAR DEL REFRIGERANTE			
ENTALPIA, kJ/kg	-645.56	-645.56	-645.56
ENTROPIA, kJ/kg	6.103	6.103	6.103
TEMPERATURA AMBIENTE, K	298	298	298
RESULTADOS TEÓRICOS			
EFEECTO REFRIGERANTE, ER	14.87	16.36	12.18
TRABAJO, kW	3.740	0.600	0.004
CALOR DE CONDENSACION, kW	18.61	16.95	-0.004
COP	3.98	27.72	79.32
RESULTADOS REALES			
EFEECTO REFRIGERANTE, ER	15.38	16.35	
TRABAJO, kW	4.71	0.61	
CALOR DE CONDENSACION, kW	20.08	16.96	
COP	3.27	6.78	
EFICIENCIA, TEÓRICA/REAL	0.84	0.98	

Después de haber realizado el cálculo de la exergia, se construye la matriz de incidencia, como se muestra en el Anexo 1.

Se definen las matrices de recurso y producto.

Se calculan los costos energéticos.

Se realiza el análisis exérgico.

Se calculan los costos exérgicos.

Se calculan los costos exoergoeconómicos.

Todo lo anterior, como se puede observar es siguiendo la metodología y para completar las matrices se usaron los criterios propuestos por Valero.

Todos los cálculos y resultados, se presentan en el Anexo 1.

4.1. Consideraciones generales para evaluar el costo exérgico²

Proposición 1.

El costo energético es una propiedad conservativa. Esta proposición está ligada indisolublemente a la definición de costo energético.

Proposición 2.

Para las componentes multiplete del recurso total de un subsistema, el costo exérgico unitario de los flujos de salida debe ser igual al de los flujos de entrada.

Esta proposición es consecuente con el hecho de que la exergía de los flujos de salida de una componente multiplete del recurso es aquella parte de la exergía de los flujos de entrada que no ha sido puesta en juego en el proceso que se desarrolla en el subsistema a que pertenece.

Proposición 3a.

Si un subsistema tiene un producto total formado por varias componentes, entonces todas ellas tendrán el mismo costo energético unitario.

Proposición 3b.

Si una componente del producto tiene varios flujos de salida se les asignará a todos ellos, el mismo costo energético unitario.

Proposición 4.

El costo energético de un flujo (B^*), recurso (F^*) o producto (P^*), es la cantidad real de exergía que ha sido necesaria para producirlo.

Proposición 5.

Un análisis detallado de la naturaleza del proceso global y del papel que juegan todos y cada uno de los subsistemas en la formación progresiva de los productos finales (definición F-P-L) es lo único que se requiere para resolver el problema de asignación de costos.

La idea clave es la siguiente: el costo energético de los flujos de entrada a un equipo debe ser repercutido a los flujos útiles que abandonan el mismo.

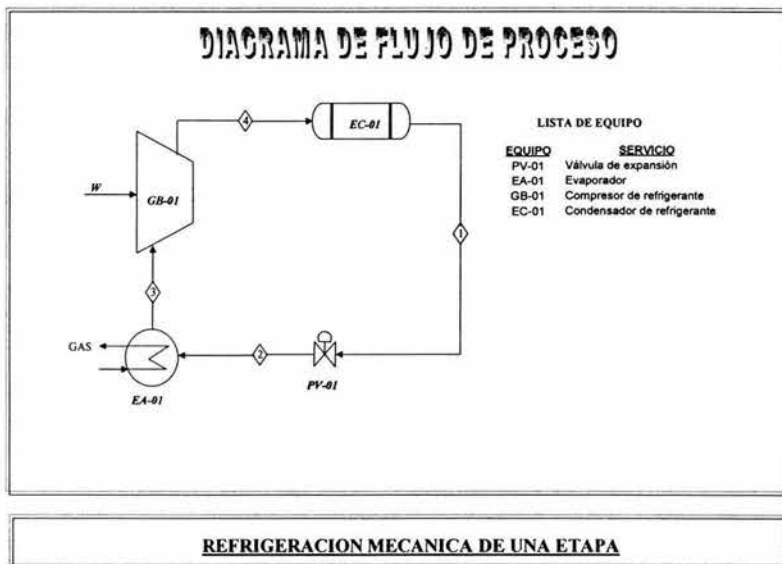
² Tsatsaronis, G.; Winhold, M., "Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy conversion Plants". Energy, Vol. 10, 1985, pp. 69-94.

4.2 Aplicando las consideraciones para el modelo de una etapa de compresión:

DEFINICION DE EQUIPOS Y DEFINICION DE FLUJOS

Ecuaciones propuestas

$$\begin{aligned}
 B^*Q_E &= Q_E \\
 B^*W_1 &= W_1 \\
 B^*W_2 &= W_2 \\
 B^*_1/B_1 &= B^*_2/B_2 \\
 B^*_2+B^*_8/B_2+B_8 &= B^*_3+B^*_5/B_3+B_5 \\
 B^*_5/B_5 &= B^*_6/B_6
 \end{aligned}$$



Falta página

N° 69

Nomenclatura

F = Exergía suministrada al proceso (Recurso)

P = Exergía de utilidad (Producto)

R = Exergía de los residuos (Pérdidas)

D = Exergía destruída

$$F = P + R + D = P + I$$

La eficiencia energética = P/F

$$\eta = P/F$$

No. Equipo	Recurso (F)	Producto (P)	Pérdidas (L)
Válvula de expansión	B_1	B_2	---
Evaporador	$B_2 + Q_E$	B_3	---
Compresor	$B_W + B_3$	B_4	---
Condensador de refrigeración	B_4	$B_1 + Q_C$	---
Proposición 1	W	B_4	---
Proposición 2	Q_E	B_3	---
Proposición 3	$1/B_1$	$1/B_2$	---

No existen pérdidas por ser un ciclo cerrado

$$A_f * B = F$$

$$A_p * B = P$$

MATRIZ DE RECURSOS: A_f

FLUJOS

<u>EQUIPO</u>	1	2	3	4	Q_E	W	Q_C
Válvula de expansión	1	0	0	0	0	0	0
Evaporador	0	1	0	0	1	0	0
Compresor	0	0	1	0	0	1	0
Condensador de refrig.	0	0	0	1	0	0	0
Proposición 1	0	0	0	0	0	1	0
Proposición 2	0	0	0	0	1	0	0
Proposición 3	1	0	0	0	0	0	0

MATRIZ DE PRODUCTOS: A_p

FLUJOS

<u>EQUIPO</u>	1	2	3	4	Q_E	W	Q_C
Válvula de expansión	0	1	0	0	0	0	0
Evaporador	0	0	1	0	0	0	0
Compresor	0	0	0	1	0	0	0
Condensador de refrig.	1	0	0	0	0	1	1
Proposición 1	0	0	0	1	1	0	0
Proposición 2	0	0	1	0	0	0	0
Proposición 3	0	1	0	0	0	0	0

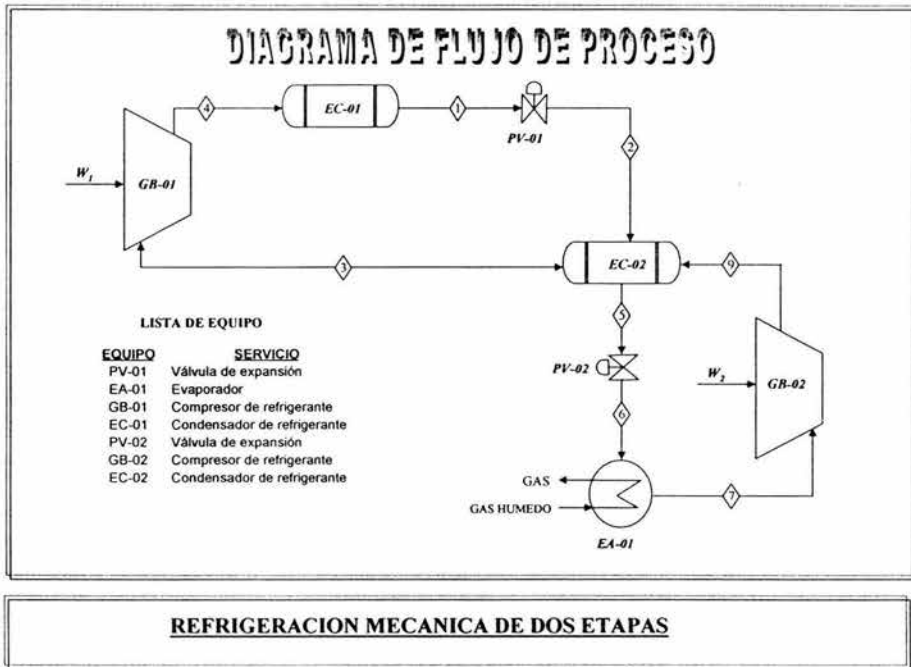
Corriente	Costo exérgico de un flujo (kW), B^*	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensional), k	Costos exoergoeconómico de flujo (\$/seg), PI	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c^*	Costo termoeconómico de flujo (\$/seg), PI*	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c
1	72.52	34.7064	2.08944166	-1392.82	-19.20680352	0.00282	-40.13149536
2	72.52	34.3791	2.10933502	-1392.82	-19.20679507	0.00282	-40.51356552
3	67.81	31.8861	2.12659028	-1404.30	-20.70978229	0.00264	-44.04122176
4	72.52	35.8231	2.02430813	-1404.31	-19.36526692	0.00282	-39.20126721
Proposición 1	4.71	2.37E+00	1.98482335	11.48979	2.440370456	0.00018	4.843704259
Proposición 2	4.71	4.71	1	-0.0072432	-0.001538407	0.00018	-0.001538407
Proposición 3	0.00	2.48115111	0	-11.49		0.00000	-4.630830078

4.3. Aplicando las consideraciones para el modelo de dos etapas de compresión

DEFINICION DE EQUIPOS Y DEFINICION DE FLUJOS

Ecuaciones propuestas

$$\begin{aligned}
 B^*Q_E &= Q_E \\
 B^*W_1 &= W_1 \\
 B^*W_2 &= W_2 \\
 B^*_1/B_1 &= B^*_2/B_2 \\
 B^*_2+B^*_\theta/B_2+B_8 &= B^*_3+B^*_\theta/B_3+B_5 \\
 B^*_5/B_5 &= B^*_\theta/B_8
 \end{aligned}$$



Nomenclatura

F = Exergía suministrada al proceso

(Recurso)

P = Exergía de utilidad (Producto)

R = Exergía de los residuos (Pérdidas)

D = Exergía destruída

$$F = P + R + D = P + I$$

La eficiencia energética = P/F

$$\eta = P/F$$

No. Equipo	Recurso (F)	Producto (P)	Pérdidas (L)
Válvula de expansión 1	B_1	B_2	---
Condensador de refrig. 2	B_2+B_8	$B_3+B_5+Q_{C2}$	---
Válvula de expansión 2	B_5	B_6	---
Evaporador	B_6+Q_E	B_7	---
Compresor 2	B_7+W_2	B_8	---
Compresor 1	B_3+W_1	B_4	---
Condensador de refrig. 1	B_4	B_1+Q_{C1}	---
Proposición 1	Q_E	B_7	---
Proposición 2	W_1	B_4	---
Proposición 3	W_2	B_8	---
Proposición 4	$1/B_1$	$1/B_2$	---
Proposición 5	$1/B_5$	$1/B_6$	---
Proposición 6	$1/B_2+B_8$	$-1/B_3+B_5$	---

No existen pérdidas por ser un ciclo cerrado

$$A_F \cdot B = F$$

$$A_P \cdot B = P$$

MATRIZ DE RECURSOS: A_r

EQUIPO	FLUJOS								Q_{c1}	Q_{c2}	Q_c	w_1	w_2
	1	2	3	4	5	6	7	8					
Válvula de expansión 1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Condensador de refrig. 2	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
Válvula de expansión 2	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Evaporador	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0
Compresor 2	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
Compresor 1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0
Condensador de refrig. 1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0
Proposición 1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
Proposición 2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
Proposición 3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Proposición 4	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Proposición 5	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Proposición 6	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0

MATRIZ DE PRODUCTOS: A_p

EQUIPO	FLUJOS								Q_{c1}	Q_{c2}	Q_c	w_1	w_2
	1	2	3	4	5	6	7	8					
Válvula de expansión 1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Condensador de refrig. 2	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Válvula de expansión 2	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
Evaporador	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
Compresor 2	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
Compresor 1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0
Condensador de refrig. 1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
Proposición 1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
Proposición 2	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Proposición 3	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
Proposición 4	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Proposición 5	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
Proposición 6	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

corriente	Costo exérgico de un flujo (kW), B^*	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensional), k	Costos exoergoeconómico de flujo (\$/seg), PI	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c^*	Costo termoeconómico de flujo (\$/seg), PI^*
1	0.0000	34.7196	0.0000	-0.0103	N/D	0.0000
2	0.0000	34.6898	0.0000	-0.0103	N/D	0.0000
3	0.0027	51.8059	0.0001	0.0003	0.111324	-0.0003
4	0.0028	51.4107	0.0001	0.0006	0.228414	-0.0006
5	3697.1139	34.7128	106.5057	0.0040	0.000001	0.0000
6	3688.9718	34.7894	106.0371	0.0040	0.000001	0.0000
7	4025.0738	31.8844	126.2394	0.0045	0.000001	0.0000
prop. 1	2477.2756	51.8059	47.8185	0.0031	0.000001	-0.0003
prop. 2	0.0000	2.6095	0.0000	0.0000	0.000000	0.0000
prop. 3	0.3034	0.1422	2.1340	0.0000	0.000000	0.0000
prop. 4	0.0000	0.4686	0.0000	0.0000	0.000000	0.0000
prop. 5	0.0093	2.4273	0.0038	0.0259	2.775469	-0.0022

4.4. Aplicando las consideraciones para el modelo de absorción

DEFINICION DE EQUIPOS Y DEFINICION DE FLUJOS

Ecuaciones propuestas:

B*QE1	=	QE1
B*QE2	=	QE2
B*W1	=	W1
B*W2	=	W2
B*5/B5	=	B*6/B6
B*2/B2	=	B*3/B3
B*9/B9	=	B*10/B10
B*14+B*8/B14+B8	=	B*9/B9
B*3/B3	=	B*15+B*4/B15+B4
B*16+B*1/B16+B1	=	B*17+B*2/B17+B2

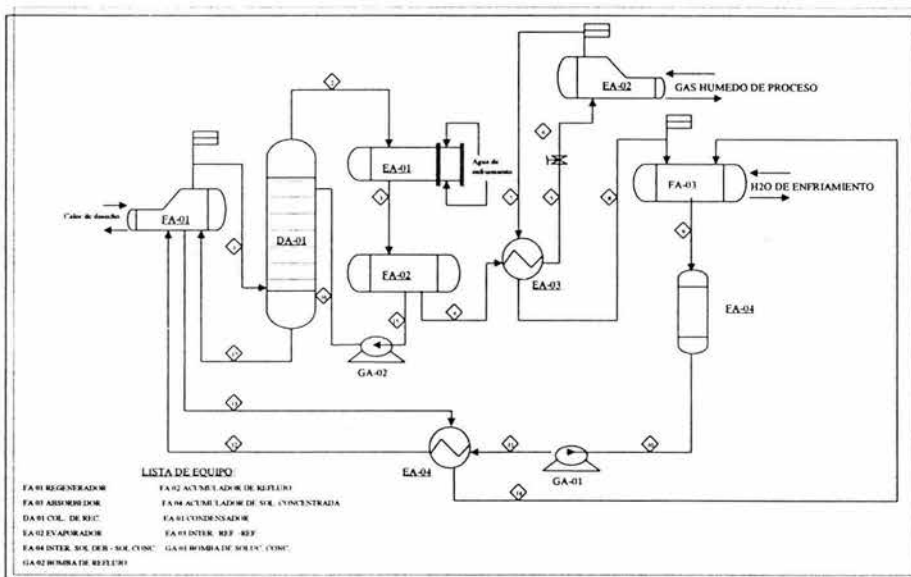


DIAGRAMA DE ABSORCIÓN CON AMONIACO.

corriente	Costo exérgico de un flujo (kW), B*	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensional) k	Costos exoergoeconómico de flujo (\$/seg), PI	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c*	Costo termoeconómico de flujo (\$/seg), PI*	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c
1	-5.027036E+02	10.50	-4.788753E+01	-2.816540E-03	5.204936E-06	2.616540E-03	2.492515E-04
2	1.265491E+04	26.68	4.742825E+02	6.307238E-02	4.984024E-06	-6.307238E-02	-2.363836E-03
3	1.063272E+04	31.76	3.347533E+02	5.330779E-02	5.013563E-06	-5.330779E-02	-1.678307E-03
4	1.063272E+04	31.76	3.347533E+02	5.325106E-02	5.008227E-06	-5.325106E-02	-1.676520E-03
5	0.000000E+00	31.76	0.000000E+00	-1.650763E-04	#DIV/0!	1.650763E-04	5.197152E-06
6	-4.266410E-02	31.49	-1.354703E-03	-1.922264E-04	4.505578E-03	1.922264E-04	6.103718E-06
7	-4.550441E-02	29.53	-1.541082E-03	-2.557656E-04	5.620678E-03	2.557656E-04	8.661925E-06
8	1.143762E+04	29.53	3.873540E+02	5.720874E-02	5.001803E-06	-5.720874E-02	-1.937468E-03
9	9.866976E+03	35.31	2.794043E+02	4.932698E-02	4.999199E-06	-4.932698E-02	-1.396798E-03
10	9.866976E+03	35.31	2.794043E+02	4.932532E-02	4.999031E-06	-4.932532E-02	-1.396751E-03
11	1.036771E+04	33.61	3.084663E+02	5.182228E-02	4.998432E-06	-5.182228E-02	-1.541848E-03
12	-3.115104E+19	33.61	-9.288246E+17	-1.533106E+14	4.921523E-06	1.533106E+14	4.561389E+12
proposicion 1	-7.917551E+19	13.22	-5.987344E+18	-3.896641E+14	4.921523E-06	3.896641E+14	2.946885E+13
proposicion 2	7.580068E+02	14.14	5.359649E+01	3.756322E-03	4.955525E-06	-3.756322E-03	-2.655987E-04
proposicion 3	2.264577E+00	0.00	6.359216E+02	1.207896E-04	5.333873E-05	-1.207896E-04	-3.391925E-02
proposicion 4	-4.325636E+04	0.00	-2.269422E+07	-2.155065E-01	4.982077E-06	2.155065E-01	1.130644E+02
proposicion 5	-1.327054E+05	2.51	-5.296992E+04	-6.611290E-01	4.981931E-06	6.611290E-01	2.638925E-01
proposicion 6	1.000000E+00	18.25	5.478852E-02	3.573151E-22	3.573151E-22	-3.573151E-22	-1.957676E-23
proposicion 7	1.000000E+00	82.46	1.212754E-02	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00
proposicion 8	-2.204992E+01	2.91	-7.572616E+00	-3.448108E-03	1.563773E-04	3.448108E-03	1.184185E-03
proposicion 9	#N/A	0.00	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
proposicion 10	#N/A	0.00	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A

Después de realizar el análisis termoeconómico, se concluye lo siguiente:

1. La exergía (B), es mayor en la refrigeración mecánica de dos etapas, mientras que en la refrigeración por absorción se presentan valores menores.
2. El costo exérgico (B*) en la refrigeración mecánica de una etapa es menor que en las otras tecnologías.
3. Costos exergoeconómico y termoeconómico unitarios de un flujo, son menores en la refrigeración por absorción, sin embargo, la mayor cantidad de equipos que se requieren en esta tecnología, la hacen económicamente poco viable.

CAPÍTULO 5

CAPÍTULO 5. COMPARACIÓN TERMODINÁMICA DE SISTEMAS

5.1 Análisis Técnico - Económico de Alternativas.

Actualmente se indican los objetivos, alcances, requerimientos y disponibilidad de recursos e infraestructura para el desarrollo del proyecto.

Aquí se deben establecer, de acuerdo a los requerimientos del cliente, cuáles aspectos del diseño quedan fijos y cuáles quedan sujetos a un análisis de alternativas. Esto requiere de conocimientos generales de las distintas especialidades, de un conocimiento profundo de los procesos aplicables a los objetivos del proyecto, precios de mercado de materias primas y productos y de una revisión de la situación particular de la planta que se va a diseñar y/o modificar y de su interrelación con otras plantas.

Dependiendo de la situación particular del proyecto en cuestión, el análisis de alternativas puede ser aplicado a una variedad de posibilidades, algunos ejemplos son:

- a) Selección de la carga a la planta, en caso de que disponga de más de una fuente de materia prima.
- b) Selección del tipo de proceso a utilizar.
- c) Establecimiento del esquema de procesamiento (selección de las operaciones unitarias y de su secuencia de aplicación).
- d) Establecimiento de las condiciones de operación en cada sección del proceso.
- e) Selección del tipo de equipo para un servicio dado.
- f) Definición del número de unidades (en operación normal y de relevo) para algún servicio.
- g) Integración de los requerimientos y disponibilidad de servicios auxiliares.
- h) Análisis termodinámico.
- i) Análisis económico.
- j) Análisis termoeconómico.

En cualquier caso en que se presente la necesidad de realizar un análisis de alternativas, el ataque del problema se realizará normalmente cubriendo las siguientes etapas:

- 1.- Planteamiento del problema, en el que es necesario establecer, de la forma más clara y concisa posible, el objetivo de dicho análisis.
- 2.- Establecimiento de los criterios de evaluación de alternativas. En este punto se definen los factores a considerar en la evaluación y su jerarquía relativa. Entre los factores a considerar se encuentran los de costo, seguridad, flexibilidad, operabilidad y posible generación de problemas secundarios.
- 3.- Generación de alternativas de solución. La generación de alternativas no tiene normalmente un carácter sistemático, sino que se basa en la experiencia y creatividad de los participantes en el análisis, aplicándose procedimientos de tipo heurístico y evolutivo. Sin embargo se han desarrollado hasta la fecha algunos procedimientos sistematizado de análisis de alternativas, aplicables a problemas específicos y de alcances limitados.

- 4.- Evaluación de las alternativas generadas. Dado que la evaluación de alternativas es de carácter comparativo, el nivel de precisión de los cálculos involucrados será el necesario para permitir tomar una decisión al respecto.

En este punto es conveniente que, para todos aquellos aspectos en los cuáles la aparición de alternativas es previsible, se disponga de evaluaciones o estudios de tipo general, que permitan tomar la decisión correspondiente sin causar retrasos al proyecto.

Entre estos aspectos tenemos: la selección de distintos esquemas de proceso en función de las características de la carga y de las especificaciones del producto; la selección del tipo de equipo en función de las características del servicio y de los requerimientos de flexibilidad, mantenimiento, espacio y operación, selección de las condiciones de operación básicas en cada sección del proceso; definición del número de equipos y factores de sobrediseño convenientes para distintos tipos de equipo, etc.

5.1.1 Selección de Alternativas

Después de la etapa de análisis de alternativas de solución para un problema dado, se procede a seleccionar la alternativa más adecuada, de acuerdo con los criterios preestablecidos y en base a las características particulares del caso.

En general, el criterio de selección consiste en equilibrar lo técnico con lo económico.

En la parte Técnica se asignan calificaciones o factores de peso y se pondera cada uno de los conceptos de las alternativas, tales como: seguridad, flexibilidad de operación, facilidad de operación y mantenimiento, requerimientos de espacio, etc, así como cumplir con las premisas o políticas establecidas por el cliente, por ejemplo: suministro de equipo y materiales de integración nacional, aprovechamiento de infraestructura existente, cumplimiento de normatividad internacional en el aspecto ecológico, desarrollo de estudios de impacto ambiental, estudio termoeconómico, etc.

Con referencia a lo económico, se aplican diversos indicadores: costos anuales, retorno sobre la inversión o valor presente neto (VPN), relación Beneficio - Costo, etc. (Ver Anexo 2)

Entre estos factores es necesario distinguir a aquellos que son limitantes en la selección de alternativas en general, imponiendo restricciones que definen la viabilidad de las mismas y permiten reducir el número de alternativas por analizar. Como posibles factores limitantes podemos mencionar los siguientes:

- a) Condiciones de proceso.- Cualquier alternativa que no cumpla con las condiciones estipuladas por el proceso (purezas de productos, recuperaciones, condiciones de operación, etc.) debe ser eliminada de consideraciones en esta etapa.
- b) Programa del Proyecto.- Un factor importante a considerar es el efecto que puede tener alguna alternativa en el programa del proyecto, ocasionado retrasos críticos en las fechas clave del mismo debido a la duración de las actividades involucradas (modificaciones en el diseño, tiempo de fabricación y entrega de equipo, etc.)
- c) Seguridad.- El incumplimiento de normas básicas de seguridad o la posibilidad de que se produzcan accidentes graves en la operación de una planta pueden invalidar a la alternativa en que se presenten estos problemas.
- d) Espacio.- El espacio disponible para la instalación de la planta puede ser un factor limitante en la selección, eliminando aquellas alternativas con equipo excesivo o demasiado voluminoso.

Una vez considerados los factores limitantes la selección se hará entre las alternativas restantes en base a criterios económicos. Si la diferencia es apreciable, se seleccionará la alternativa de menor costo pero que cumpla técnicamente con los requerimientos. Si la diferencia en costo entre dos o más alternativas no es importante, la elección de alguna de ellas dependerá de factores técnicos secundarios, tales como facilidad de operación y mantenimiento, simplicidad, flexibilidad, etc.

Finalmente la mejor alternativa es aquella que tiene:

- Mayores Utilidades.
- Mayor Ventaja Técnica.
- Menor Costo de Inversión.
- Mayor Valor Presente Neto (VPN) ó Menor Tiempo de Retorno de la Inversión.
- Mayor Beneficio - Costo.

5.1.2 Bases de Evaluación.

Las Bases de Evaluación que se deben considerar para evaluar un proyecto, equipo, paquete, servicio, etc., se dividen en tres: Técnico, Económico y Termoeconómico.

Se consideraran sólo los puntos más importantes para la evaluación del sistema de refrigeración, que es uno de los objetivos del presente trabajo.

Dentro de la parte Técnica se deberá considerar lo siguiente:

- Mantenimiento
- Operatividad
- Rendimiento
- Eficiencia
- Consumo de energía
- Equipo involucrado, etc.

En la parte Económica se considerará:

- Inversión inicial del equipo.
- Costos de operación
- Costos de mantenimiento
- Relación Beneficio / Costo
- Valor Presente Neto
- Tiempo de recuperación de la inversión

En la parte Termoeconómica se considerará:

- Exergía.
- Eficiencias
- Costos exoergoeconómicos

5.2 Planteamiento y Discriminación de Alternativas

Las alternativas que se plantean, de las cuáles se dio una breve explicación en el capítulo 1, son las siguientes:

- Compresión de vapor de una etapa
- Compresión de vapor de dos etapas
- Absorción

Para la aplicación que se requiere, hay dos sistemas que cumplen, el sistema de compresión de vapor y el de absorción, las bombas térmicas o de calor se usan más en el aire acondicionado por lo que no se considerará en la evaluación.

El sistema de refrigeración por compresión de vapor utilizará como refrigerante el Amoniaco, ya que entra dentro del rango de aplicación que se requiere, como se puede observar en la tabla A-2 del anexo; además de ser muy utilizado en la refrigeración industrial.

5.2.1 Evaluación Técnica de Alternativas.

A continuación se muestran los resultados obtenidos a través de una metodología propia elaborada para analizar, evaluar y dar un criterio de selección de alternativas, desde el punto de vista técnico.

Para la evaluación técnica de alternativas se incluirán los puntos citados con anterioridad en una matriz de análisis conceptual, con base en una valoración ponderada, de la siguiente manera:

- Asignación de un factor peso para cada uno de los parámetros, en función del impacto e importancia que tiene en el total.
- Calificación de cada alternativa con valores numéricos de 1, 2 y 3, siendo 3=Bueno, 2=Regular y 1=Bajo. Basado en el contenido, características y funcionamientos de cada uno de los procesos.
- Puntuación conceptual para cada alternativa que no es más que el producto del factor de peso por la calificación asignada.
- Finalmente la puntuación total nos indica cuál es la mejor opción.

A manera de reforzar la decisión se conforma una matriz adicional con ventajas y desventajas mostradas en la tabla 5.2.1.

TABLA 5.2.1 MATRIZ DE SELECCIÓN TÉCNICA DE ALTERNATIVAS.

ALTERNATIVAS DE REFRIGERACION

PARÁMETROS	FACTOR PESO	COMPRESIÓN 1 ETAPA		COMPRESIÓN 2 ETAPAS		ABSORCIÓN	
		CALIF.	PUNT.	CALIF.	PUNT.	CALIF.	PUNT.
<u>UTILIDAD A LA APLICACIÓN</u>	11	2	22	3	33	3	33
<u>IMPACTO AMBIENTAL</u>	10	2	20	2	20	1	10
<u>SEGURIDAD DE SUMINISTRO</u>	10	2	20	2	20	2	20
<u>MANTENIMIENTO</u>	9	3	27	2	18	1	9
<u>OPERATIVIDAD</u>	9	1	9	2	18	3	27
<u>EFICIENCIA</u>	9	1	9	2	18	3	27
<u>RENDIMIENTO</u>	9	1	9	2	18	3	27
<u>AHORRO EN CONSUMO DE ENERGÍA</u>	9	1	9	2	18	3	27
<u>REQUERIMIENTO DE ESPACIO</u>	8	3	24	2	16	1	8
<u>EQUIPO INVOLUCRADO</u>	8	3	24	2	16	1	8
<u>APROVECHAMIENTO DE INFRAESTRUCTURA</u>	8	3	24	3	24	1	8
<u>PUNTUACIÓN TOTAL</u>	100	22	197	24	219	22	204

Calificación: 3= Bueno, 2= Regular, 1 = Bajo

Fuente.- Elaboración propia

Los factores de peso son asignaciones relativas que impactarán de forma constante a cada una de las alternativas, y su variación solo se afectará por la calificación en función del tipo de proceso. En base a un conocimiento general de los procesos dentro del entorno político, social y económico, se propone la prioridad de los parámetros como se ve en la tabla anterior.

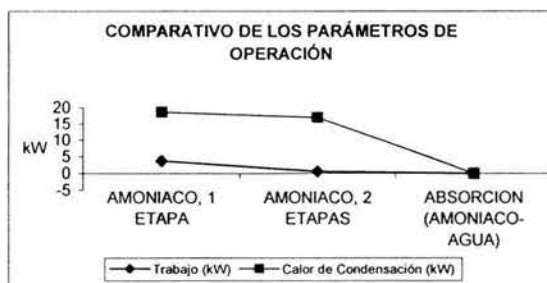
Dentro de la evaluación técnica, por supuesto se relacionan los datos obtenidos en el capítulo 3:

TABLA 5.2.2 PARÁMETROS ENERGÉTICOS EVALUADOS.

	Flujo (kg/hr)	Ton Ref.	ER	Trabajo (kW)	Calor de Condensación (kW)	COP
AMONIACO, 1 ETAPA	48.96	150	14.87	3.74	18.61	3.98
AMONIACO, 2 ETAPAS	48.96	150	16.36	0.6	16.95	27.72
ABSORCION (AMONIACO-AGUA)	40.72	150	12.18	0.004	-0.004	79.32

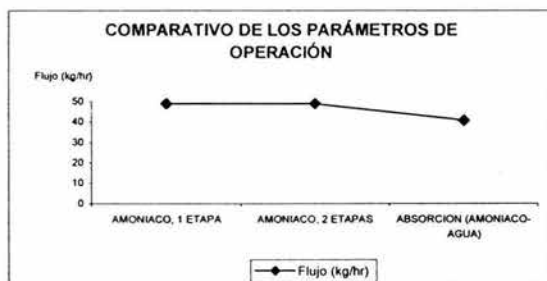
Fuente: Elaboración Propia

GRÁFICA 5.2.2 PARÁMETROS ENERGÉTICOS EVALUADOS (TRABAJO, CALOR DE CONDENSACIÓN).



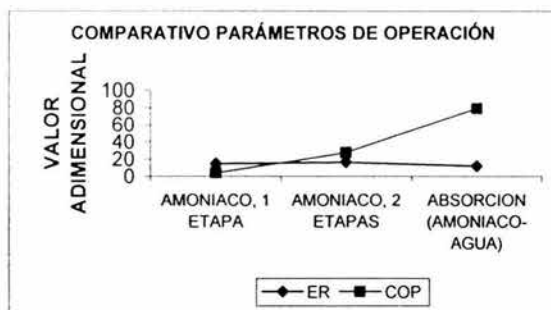
Fuente: Elaboración Propia

GRÁFICA 5.2.3 PARÁMETROS ENERGÉTICOS EVALUADOS (FLUJO).



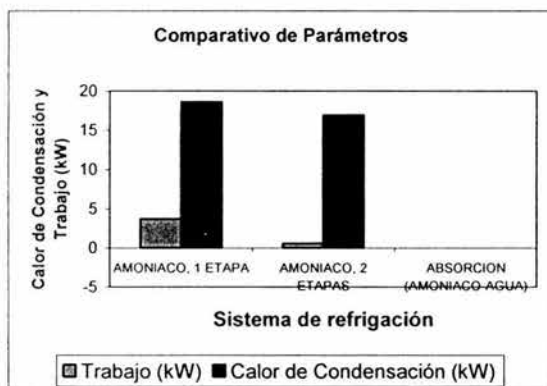
Fuente: Elaboración Propia

GRÁFICA 5.2.4 PARÁMETROS ENERGÉTICOS EVALUADOS (EFECTO REFRIGERANTE Y COP).



Fuente: Elaboración Propia

GRÁFICA 5.2.5 PARÁMETROS ENERGÉTICOS EVALUADOS (COMPARATIVO).



Fuente: Elaboración Propia

5.2.2 Evaluación Económica de Alternativas.

En el aspecto económico, se indican los costos de inversión, operación y mantenimiento.

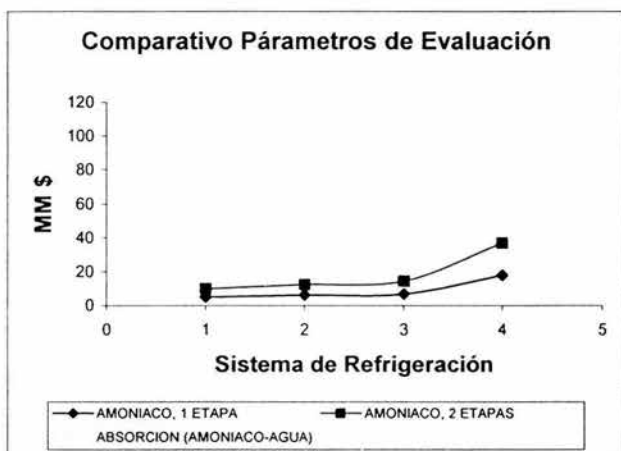
Los costos de operación incluyen el 10% de la inversión inicial en compresión (7% a servicios y 3% a administrativos) y el 12% en Absorción (8% a servicios y 4% a administrativos) y se basan en costos estándares para industrias nacionales del sector energía.

De la misma forma los costos de mantenimiento incluyen el costo del refrigerante y sueldos de operarios.

TABLA 5.2.3 PARÁMETROS ECONÓMICOS EVALUADOS.

	Costos Inversión MM\$	Costos de operación MM\$	Costos de Mantenimiento MM\$	Total (operación + mantenimiento) MM\$
AMONIACO, 1 ETAPA	5	6.25	6.75	18
AMONIACO, 2 ETAPAS	10	12.5	14.5	37
ABSORCION (AMONIACO-AGUA)	28	35	49	112

GRÁFICA 5.2.3 PARÁMETROS ECONÓMICOS EVALUADOS.

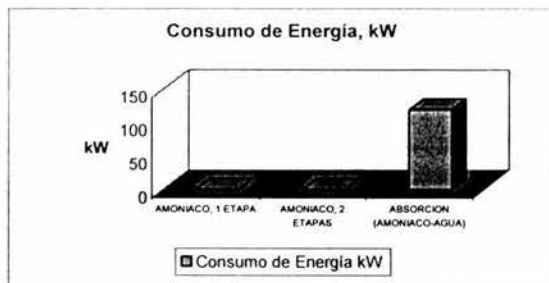


Fuente: Elaboración Propia

TABLA 5.2.4 EVALUACIÓN TERMOECONÓMICA DE ALTERNATIVAS.

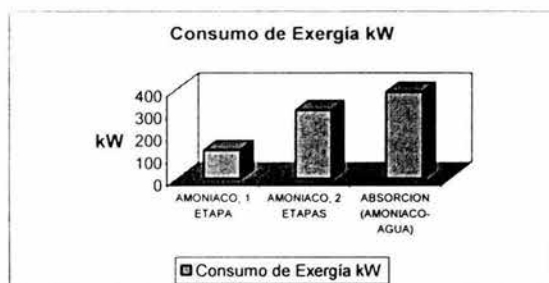
	Consumo de Energía kW
AMONIACO, 1 ETAPA	0.0142
AMONIACO, 2 ETAPAS	0.0217
ABSORCION (AMONIACO-AGUA)	119.42

GRÁFICA 5.2.4 EVALUACIÓN TERMOECONÓMICA DE ALTERNATIVAS.



Fuente: Elaboración Propia

	Consumo de Exergía kW
AMONIACO, 1 ETAPA	129.6555
AMONIACO, 2 ETAPAS	308.9157
ABSORCION (AMONIACO-AGUA)	391.08



Fuente: Elaboración Propia

TABLA 5.2.2 PARÁMETROS EXÉRGICOS EVALUADOS.

	Costo exérgico de un flujo (kW), B*	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensional), k	Costos exoergoeconómico de flujo (\$/seg), Pl	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/g.h), c*	Costo termoeconómico de flujo (\$/seg), Pl*	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/g.h), c*
1 Etapa	72.52	35.82	2.13	11.48	0.0015	0.000282	4.84
2 Etapas	4025	51.8	126.23	0.0259	2.77	0	0
Absorción	3.11×10^5	82.46	5.98×10^{18}	3.89×10^{14}	5.62×10^{-3}	1.53×10^{14}	2.94×10^{13}

5.2 Selección Óptima del sistema de Refrigeración

Como se puede observar, el sistema de refrigeración por absorción requiere vapor de calentamiento y agua de enfriamiento en el condensador, servicios que no se disponen en las plantas de fabricación de hielo, además requieren de mayor equipo y por lo tanto mayor espacio, lo cual también lo limita, debido a que no se dispone de mucho espacio.

Por otra parte, requiere de más equipo de transferencia de calor, por lo que el mantenimiento aumenta.

Debido a esto, y en comparación con el sistema de compresión de vapor, se selecciona este último, ya que no requiere de mucho equipo, no requiere de otros servicios y la operación es fácil. Sin embargo, de acuerdo a las evaluaciones realizadas en capítulos anteriores, se considera que es mejor la refrigeración mecánica con dos etapas.

Dentro de la inversión de refrigeración con amoniaco no se tomó en cuenta la inversión que tendría al tener un generador de vapor y un sistema de tratamiento de agua y una torre de enfriamiento, ya que esto aumentaría considerablemente la inversión.

Para la aplicación que se requiere se selecciona el sistema de refrigeración por compresión, aunque la inversión es un poco mayor, se requiere menor espacio para el equipo (menos equipo en este sistema) y menores servicios (solamente el refrigerante). El sistema de refrigeración seleccionado corresponde al de compresión de vapor con refrigerante Amoniaco, en dos etapas de compresión.

Las razones por las cuáles se hace dicha selección son las siguientes, además de las mencionadas con anterioridad para reducción y discriminación teórica de las alternativas.

- 2 etapas de compresión para aumentar el E. R.
- El calor en el condensador es menor con dos etapas de compresión, lo que se refleja en el condensador de aire, menor potencia en los motores de las aspas del condensador, el área de transferencia de calor también se reduce, por lo que el costo del condensador será menor.
- La potencia del compresor es menor, por consiguiente su costo también es reducido.
- Se presentan menos problemas de operación con economizador, ya que con saturador habrá más pérdidas de presión debido a los accesorios que se encuentran de la salida de la 1ª etapa de compresión al tanque saturador.
- El refrigerante Amoniaco es el más comercial y su disposición es mayor, ya que el propileno tiene otros usos.

Como se puede observar, el sistema de refrigeración por absorción no es viable porque se necesitan dos fluidos: el refrigerante y el absorbente, así como un mayor número de equipos ya que requiere bombas, absorbedor, generador, compresor térmico, etc. El uso es limitado para grandes capacidades. Este sistema es conveniente en sistemas de aire acondicionado y en pequeños refrigeradores domésticos. Además requiere vapor de agua.

En la cuestión económica el costo inicial de este sistema es muy alto, más complejo y requiere mayor espacio para su funcionamiento, además requiere agua de condensación.

En la cuestión económica, se puede ver que el valor presente neto que se obtiene con las mismas condiciones de interés y el mismo intervalo de tiempo es positiva para el caso de la refrigeración mecánica, tanto en 1 etapa como en 2 etapas de compresión, lo que significa que el beneficio es mayor que los costos.

En el caso de la refrigeración por absorción, el dato es negativo.

Y para complementar, se tiene que la relación beneficio – costo es mayor en el sistema de refrigeración con 2 etapas de compresión.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES.

En este trabajo se ha presentado una evaluación del Costo exérgico, mostrándose también su aplicación práctica al cálculo de costos en los sistemas de refrigeración de una planta productora de hielo.

La exergia, y más concretamente las exergias perdida y destruida que tienen lugar en los procesos reales, es la única medida que cuantifica, según una base termodinámica correcta, las ineficiencias de los distintos equipos que componen una instalación.

Por otra parte, el rendimiento exérgico, es un parámetro idóneo para comparar de manera racional el comportamiento de distintos equipos, e incluso plantas completas, aún cuando los elementos confrontados tengan características y utilidades diferentes.

Por lo tanto, los ahorros de exergia no sólo deben buscarse en equipos con bajos rendimientos exérgicos, sino también en aquellos que con rendimientos elevados procesan grandes cantidades de exergia.

El concepto de costo utilizado en el presente trabajo, no debe confundirse con el que tiene su origen en la producción con el valor en uso o precio de mercado. En la Teoría del Costo Exérgico es el consumo de recursos lo que cuantifica el valor en costo de los productos funcionales.

Partiendo de esta base y en el campo de los procesos de transformación energética, es procedente buscar una ley que de cuenta sistemática de la causa del consumo y una propiedad que objetive la intercambiabilidad de los distintos flujos de materia y/o energía y se ha demostrado que esta ley es el Segundo Principio y la propiedad es la exergia.

Partiendo de ambas se ha definido una nueva función termodinámica: el Costo Exérgico, que valora el consumo real de exergia que ha sido necesario para constituir cualquiera de los flujos internos y productos de una planta. La idea central es que toda disminución o incremento en el consumo de energía de una planta tiene su origen en la irreversibilidad de los procesos desarrollados en los equipos que la componen. Así, el proceso de formación del costo de los productos finales está ligado indisolublemente a la eficiencia termodinámica de aquellos equipos que de forma sucesiva van contribuyendo a su formación a partir de las materias primas. En conclusión, todo flujo interno o producto tiene un costo exérgico unitario mayor que la unidad, que depende de la calidad del funcionamiento y de la estructura concreta de la fábrica de hielo estudiada.

Otra conclusión importante es precisamente la unicidad de la matriz **A** en lo que se refiere al cálculo de ambos costos (termodinámicos y económicos), pues refleja el paso de unos a otros solo proviene de modificar las unidades en que se expresan, (kJ o pesos) los factores de producción repercutidos como costo. Queda así puesta de manifiesto la conexión entre la termodinámica y la economía.

Considerando que la exergia es la moneda universal de cambio incluso cuando se trata de costos económicos no supone una limitación en el análisis, por cuanto a través del vector de valoración externa puede introducirse un esquema de valores (precios) que cuantifique de forma diferente el origen de los distintos recursos consumidos: materias primas, fuentes de energía, mano de obra, amortización, etc. Sobre dicho esquema de valores así como sobre los precios de mercado de los flujos internos y productos finales de una instalación.

Los balances de exergia pueden aplicarse desde los equipos individuales y plantas industriales hasta para el conjunto de toda la economía, pasando por sectores económicos e industriales.

Al usar los diagramas de flujos de energía (Ver Anexo I, Diagramas de Sankey), conducen a análisis erróneos en dos aspectos importantes. Primero, éstos implican unas pérdidas inferiores a las reales (exergía) en algunos sectores, haciéndonos pensar en soluciones erróneas al problema energético. Segundo, indican eficiencias en algunos sectores más elevadas que las reales (rendimiento exérgico) haciéndonos pensar que el estado tecnológico de los procesos energéticos (producción, transformación y consumo) es suficientemente avanzado.

Por otro lado los diagramas de flujo de exergía (Ver Anexo I, Diagramas de Grassman) muestran el estado real de la situación energética y nos informan mucho más certeramente de qué sectores derrochan la energía primaria consumida como consecuencia de un desarrollo tecnológico insuficiente.

Es posible, considerando únicamente el estado actual de la tecnología, reducir en un tercio el consumo específico de energía en la fábrica de hielo analizada. El margen existente entre los consumos actuales de energía y los requerimientos mínimos teóricos indica el potencial disponible para reducciones aun más drásticas a través del desarrollo de nuevos procesos o de la modificación de los actuales. La investigación en procesos industriales más eficientes debe recibir al menos tanta prioridad como el desarrollo de las nuevas fuentes de energía.

Así, cuando se diseñan las políticas de ahorro de energía el énfasis se pone en la eliminación o aprovechamiento de los flujos de energía perdida. Pronto se ve que las tendencias clásicas de reducción de consumos (compresores de tipo tornillo o bien nuevos esquemas como la utilización de la refrigeración por absorción) Resultan insuficientes a la hora de conseguir ahorros de energía superiores al 10-15%.

Para superar ampliamente esta cota se necesitan técnicas diferentes cuyo fundamento teórico sólo cabe encontrarlo en disciplinas como la Termoeconomía.

Esta toma de conciencia, contribuye entre otras cosas a dar cauces de expresión y marcar nuevos objetivos a la ciencia de la Termoeconomía.

Es necesario plantear en primer lugar la interrogante de cómo evaluar objetivamente la eficiencia de un sistema o proceso en general. Esto nos exige comparar el producto obtenido con el consumo o costo que ha sido necesario para obtenerlo. Los índices tradicionales de eficacia energética de los procesos manejan como equivalentes todas las formas de energía, sin considerar sus calidades. Se ha encontrado que una forma más racional es con el empleo de la exergía, ya que así se toman en cuenta las verdaderas capacidades de producir un efecto útil, aplicando los dos principios de la Termodinámica. La exergía necesaria para obtener un producto funcional es siempre mayor a la contenida en él y lógicamente dependerá del proceso seguido para obtenerlo.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, Refrigerating and air conditioning and air conditioning engineers, US Department of Energy., Chapter 1.

Belá G. Lipták, Optimizing controls for chillers and heat pumps, Chem. Eng., Vol. 90, No. 16, Oct. 17, 1983, p. 40.

Boustead, I.; Hancock, G.F.; "Handbook of Industrial Energy Analysis". Ellis Horwood Limited, Chichester, 1981.

C.W. Chung, Save with hybrid refrigeration, Hydrocarbon Processing, Vol. 63, No. 1, July 1984, p. 73.

David Burgardt, Ingeniería Termodinámica. Ed. Harla, México, 1998, pp. 158.

D.F. Ballou, et. al., Design and Cost Estimating Mechanical Refrigeration Systems, Hydrocarbon Processing, Vol. 46, No. 6, June 1967, p. 118.

E.K. Tanzer, Comparing Refrigeration Systems, Part I, Chem. Eng. Vol. 70. No. 12, June 24, 1963, p. 215.

E.K. Tanzer, Comparing Refrigeration Systems, Part II, Chem. Eng. Vol. 70. No. 13, June 24, 1963, p. 105.

Fideicomiso para el Ahorro de Energía Eléctrica.- Diagnósticos Energéticos, Rama Industrial Hielo, año 2001

Gaggioli, R.A.; El Sayed, Y.M.; "A Critical Review of Second Law Costing Methods". Second Law Analysis of Thermal Systems. ASME Book, I00236, 1987, pp. 59-73.

Guallar J. y Valero A., "Estudio termoeconómico de una planta simple de cogeneración", Págs. 1B a 10B.

Guillermo H. Hoyos, John D. Muzzy, Use low-grade waste heat for refrigeration, Chem. Eng., Vol. 87, No. 10, May 5, 1980, p. 140.

Gutiérrez Ávila, J., Quinto Diez, P., Lugo Leyte R. y Toledo Velásquez, M., "Estudio del comportamiento energético de un sistema experimental de refrigeración", págs. 119 a 125.
Howard W. Sibley, Selecting refrigerants for process systems, Chem. Eng. Vol. 90, No. 11, May 16, 1983, p. 71

J. Starczewski, Better refrigerant exchanger design, Hydrocarbon Processing Vol. 64, No. 4, April 1985, p. 93.

J.L. Baggio, Optimiza refrigeration design, Hydrocarbon Processing, Vol. 63, No. 1, January, 1984, p. 97.

James M. Calm, Alternative Refrigerants: Challenges, Opportunities, Heating/Piping/Air Conditioning, Vol. 64, No. 5, May 1992, p. 81-87.

Kenneth J. Vargas, Trouble-shooting compression refrigeration systems, Chem. Eng. Vol. 89, No. 7, March 22, 1982, p. 137

Kotas, T.J.; "The Exergy Method of Thermal Plants Analysis", Butter Worths, London, 1985.

Kourremenos D.A. and Rogdakis, E. D, Thermal Section, "The irreversible $\text{nh}_3/\text{h}_2\text{o}$ absorption cycle and its graphical representation", Págs.97-103.

Krane, R.J., Tsatsaronis G, "exergy analysis and thermoeconomics in search of cost effective solutions part 1: exergy analysis", Págs. 361 a 381.

Kreith F., West R.E. , "Economic Methods", Handbook of Energy Efficiency, Págs. 101 a 103, 380 a 389, 394 a 396, 423 a 449, 682 a 700.

Lozano Serrano, M.A, Valero Capilla A., "Thermoeconomics applied to an air conditioning system with cogeneration", The Chartered Institution of Building Services Engineers, Págs. 37 a 42.

Lozano, M.;A.; Valero, A.; "Determinación de la exergía para sustancias de interés industrial". Ingeniería Química, Marzo, 1986, pp.119-128.

Lozano, M.A.; "Metodología para el análisis energético de calderas de vapor en Centrales Térmicas", Tesis Doctoral, Universidad de Zaragoza, 1987.

Lozano, M.A.; Valero, A.; "Methodology for calculating Exergy in Chemical Process". ASME Winter Annual Meeting, Chicago, 1988.

Martínez M., Islas J. y Best R., Laboratorio de Energía Solar, "exergy analysis of absorption systems for ice production", Págs. 507 a 513.

Memorias de Labores, FIDE, 2001

Paradowski H. and Dufresne J-P., Hydrocarbon Processing., "Process analysis shows how to save energy", Págs. 103 a 108.

Practical Guide to Energy Management For Facilities Engineers And Managers., COMPRESSED AIR SYSTEM., Págs. 337 a 413.
REFRIGERATION SYSTEMS, Chapter 12, págs. 417 a 447.

Reistad, G.M.; Gaggioli, R.A.; "Available Energy Costing. ACS Symposium Series, No. 122, 1980, pp. 143-159.

Robert W. Zafft, How to Size and Find the Cost of Absorption Refrigeration, Hydrocarbon Processing, Vol. 46, No. 6, June 1967, p. 131.

Szargut, J.; Morris, D.F.; "Cumulative Exergy Consumption and Cumulative Degree of Perfection of Chemical Processes". Energy Research, Vol. 11, 1987, pp. 245-261.

Ted Pannkike, Pe., The Vapor Compression Refrigeration Cycle, Heating/Piping/Air Conditioning, Vol. 67, No. 11, November 1995, p. 57-63.

Tsatsaronis, G.; Winhold, M., "Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy conversion Plants". Energy, Vol. 10, 1985, pp. 69-94.

Valero, A. "Bases termoeconómicas del ahorro de exergía", 2da. Conferencia Nacional sobre Ahorro Energético y Alternativas Energéticas, Zaragoza, 1982.

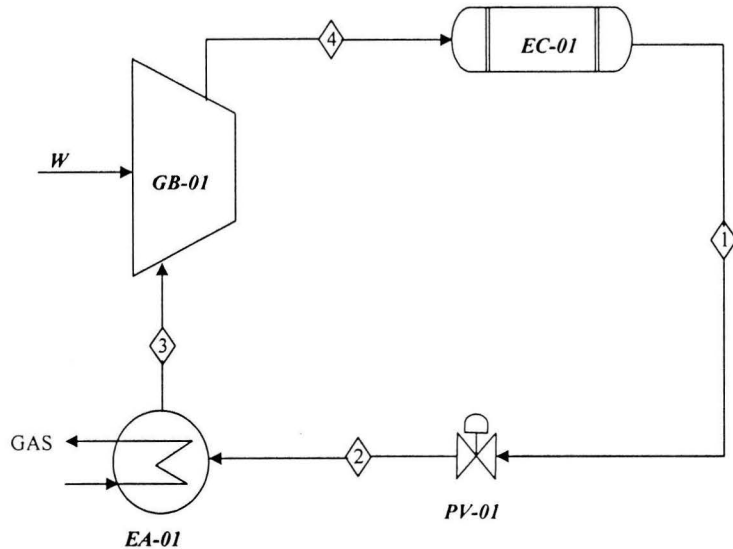
Valero, A.; Guallar, J.; Muñoz, M.: "The Exergetic Cost and Related Concepts. An Application to a Simple Cogeneration Plant". Second Law Analysis of Thermal Systems. ASME Book I00236, 1987, pp 123-130.

Valero, A.; Lozano, M.A.; Muñoz, M. "A General Theory of Exergy Saving". ASME, WAM 1986, AES-Vol. 2.3, pp 1-21.

Valero, M.A. Lozano, J.A. Alcochel y J. Mazón., "Análisis energético aplicado a la explotación de pruebas de rendimiento de grupos térmicos", Págs. De 2-A, 3-A, 4-A, 5-A, 6-A, 7-A, 8-A, 9-A, 10-A, 11-A, 12-A y 13-A.

ANEXO 1

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO



LISTA DE EQUIPO

<u>EQUIPO</u>	<u>SERVICIO</u>
PV-01	Válvula de expansión
EA-01	Evaporador
GB-01	Compresor de refrigerante
EC-01	Condensador de refrigerante

REFRIGERACION MECANICA DE UNA ETAPA

LISTA DE EQUIPO

No.	EQUIPO	SERVICIO
1	PV-01	Válvula de expansión
2	EA-01	Evaporador
3	GB-01	Compresor de refrigerante
4	EC-01	Condensador de refrigerante

REFRIGERACION MECANICA DE UNA ETAPA
AMONIACO

Balances de Masa

Válvula de expansión, PV-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
1	0.01357	
2		0.01357
TOTAL	0.01357	0.01357

Evaporador, EA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
2	0.01357	
3		0.01357
TOTAL	0.01357	0.01357

Compresor, GB-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
3	0.01	
4		0.01
TOTAL	0.01	0.01

Condensador de Refrigerante, EC-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
4	0.01	
1		0.01
TOTAL	0.01	0.01

Balace de masa total

Equipo	Clave	Entra kg/hr	Sale kg/hr
Válvula de expansión	PV-01	0.01	0.01
Evaporador	EA-01	0.01	0.01
Compresor de refrigerante	GB-01	0.01	0.01
Condensador de refrigerante	EC-01	0.01	0.01
TOTAL		0.05	0.05

Balances de Energía

Válvula de expansión, PV-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
1	0.0012	
2		0.0012
TOTAL	0.0012	0.0012

Evaporador, EA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
2	0.0012	
3		0.0054
Q_E	0.0041	
TOTAL	0.0054	0.0054

Compresor, GB-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
3	0.0054	
4		0.0064
W	0.00104	
TOTAL	0.0064	0.0064

Condensador de Refrigerante, EC-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
4	0.0064	
1		0.0012
Q_C	-0.0052	
TOTAL	0.0012	0.0012

Balance de energía total

Equipo	Clave	Entra kW	Sale kW
Válvula de expansión	PV-01	0.0012	0.0012
Evaporador	EA-01	0.0054	0.0054
Compresor de refrigerante	GB-01	0.0064	0.0064
Condensador de refrigerante	EC-01	0.0012	0.0012
TOTAL		0.0142	0.0142

Balances de Exergía

Válvula de expansión, PV-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
1	32.9547		
2		32.3891	
TOTAL	<u>32.9547</u>	<u>32.3891</u>	<u>0.5656</u>

Evaporador, EA-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
2	32.3891		
3		30.2863	
Q _E	0.0041		
TOTAL	<u>32.3933</u>	<u>30.2863</u>	<u>2.1070</u>

Compresor, GB-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
3	30.2863		
4		34.0254	
W	0.0010		
TOTAL	<u>30.2873</u>	<u>34.0254</u>	<u>-3.7381</u>

Condensador de Refrigerante, EC-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
4	34.0254		
1		32.9547	
Q _C	-0.0052		
TOTAL	<u>34.0202</u>	<u>32.9547</u>	<u>1.0655</u>

Balance de exergía total

Equipo	Clave	Entra kW	Sale kW	Exergía Destruída kW
Válvula de expansión	PV-01	32.9547	32.3891	0.5656
Evaporador	EA-01	32.3933	30.2863	2.1070
Compresor de refrigerante	GB-01	30.2873	34.0254	-3.7381
Condensador de refrigerante	EC-01	34.0202	32.9547	1.0655
TOTAL		<u>129.6555</u>	<u>129.6555</u>	<u>0.0000</u>

GAS REFRIGERANTE: AMONIACO

CORRIENTE	W(kg/s)	P(kg/cm ²)	T(°C)	Fase	Calidad(%)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	b(kJ/kg)	E(kW)	B(kW)
1	0.0136	12.02	31	L	0	327.27	1.216	2429.096	4.440	32.9547
2	0.0136	2.24	-16	L-V	0.18	327.27	1.356	2387.406	4.440	32.3891
3	0.0136	2.24	-16	V	1	1423.27	5.554	2232.402	19.309	30.2863
4	0.0136	12.02	116.55	V	1	1698.8821	5.554	2508.014	23.048	34.0254

Condiciones estandar de refrigerante:

$T_s = 298 \text{ K}$
 $h = -645.56 \text{ kJ/kg}$
 $s = 6.103 \text{ kJ/kgK}$
 $T_L = 257$
 $T_H = 310$

$Q_E = 0.1535 \text{ MW}$
 $Q_C = -0.16 \text{ MW}$
 $W = 0.0385 \text{ MW}$
 $COP = \frac{Q_{entr}}{W_{neto}}$
 $COP = 3.99$

TEORÍCOS

$ER = 1096.00 \text{ kJ/kg}$
 $W = 275.61 \text{ kJ/kg}$
 $Q_{con} = 1371.61 \text{ kJ/kg}$
 $Cierre = 1371.61$
 $m = 0.81 \text{ kg/min}$
 $COP = 3.98$
 $Pot. Esp. = 0.88 \text{ kW/Ton}$

0.013566667 kg/s

A	1	2	3	4	5	6	7	E	B
1	1	-1	0	0	0	0	0	4.44	32.95
2	0	1	-1	0	1	0	0	4.44	32.39
3	0	0	1	-1	0	1	0	19.31	30.29
4	-1	0	0	1	0	0	-1	23.05	34.03

B.Ener	B.Exergía
0.00	0.57
0.00	4.47
0.00	0.00
0.00	0.35
	5.39

14.87	2.37
3.74	3.74
18.61	0.72

A	1	2	3	4	5	6	7
1	1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2	0.0	1.0	-1.0	0.0	-1.0	0.0	0.0
3	0.0	0.0	1.0	-1.0	0.0	1.0	0.0
4	-1.0	0.0	0.0	1.0	0.0	0.0	-1.0
Ec.aux. 5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.0	0.0
6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.0
7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

INVERSA

-14.40	0.00	-15.40	-15.40	15.40	-15.40	466.48	0.00	-0.00061263
-15.40	0.00	-15.40	-15.40	15.40	-15.40	466.48	0.00	-0.00380518
-14.40	0.00	-14.40	-14.40	14.40	-14.40	466.48	0.00	-0.00132705
-14.40	0.00	-15.40	-14.40	15.40	-14.40	466.48	0.00	-0.00149829
-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	1.00	-1.00	0.00	3.74	-0.00724315
0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	-11.4897892
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	-3.36508105

Costo exérgico de un flujo (kW), B*	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensional), k	Costos exoergoeconómico de flujo (\$/seg), PI	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c*	Costo termoeconómico de flujo (\$/seg), PI*	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c
57.59	32.95	1.75	-1392.82	-24.1846586	0.00226	-42.26461358
57.59	32.39	1.78	-1392.82	-24.18464796	0.00226	-43.00264259
53.85	30.29	1.78	-1404.30	-26.07716655	0.00211	-46.36772364
57.59	34.03	1.69	-1404.31	-24.38419119	0.00226	-41.27242988
3.74	2.37	1.58	11.48979	3.072844801	0.00015	4.843704259
3.74	3.74	1.00	-0.0072432	-0.001937118	0.00015	-0.001937118
0.00	0.72	0.00	-11.49	0	0.00000	-15.95100482

REALES		KW	
ER	1315.90 kJ/kg	18.80	
W	329.63 kJ/kg	4.71	
Qcon	1406.22 kJ/kg	20.09	
Cierre	1645.53		
m	0.86 kg/min	0.014283333	kg/s
COP	3.99		
Pot. Esp.	0.88 kW/Ton		
η_s	0.84	0.79	
	0.83612566		

CORRIENTE	W(kg/s)	P(kg/cm ²)	T(°C)	Fase	Calidad(%)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	b(kJ/kg)	E(kW)	B(kW)
1	0.0143	13.25	35	L	0	346.80	1.279	2429.852	4.953	34.7064
2	0.0143	2.24	-16	L-V	0.18	346.80	1.356	2406.936	4.953	34.3791
3	0.0143	2.24	-16	V	1	1423.27	5.554	2232.402	20.329	31.8861
4	0.0143	13.25	116.55	V		1752.90	5.735	2508.035	25.037	35.8231
									18.80	2.37E+00
									4.71	4.71
									20.09	2.48115111

Th 340

B: Energía	B: Exergía
0.00	0.33
3.42	4.87
0.00	0.77
0.00	-1.36

Costo exérgico de un flujo (kW)	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensional)	Costos exoergoconómico de flujo	Costo termoeconómico unitario de un flujo	Costo termoeconómico de flujo (\$/seg), P1	Costo termoeconómico unitario de un flujo
B*	un flujo	(\$/kg)	(\$/seg), P1	(\$/GJ), c'	flujo (\$/seg), P1	flujo (\$/GJ), e
72.52	34.7064	2.089441656	-1392.82	-19.20680352	0.00282	-40.13149536
72.52	34.3791	2.109335022	-1392.82	-19.20679507	0.00282	-40.51356552
67.81	31.8861	2.126590282	-1404.30	-20.70978229	0.00264	-44.04122176
72.52	35.8231	2.024308127	-1404.31	-19.36526692	0.00282	-39.20126721
4.71	2.37E+00	1.984823348	11.48979	2.440370456	0.00018	4.843704259
4.71	4.71	1	-0.0072432	-0.001538407	0.00018	-0.001538407
0.00	2.48115111	0	-11.49		0.00000	-4.630830078

DIAGRAMA DE SANKEY, REFRIGERACIÓN TRA. ETAPA

Balance de Energía

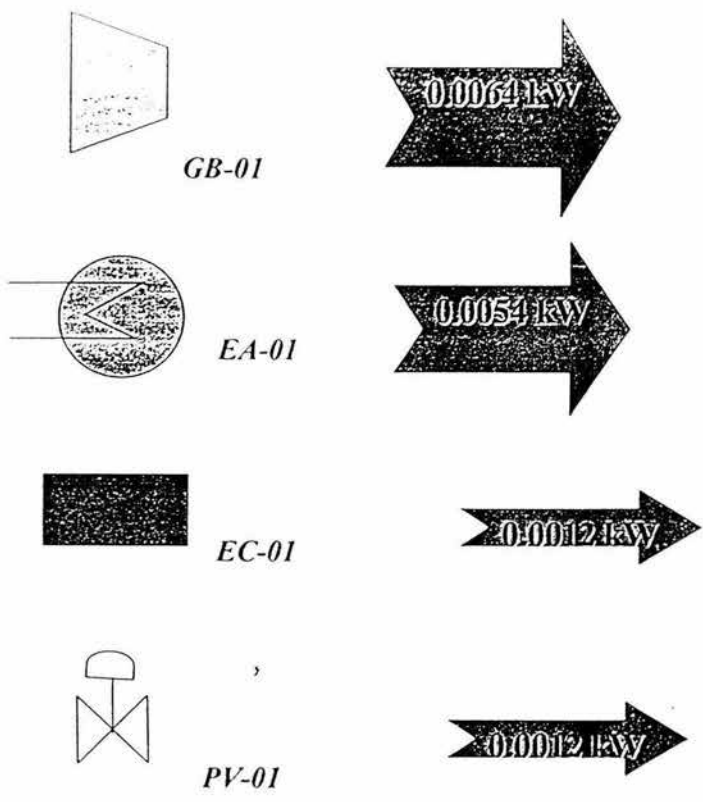


DIAGRAMA DE GRASSMANN, REFRIGERACIÓN TRA .
ETAPA
Balace de Exergia

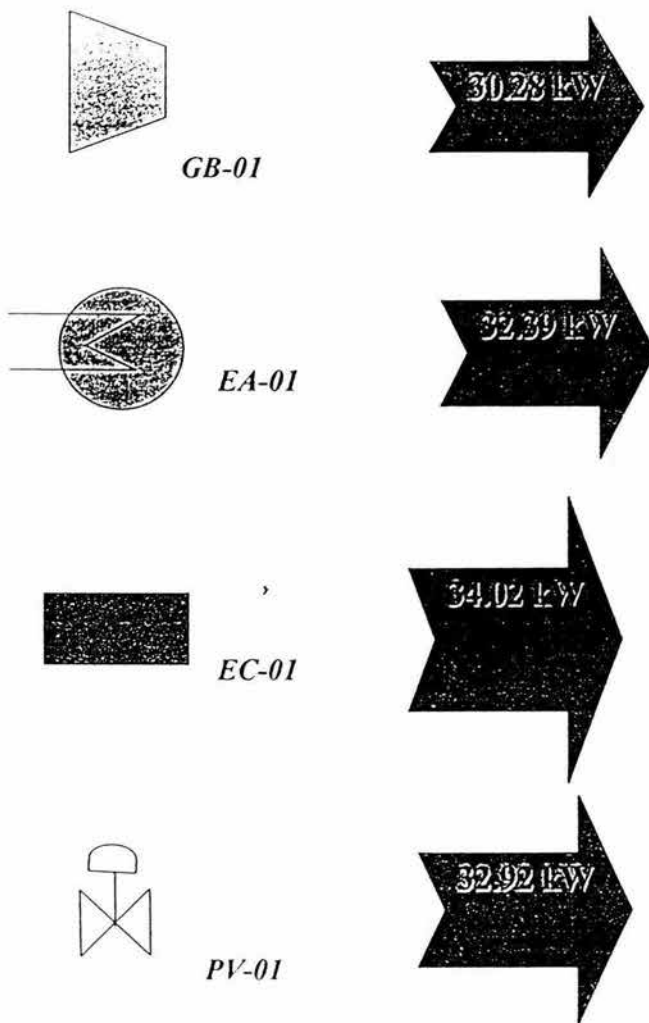
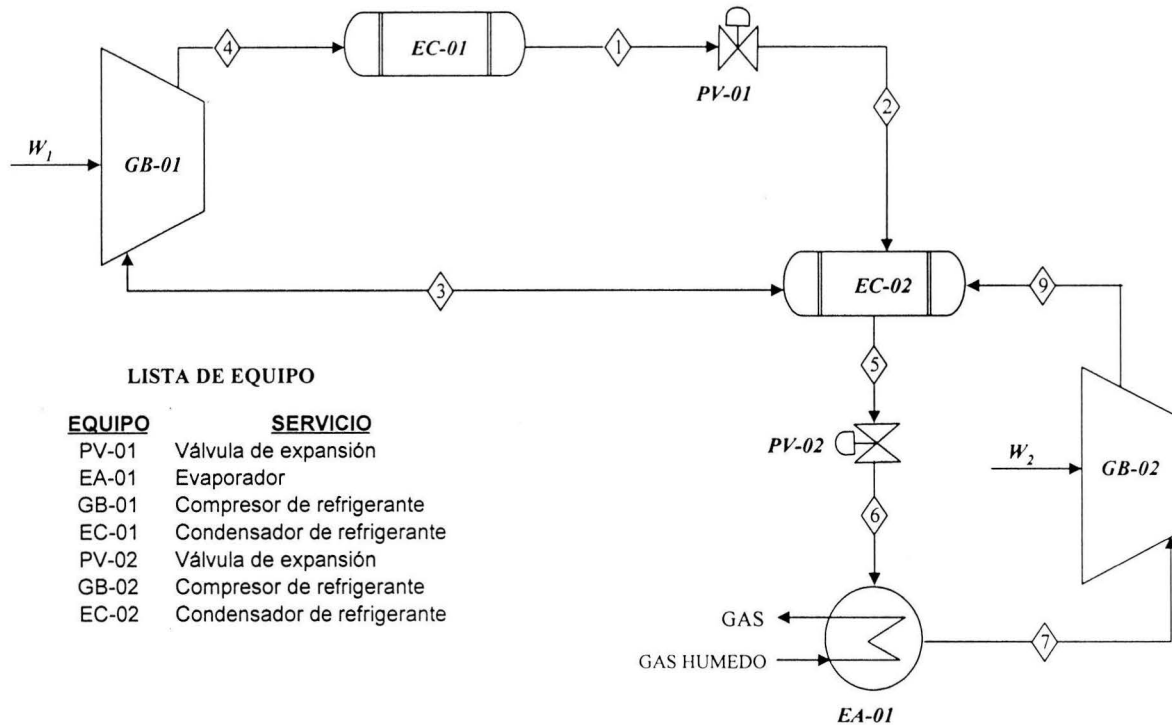


DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO



REFRIGERACION MECANICA DE DOS ETAPAS

LISTA DE EQUIPO

No.	EQUIPO	SERVICIO
1	PV-01	Válvula de expansión
2	EA-01	Evaporador
3	GB-01	Compresor de refrigerante
4	EC-01	Condensador de refrigerante
5	PV-02	Válvula de expansión
6	GB-02	Compresor de refrigerante
7	EC-02	Condensador de refrigerante

REFRIGERACION MECANICA DE DOS ETAPAS
AMONIACO

Balances de Masa

Válvula de expansión, PV-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
1	0.0136	
2		0.0136
TOTAL	0.0136	0.0136

Condensador de Refrigerante, EC-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
4	0.0136	
1		0.0136
TOTAL	0.0136	0.0136

Compresor, GB-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
3	0.0136	
4		0.0136
TOTAL	0.0136	0.0136

Evaporador, EA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
6	0.0136	
7		0.0136
TOTAL	0.0136	0.0136

Compresor, GB-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
7	0.0136	
8		0.0136
TOTAL	0.0136	0.0136

Condensador de Refrigerante, EC-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
2	0.0136	
8		0.0136
5	0.0136	
TOTAL	0.0136	0.0136

Válvula de expansión, PV-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/hr	<i>Salidas</i> kg/hr
5	0.0136	
6		0.0136
TOTAL	0.0136	0.0136

Balance de masa total

Equipo	Clave	Entra kg/hr	Sale kg/hr
Válvula de expansión	PV-01	0.0136	0.0136
Evaporador	EA-01	0.0136	0.0136
Compresor de refrigerante	GB-01	0.0136	0.0136
Condensador de refrigerante	EC-01	0.0136	0.0136
Válvula de expansión	PV-02	0.0136	0.0136
Compresor de refrigerante	GB-02	0.0136	0.0136
Condensador de refrigerante	EC-02	0.0136	0.0136
TOTAL		0.0950	0.0950

Balances de Energía

Válvula de expansión, PV-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
1	0.0012	
2		0.0012
TOTAL	0.0012	0.0012

Condensador de Refrigerante, EC-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
4	0.0055	
1		0.0012
Q_{C1}	-0.0043	
TOTAL	0.0012	0.0012

Compresor, GB-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
3	0.0055	
4		0.0055
W_1	0.000034	
TOTAL	0.0055	0.0055

Evaporador, EA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
6	0.0008	
7		0.0054
Q_E	0.0046	
TOTAL	0.0054	0.0054

Compresor, GB-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
7	0.0054	
8		0.0055
W_2	0.00013	
TOTAL	0.0055	0.0055

Condensador de Refrigerante, EC-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
2	0.0012	
8	0.0055	
5		0.0008
Q_{C2}	-0.0047	
TOTAL	0.0020	0.0008

Válvula de expansión, PV-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas kW</i>	<i>Salidas kW</i>
5	0.0008	
6		0.0008
TOTAL	0.0008	0.0008

Balance de energía total

Equipo	Clave	Entra kW	Sale kW
Válvula de expansión	PV-01	0.0012	0.0012
Evaporador	EA-01	0.0054	0.0054
Compresor de refrigerante	GB-01	0.0055	0.0055
Condensador de refrigerante	EC-01	0.0012	0.0012
Válvula de expansión	PV-02	0.0008	0.0008
Compresor de refrigerante	GB-02	0.0055	0.0055
Condensador de refrigerante	EC-02	0.0020	0.0008
TOTAL		0.0217	0.0205

Balances de Exergía

25/05/2004

Válvula de expansión, PV-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
1	32.7126		
2		32.6843	
TOTAL	32.7126	32.6843	0.0283

Condensador de Refrigerante, EC-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
4	48.8106		
1		32.7126	
Q _{C1}	-0.0043		
TOTAL	48.8063	32.7126	16.0937

Compresor, GB-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
3	49.2065		
4		48.8106	
W ₁	0.000034		
TOTAL	49.2065	48.8106	0.3960

Evaporador, EA-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
6	33.0439		
7		30.2846	
Q _E	0.00456		
TOTAL	33.0484	30.2846	2.7638

Compresor, GB-02

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
7	30.2846		
8		49.2065	
W ₂	0.00013		
TOTAL	30.2848	49.2065	-18.9217

Condensador de Refrigerante, EC-02

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergía Destruída kW
2	32.6843		
8	49.2065		
5		32.9711	
Q _{C2}	-0.00468		
TOTAL	81.8861	32.9711	48.9150

Válvula de expansión, PV-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW	<i>Exergía Destruída</i> kW
5	32.9711		
6		33.0439	
TOTAL	32.9711	33.0439	-0.0728

Balance de exergía total

Equipo	Clave	Entra kW	Sale kW	Exergía Destruída kW
Válvula de expansión	PV-01	32.7126	32.6843	0.0283
Evaporador	EA-01	33.0484	30.2846	2.7638
Compresor de refrigerante	GB-01	49.2065	48.8106	0.3960
Condensador de refrigerante	EC-01	48.8063	32.7126	16.0937
Válvula de expansión	PV-02	32.9711	33.0439	-0.0728
Compresor de refrigerante	GB-02	30.2848	49.2065	-18.9217
Condensador de refrigerante	EC-02	81.8861	32.9711	48.9150
TOTAL		308.9157	259.7135	49.2022

GAS REFRIGERANTE: AMONIACO

CORRIENTE	W(kg/s)	P(kg/cm ²)	T(°C)	Fase	Calidad(%)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	b(kJ/kg)	ER (kW)	B(kW)
1	0.0136	13.25	31	L	0.000	327.27	1.276	2411.246	4.440	32.7126
2	0.0136	7.80	17	L-V	0.100	327.27	1.283	2409.160	4.440	32.6843
3	0.0136	7.80	17	V	1.000	1457.81	0.990	3627.014	19.778	49.2065
4	0.0136	13.25	31	V	1.000	1466.77	1.118	3597.830	19.899	48.8106
5	0.0136	7.80	17	L	0.000	217.59	0.844	2430.302	2.952	32.9711
6	0.0136	2.24	-16	L-V	0.084	217.59	0.826	2435.666	2.952	33.0439
7	0.0136	2.24	-16	V	1.000	1423.27	5.555	2232.283	19.309	30.2846
8	0.0136	7.80	17	V	1.000	1457.81	0.990	3627.014	19.778	49.2065

Condiciones estandar de refrigerante:

T. 298 K
 h= -645.56 kJ/kg
 s= 6.103 kJ/kgK

TEORICOS

ER	1205.68 kJ/kg	16.3571
W1	8.96 kJ/kg	0.1216
W2	34.54 kJ/kg	0.4686
Qcon1	1139.50 kJ/kg	15.4592
Qcon2	109.68 kJ/kg	1.4880
Cierre	1249.18	
m	0.81 kg/min	0.01356667 kg/s
COP	27.72	
Pot. Esp.	0.13 kW/Ton	

A	1	2	3	4	5	6	7	8	w1	w2	Qe	Qc1	Qc2	E	B
1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4 4400	32 7126
2	0	1	-1	0	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	4 4400	32 6843
3	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	19 7776	49 2065
4	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	1	0	0	19 8992	48 8106
5	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	1	0	0	0	2 9520	32 9711
6	0	0	1	-1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	2 9520	33 0439
7	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	19 3090	30 2846
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	19 7776	49 2065
	E	B												16 3571	2 6095
1	0.0000	0.0283												0.1216	0.1216
2	1.4880	-0.2868												0.4686	0.4686
3	0.0000	-0.0728												15.4592	2.4663
4	-15.8885	3.2278												1.4880	0.2374
5	-0.3470	-18.8003													
6	16.2355	3.0054													
7	0.0000	13.6317													
8	-1.4880	-0.2374													
9	#N/A	#N/A													
10	#N/A	#N/A													
11	#N/A	#N/A													
12	#N/A	#N/A													
13	#N/A	#N/A													

A	1	2	3	4	5	6	7	8	w1	w2	Qe	Qc1
	9	10	11	12								
1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	1	-1	0	-1	0	0	1	0	0	0	0
3	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	1	0
5	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	1	0	0
6	0	0	1	-1	0	0	0	0	1	0	0	0
7	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	-1
prop. 1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
prop. 2	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
prop. 3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
prop. 4	0	0	0	0	1/b5	-1/b6	0	0	0	0	0	0
prop. 5	1/b1	-1/B2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

$$\begin{aligned}
 B \cdot Q_E &= Q_E \\
 B \cdot W_1 &= W_1 \\
 B \cdot W_2 &= W_2 \\
 B^*_1/B_1 &= B^*_2/B_2 \\
 B^*_2 + B^*_3/B_2 + B^*_4 &= B^*_3 + B^*_5/B_3 + B^*_5 \\
 B^*_5/B_5 &= B^*_6/B_6
 \end{aligned}$$

A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	32.7126	-32.6843	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2	0.0000	1.0000	-49.2065	0.0000	-32.9711	0.0000	0.0000	49.2065	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	32.9711	-33.0439	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	33.0439	-30.2846	0.0000	0.0000	0.0000	16.3571	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	30.2846	-49.2065	0.0000	0.4686	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	49.2065	-48.8106	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1216	0.0000	0.0000	0.0000
7	-32.7126	0.0000	0.0000	48.8106	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-15.4592
prop. 1	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	16.3571	0.0000
prop. 2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1216	0.0000	0.0000	0.0000
prop. 3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4686	0.0000	0.0000
prop. 4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0303	-0.0303	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
prop. 5	0.0306	-0.0306	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

INVERSA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	0/w	Z	Z'
1	17.6754	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-18882.0052	0.0000	-0.00061263	0.00000000
2	17.6602	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-18898.3544	0.0000	-0.00503886	0.00000000
3	0.3589	-0.0203	-0.0203	-0.0203	-0.0203	0.0000	0.0000	0.0203	0.0000	0.0203	0.0000	-384.0622	0.0000	-0.00061263	0.00000000
4	0.3618	-0.0205	-0.0205	-0.0205	-0.0205	-0.0205	0.0000	0.0205	0.0205	0.0205	0.0000	-387.1776	0.0000	-0.00380518	0.00000000
5	0.0000	0.0000	-6.8632	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	7493.9522	0.0000	0.0000	-0.01664764	0.01664764
6	0.0000	0.0000	-6.8784	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	7477.4485	0.0000	0.0000	-0.01664764	0.01664764
7	0.0000	0.0000	-7.5051	-0.0330	0.0000	0.0000	0.0000	0.0330	0.0000	0.0000	8158.7185	0.0000	0.0000	-0.00503886	0.00000000
prop. 1	0.0000	0.0000	-4.6191	-0.0203	-0.0203	0.0000	0.0000	0.0203	0.0000	0.0203	5021.3668	0.0000	0.0000	0.00000000	0.00000000
prop. 2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	8.2266	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.00000000	0.00000000
prop. 3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	2.1340	0.0000	0.0000	0.1216	0.00000000	0.00000000
prop. 4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0611	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4686	0.00000000	0.00000000
prop. 5	-36.2599	-0.0647	-0.0647	-0.0647	-0.0647	-0.0647	-0.0647	0.0647	0.0647	0.0647	0.0000	38732.9215	0.0000	0.00000000	0.00000000

corrientes	Costo exérgico de un flujo (kW), B*	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensiona), k	Costos exoérgico de flujo (\$/seg), P1	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c*	Costo termoeconómico de flujo (\$/seg), P2	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c
1	0.0000	32.7126	0.0000	-0.0108	0.000000	0.0000	0.0000
2	0.0000	32.6843	0.0000	-0.0108	0.000000	0.0000	0.0000
3	0.0025	49.2065	0.0001	0.0003	0.125744	-0.0003	0.0000
4	0.0025	48.8106	0.0001	0.0007	0.262697	-0.0007	0.0000
5	3511.6111	32.9711	106.5057	0.0042	0.000001	0.0000	0.0000
6	3503.8775	33.0439	106.0371	0.0042	0.000001	0.0000	0.0000
7	3823.1157	30.2846	126.2394	0.0047	0.000001	0.0000	0.0000
prop. 1	2352.9781	49.2065	47.8184	0.0032	0.000001	-0.0003	0.0000
prop. 2	0.0000	2.6095	0.0000	0.0000	0.000000	0.0000	0.0000
prop. 3	0.2594	0.1216	2.1340	0.0000	0.000000	0.0000	0.0000
prop. 4	0.0000	0.4686	0.0000	0.0000	0.000000	0.0000	0.0000
prop. 5	0.0079	2.4663	0.0032	0.0253	3.218249	-0.0022	-0.0009

GAS REFRIGERANTE: AMONIACO

CORRIENTE	W(kg/s)	P(kg/cm ²)	T(°C)	Fase	Calidad(%)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	b(kJ/kg)	ER (kW)	B(kW)
1	0.014283	13.25	35	L	0.000	346.80	1.276	2430.776	4.953	34.7196
2	0.014283	7.80	17	L-V	0.100	346.80	1.283	2428.690	4.953	34.6898
3	0.014283	7.80	17	V	1.000	1457.81	0.990	3627.014	20.822	51.8059
4	0.014283	13.25	35	V	1.000	1468.29	1.118	3599.350	20.972	51.4107
5	0.014283	7.80	17	L	0.000	217.59	0.844	2430.302	3.108	34.7128
6	0.014283	2.24	-16	L-V	0.084	217.59	0.826	2435.666	3.108	34.7894
7	0.014283	2.24	-16	V	1.000	1423.27	5.555	2232.283	20.329	31.8844
8	0.014283	7.80	17	V	1.000	1457.81	0.990	3627.014	20.822	51.8059

Condiciones estandar de refrigerante:

T. 298 K
 h= -645.56 kJ/kg
 s= 6.103 kJ/kgK

REALES

kW

ER	1205.68 kJ/kg	16.3571
W1	10.48 kJ/kg	0.1422
W2	34.54 kJ/kg	0.4686
Qcon1	1121.49 kJ/kg	15.2149
Qcon2	129.21 kJ/kg	1.7529
Cierre	1250.70	
m	0.86 kg/min	0.01428333 kg/s
COP	115.05	
Pot. Esp.	0.03 kW/Ton	

A	1	2	3	4	5	6	7	8	w1	w2	Qe	Qc1	Qc2	E	B
1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4 9535	34 7196
2	0	1	-1	0	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	4 9535	34 6898
3	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	20 8224	51 8059
4	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	1	0	0	20 9721	51 4107
5	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	1	0	0	0	3 1079	34 7128
6	0	0	1	-1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	3 1079	34 7894
7	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	20 3290	31 8844
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	20 8224	51 8059
	E	B												16 3571	2 6095
1	0.0000	0.0298												0.1422	0.1422
2	1.8455	-0.0230												0.4686	0.4686
3	0.0000	-0.0766												15.2149	2.4273
4	-16.7525	3.3736												1.7529	0.2797
5	-0.3512	-19.7792													
6	16.2074	3.0046													
7	0.8037	14.2639													
8	-1.7529	-0.2797													
9	#N/A	#N/A													
10	#N/A	#N/A													
11	#N/A	#N/A													
12	#N/A	#N/A													
13	#N/A	#N/A													

A	1	2	3	4	5	6	7	8	w1	w2	Qe	Qc1
1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	1	-1	0	-1	0	0	1	0	0	0	0
3	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	1	0
5	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	1	0	0
6	0	0	1	-1	0	0	0	0	1	0	0	0
7	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	-1
prop. 1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
prop. 2	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
prop. 3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
prop. 4	0	0	0	0	1/b5	-1/b6	0	0	0	0	0	0
prop. 5	1/b1	-1/B2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

$$\begin{aligned}
 B^*Q_E &= Q_E \\
 B^*W_1 &= W_1 \\
 B^*W_2 &= W_2 \\
 B^*/B_1 &= B^*/B_2 \\
 B^*_2 + B^*/B_2 + B^*_5 &= B^*_3 + B^*/B_3 + B^*_5 \\
 B^*/B_5 &= B^*/B_6
 \end{aligned}$$

A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	34.7196	-34.6898	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2	0.0000	1.0000	-51.8059	0.0000	-34.7128	0.0000	0.0000	51.8059	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	34.7128	-34.7894	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	34.7894	-31.8844	0.0000	0.0000	0.0000	16.3571	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	31.8844	-51.8059	0.0000	0.4686	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	51.8059	-51.4107	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1422	0.0000	0.0000	0.0000
7	-34.7196	0.0000	0.0000	51.4107	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-15.2149
prop. 1	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	16.3571	0.0000
prop. 2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1422	0.0000	0.0000	0.0000
prop. 3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4686	0.0000	0.0000
prop. 4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0288	-0.0287	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
prop. 5	0.0288	-0.0288	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

INVERSA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	0/w	Z	Z'	
1	16.7885	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-20203.0017	0.0000	-0.00061263	0.00000000
2	16.7741	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-20220.3540	0.0000	-0.00503886	0.00000000
3	0.3238	-0.0193	-0.0193	-0.0193	-0.0193	0.0000	0.0000	0.0193	0.0000	0.0193	0.0000	0.0000	-390.3102	0.0000	-0.00061263	0.00000000
4	0.3263	-0.0195	-0.0195	-0.0195	-0.0195	-0.0195	0.0000	0.0195	0.0195	0.0195	0.0000	-393.3101	0.0000	-0.00380518	0.00000000	
5	0.0000	0.0000	-6.5189	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	7889.8244	0.0000	0.0000	-0.01664764	0.01664764	
6	0.0000	0.0000	-6.5333	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	7872.4489	0.0000	0.0000	-0.01664764	0.01664764	
7	0.0000	0.0000	-7.1285	-0.0314	0.0000	0.0000	0.0000	0.0314	0.0000	0.0000	8589.7073	0.0000	0.0000	-0.00503886	0.00000000	
prop. 1	0.0000	0.0000	-4.3873	-0.0193	-0.0193	0.0000	0.0000	0.0193	0.0000	0.0193	5286.6232	0.0000	0.0000	0.00000000	0.00000000	
prop. 2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	7.0334	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.00000000	0.00000000	
prop. 3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	2.1340	0.0000	0.0000	0.1422	0.00000000	0.00000000	
prop. 4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0611	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4686	0.00000000	0.00000000	
prop. 5	-37.2081	-0.0657	-0.0657	-0.0657	-0.0657	-0.0657	-0.0657	0.0657	0.0657	0.0657	0.0000	44773.2398	0.0000	0.00000000	0.00000000	

corriente	Costo exérgico de un flujo (kW), B*	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensional), k	Costos exoergoeconómico de flujo (\$/seg), Pl	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c'	Costo termoeconómico de flujo (\$/seg), Pl'	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c''
1	0.0000	34.7196	0.0000	-0.0103	#####	0.0000	0.0000
2	0.0000	34.6898	0.0000	-0.0103	#####	0.0000	0.0000
3	0.0027	51.8059	0.0001	0.0003	0.111324	-0.0003	0.0000
4	0.0028	51.4107	0.0001	0.0006	0.228414	-0.0006	0.0000
5	3697.1139	34.7128	106.5057	0.0040	0.000001	0.0000	0.0000
6	3688.9718	34.7894	106.0371	0.0040	0.000001	0.0000	0.0000
7	4025.0738	31.8844	126.2394	0.0045	0.000001	0.0000	0.0000
prop. 1	2477.2756	51.8059	47.8185	0.0031	0.000001	-0.0003	0.0000
prop. 2	0.0000	2.6095	0.0000	0.0000	0.000000	0.0000	0.0000
prop. 3	0.3034	0.1422	2.1340	0.0000	0.000000	0.0000	0.0000
prop. 4	0.0000	0.4686	0.0000	0.0000	0.000000	0.0000	0.0000
prop. 5	0.0093	2.4273	0.0038	0.0259	2.775469	-0.0022	-0.0009

DIAGRAMA DE SANKEY, REFRIGERACIÓN 2DA. ETAPA

Balance de Energía

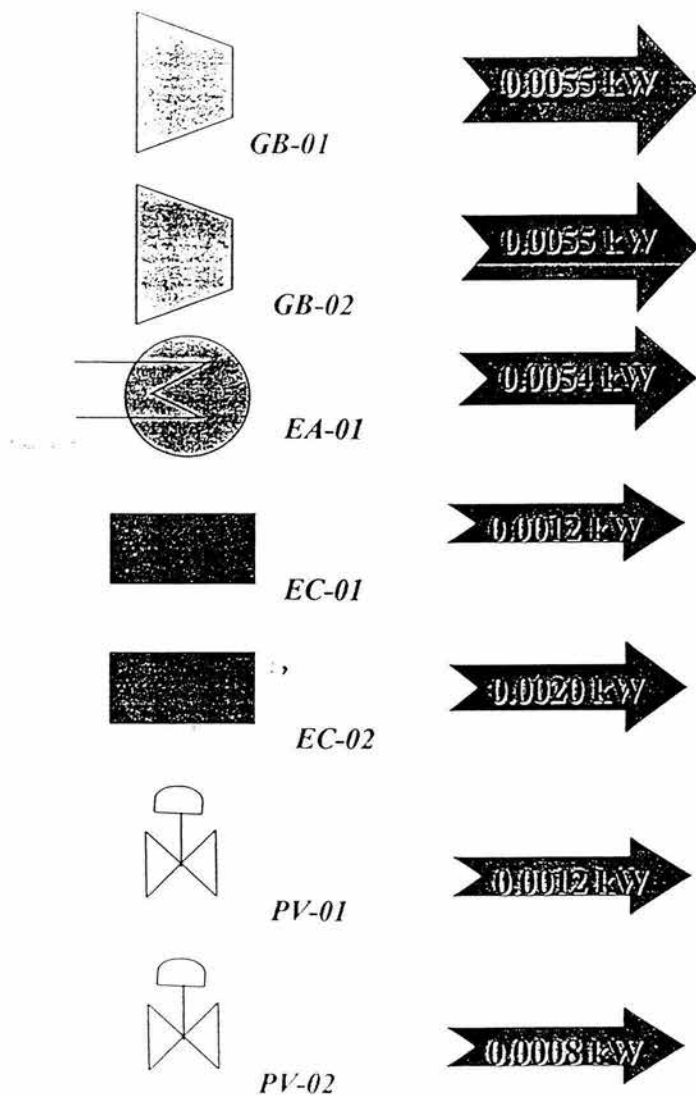
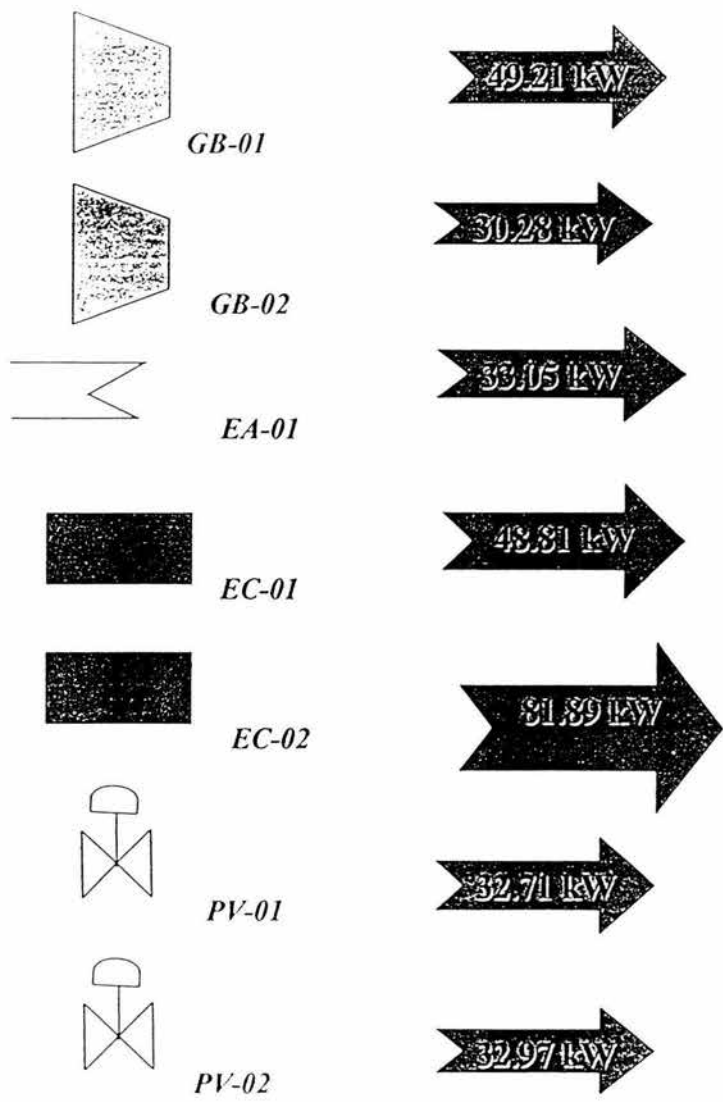


DIAGRAMA DE GRASSMANN, REFRIGERACIÓN 2DA. ETAPA
Balance de Exergia



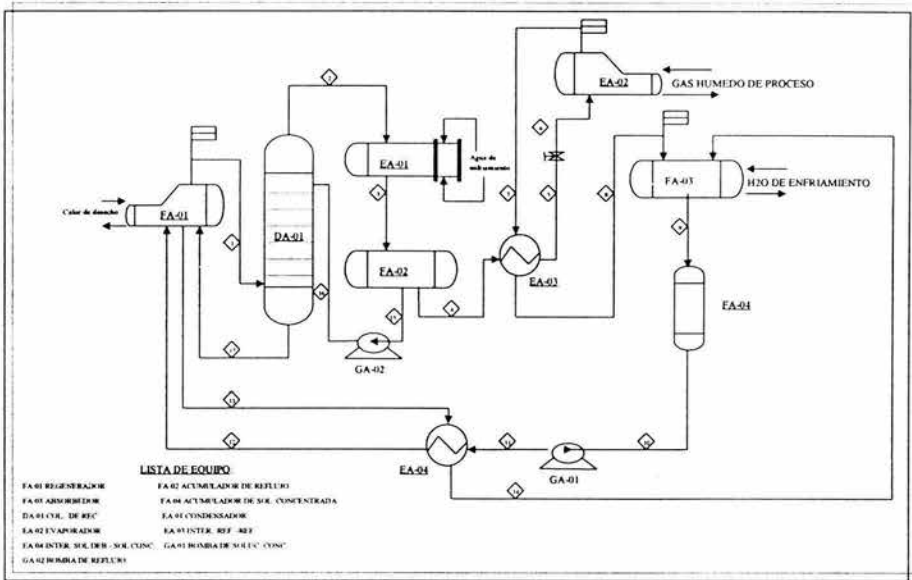


DIAGRAMA DE ABSORCIÓN CON AMONIACO.

LISTA DE EQUIPO

No.	EQUIPO	SERVICIO
1	FA-01	Regenerador
2	FA-03	Absorbedor
3	DA-01	Columna de rectificacion
4	EA-02	Evaporador
5	EA-04	Intercambiador solucion debil - solucion concentrada
6	GA-02	Bomba de reflujo
7	FA-02	Acumulador de reflujo
8	FA-04	Acumulador de solucion concentrada
9	EC-01	Condensador
10	EA-03	Intercambiador refrigerante - refrigerante
11	GA-01	Bomba de solucion concentrada
12	PV-01	Valvula de expansion

REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN
AMONIACO

Balances de Masa

Regenerador, FA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
1		0.01192
12	0.01357	
13		0.00223
17	0.00059	
TOTAL	0.01416	0.01415

Absorbedor, FA-03

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
8	0.01131	
9		0.01357
14	0.00223	
TOTAL	0.01353	0.01357

Columna Rectificadora, DA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
1	0.01192	
2		0.01131
16	0.00000	
17		0.00059
TOTAL	0.01192	0.01190

Intercambiador sol. Débil-Con., EA-04

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
11	0.01357	
12		0.01357
13	0.00223	
14		0.00223
TOTAL	0.01580	0.01580

Evaporador, EA-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
6	0.01131	
7		0.01131
TOTAL	0.01131	0.01131

Bomba de reflujo, GA-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
15	0.000001	
16		0.000001
TOTAL	0.000001	0.000001

Acumulador de reflujo, FA-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
3	0.01131	
4		0.01131
15	0.00000	
TOTAL	0.01131	0.01131

Acumulador de sol. Con., FA-04

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
9	0.01357	
10		0.01357
TOTAL	0.01357	0.01357

Válvula de expansión, PV-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
5	0.01131	
6		0.01131
TOTAL	0.01131	0.01131

Condensador de Refrigerante, EC-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
2	0.01131	
3		0.01131
TOTAL	0.01131	0.01131

Bomba de sol. Con., GA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
10	0.01357	
11		0.01357
TOTAL	0.01357	0.01357

Intercambiador Ref.-Ref., EA-03

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kg/s	<i>Salidas</i> kg/s
4	0.01131	
5		0.01131
7	0.01131	
8		0.01131
TOTAL	0.02261	0.02261

Balance de masa total

Equipo	Clave	Entra kg/s	Salida kg/s
Regenerador	FA-01	0.0142	0.0141
Absorbedor	FA-03	0.0135	0.0136
Columna de rectificacion	DA-01	0.0119	0.0119
Evaporador	EA-02	0.0113	0.0113
Intercambiador solucion debil - solucion concentrada	EA-04	0.0158	0.0158
Bomba de reflujo	GA-02	0.0000	0.0000
Acumulador de reflujo	FA-02	0.0113	0.0113
Acumulador de solucion concentrada	FA-04	0.0136	0.0136
Condensador	EC-01	0.0113	0.0113
Intercambiador refrigerante - refrigerante	EA-03	0.0226	0.0226
Bomba de solucion concentrada	GA-01	0.0136	0.0136
Valvula de expansion	PV-01	0.0113	0.0113
TOTAL		0.1504	0.1504

Balances de Energia

Regenerador, FA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
1		1.3362
12	3.5696	
13		6.3833
17	0.6800	
QR		0.0016
TOTAL	4.2496	7.7211

Absorbedor, FA-03

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
8	20.8382	
9		1.4532
14	6.3253	
QA		0.0172
TOTAL	27.1635	1.4704

Columna Rectificadora, DA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
1	1.3362	
2		17.9928
16	0.0005	
17		0.6800
rectificacion	0.3361	
TOTAL	1.6729	18.6728

Intercambiador sol. Débil-Con., EA-04

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
11	3.5696	
12		3.5696
13	6.3833	
14		6.3253
Qe1	-0.0042	
TOTAL	9.9487	9.8950

Evaporador, EA-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
6	8.6613	
7		20.8382
Qe2	0.0041	
TOTAL	8.6654	20.8382

Bomba de reflujo, GA-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
15	0.0010	
16		0.0005
W2		0.0027
TOTAL	0.0010	0.0032

Acumulador de reflujo, FA-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
3	8.6613	
4		8.6613
15	0.0010	
TOTAL	8.6623	8.6613

Acumulador de sol. Con., FA-04

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
9	1.4532	
10		1.4532
TOTAL	1.4532	1.4532

Válvula de expansión, PV-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
5	8.6613	
6		8.6613
TOTAL	8.6613	8.6613

Condensador de Refrigerante, EC-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
2	17.9928	
3		8.6613
Qc1	-0.0042	
TOTAL	17.9886	8.6613

Bomba de sol. Con., GA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
10	1.4532	
11		3.5696
W1	0.0017	
TOTAL	1.4548	3.5696

Intercambiador Ref.-Ref., EA-03

<i>Flujo</i>	<i>Entradas</i> kW	<i>Salidas</i> kW
4	8.6613	
5		8.6613
7	20.8382	
8		20.8382
Qe3	0.0000	
TOTAL	29.4995	29.4995

Balance de Energía total

Equipo	Clave	Entra kW	Sale kW
Regenerador	FA-01	4.25	7.72
Absorbedor	FA-03	27.16	1.47
Columna de rectificacion	DA-01	1.67	18.67
Evaporador	EA-02	8.67	20.84
Intercambiador solucion debil - solucion concentrada	EA-04	9.95	9.89
Bomba de reflujo	GA-02	0.00	0.00
Acumulador de reflujo	FA-02	8.66	8.66
Acumulador de solucion concentrada	FA-04	1.45	1.45
Condensador	EC-01	17.99	8.66
Intercambiador refrigerante - refrigerante	EA-03	29.50	29.50
Bomba de solucion concentrada	GA-01	1.45	3.57
Valvula de expansion	PV-01	8.66	8.66
TOTAL		119.42	119.11

0.31

Balances de Exergia

25/05/2004

Regenerador, FA-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergia Destruida kW
1		10.4976	
12	33.6105		
13		13.2238	
17	2.5053		
QR		0.0016	
TOTAL	36.1158	23.7230	12.3928

Absorbedor, FA-03

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergia Destruida kW
8	29.5276		
9		35.3143	
14	14.1428		
QA		0.0172	
TOTAL	43.6704	35.3316	8.3389

Columna Rectificadora, DA-01

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergia Destruida kW
1		10.4976	
2		26.6822	
16	0.0019		
17		2.5053	
rectificacion	0.3361		
TOTAL	10.8356	29.1875	-18.3519

Intercambiador sol. Débil-Con., EA-04

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergia Destruida kW
11		33.6105	
12		33.6105	
13		13.2238	
14		14.1428	
Qe1	-0.0042		
TOTAL	46.8301	47.7533	-0.9233

Evaporador, EA-02

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergia Destruida kW
6	31.4933		
7		29.5276	
Qe2	0.0041		
TOTAL	31.4974	29.5276	1.9698

Bomba de reflujo, GA-02

Flujo	Entradas kW	Salidas kW	Exergia Destruida kW
15	0.0036		
16		0.0019	
W2		0.0027	
TOTAL	0.0036	0.0046	-0.0010

Acumulador de reflujo, FA-02

<i>Flujo</i>	<i>Entradas kW</i>	<i>Salidas kW</i>	<i>Exergía Destruída kW</i>
3	31.7628		
4		31.7628	
15	0.0036		
TOTAL	31.7664	31.7628	0.0036

Acumulador de sol. Con., FA-04

<i>Flujo</i>	<i>Entradas kW</i>	<i>Salidas kW</i>	<i>Exergía Destruída kW</i>
9	35.3143		
10		35.3143	
TOTAL	35.3143	35.3143	0.0000

Válvula de expansión, PV-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas kW</i>	<i>Salidas kW</i>	<i>Exergía Destruída kW</i>
5	31.7628		
6		31.4933	
TOTAL	31.7628	31.4933	0.2695

Condensador de Refrigerante, EC-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas kW</i>	<i>Salidas kW</i>	<i>Exergía Destruída kW</i>
2	26.6822		
3		31.7628	
Qc1	-0.0042		
TOTAL	26.6780	31.7628	-5.0849

Bomba de sol. Con., GA-01

<i>Flujo</i>	<i>Entradas kW</i>	<i>Salidas kW</i>	<i>Exergía Destruída kW</i>
10	35.3143		
11		33.6105	
W1	0.0017		
TOTAL	35.3160	33.6105	1.7055

Intercambiador Ref.-Ref., EA-03

<i>Flujo</i>	<i>Entradas kW</i>	<i>Salidas kW</i>	<i>Exergía Destruída kW</i>
4	31.7628		
5		31.7628	
7	29.5276		
8		29.5276	
Qe3	0.0000		
TOTAL	61.2904	61.2904	0.0000

Balance de Exergía total

Equipo	Clave	Entra kW	Salida kW	Exergía Destruída kW
Regenerador	FA-01	36.12	23.72	12.3928
Absorbedor	FA-03	43.67	35.33	8.3389
Columna de rectificaci3n	DA-01	10.84	29.19	-18.3519
Evaporador	EA-02	31.50	29.53	1.9698
Intercambiador soluci3n debil - soluci3n concentrada	EA-04	46.83	47.75	-0.9233
Bomba de reflujo	GA-02	0.00	0.00	-0.0010
Acumulador de reflujo	FA-02	31.77	31.76	0.0036
Acumulador de soluci3n concentrada	FA-04	35.31	35.31	0.0000
Condensador	EC-01	26.68	31.76	-5.0849
Intercambiador refrigerante - refrigerante	EA-03	61.29	61.29	0.0000
Bomba de soluci3n concentrada	GA-01	35.32	33.61	1.7055
Valvula de expansion	PV-01	31.76	31.49	0.2695
TOTAL		391.08	390.76	0.3190

GAS REFRIGERANTE: AMONIACO

CORRIENTE	W(kg/s)	P(kg/cm ²)	T(°C)	Fase	Calidad(%)	Conc.De Amoniac, %	Calidad de Amoniac	h(kJ/kg)	h(kJ/kg) corregida	s(kJ/kgK)	s(kJ/kgK) corregida	b(kJ/kg)	ER(kW)	B(kW)
1	0.01192	13.25	35	L	0.000	0.950	SC	-1251.00	112.11	10.54	5.69	880.74	-112.0681	10.4976
2	0.01131	13.25	35	V	1.000	---	AP	228.47	1591.58	10.54	5.69	2360.21	-1591.5587	26.6822
3	0.01131	13.25	35	L	0.000	---	AP	-596.96	766.15	6.26	1.41	2809.63	-766.1387	31.7328
4	0.01131	13.25	35	L	0.000	---	AP	-596.96	766.15	6.26	1.41	2809.63	-766.1387	31.7628
5	0.01131	13.25	35	L	0.000	---	AP	-596.96	766.15	6.26	1.41	2809.63	-766.1387	31.7628
6	0.01131	2.24	-16	L-V	0.180	---	AP	-596.96	766.15	6.34	1.49	2785.79	-766.1387	31.4933
7	0.01131	2.24	-16	V	1.000	---	AP	480.16	1843.27	10.54	5.69	2611.90	-1843.2587	29.5276
8	0.01131	2.24	-16	V	1.000	---	AP	480.16	1843.27	10.54	5.69	2611.90	-1843.2587	29.5276
9	0.01357	2.24	-14	L	0.000	0.900	SC	-1256.00	107.11	4.74	-0.11	2602.96	-107.0964	35.3143
10	0.01357	2.24	-14	L	0.000	0.900	SC	-1256.00	107.11	4.74	-0.11	2602.96	-107.0964	35.3143
11	0.01357	13.25	39	L	0.000	0.900	SC	-1100.00	263.11	5.69	0.84	2477.37	-263.0964	33.6105
12	0.01357	13.25	31	T	0.000	0.900	SC	-1100.00	263.11	5.69	0.84	2477.37	-263.0964	33.6105
13	0.00223	13.25	90	L	0.000	0.400	SD	1500.00	2863.11	2.82	-2.03	5931.29	-2863.1078	13.2238
14	0.00223	13.25	-20	L	0.000	0.400	SD	1474.00	2837.11	1.35	-3.50	6343.51	-2837.1078	14.1428
15	0.000001	2.24	-16	L	0.000	---	AP	107.80	1470.91	0.44	-4.41	5249.25	-1470.9100	0.0036
16	0.000001	13.25	35	L	0.000	---	AP	-596.96	766.15	6.26	1.41	2809.63	-766.1500	0.0019
17	0.00059	13.25	90	L	0.000	---	AP	-220.00	1143.11	2.82	-2.03	4211.29	-1143.1094	2.5053

Condiciones estandar de refrigerante:

h= -645.56 kJ/kg
s= 6.103 kJ/kgK

Q₆₁ = -3.6400 kW
Q₆₂ = 126.0200 kW
Q₆₃ = 0.0000 kW
Q₆₄ = -96.5738 kW
W₁ = 21.8400 kW
W₂ = 0.0049 kW
QA = 265.9200 kW
QR = -36.7208 kW
COP = Q₆₄/W₆₄₀
COP = 11.6735

AP = amoniaco puro
SC = solucion concentrada de amoniaco
SD = solucion debil de amoniaco

TEORICOS

ER1 26.00 kJ/kg 3.0420
ER2 1077.12 kJ/kg 126.0230
ER3 0.00 kJ/kg 0.0000
W1 156.00 kJ/kg 18.2520
W2 704.76 kJ/kg 82.4569
Ocon1 156.00 kJ/kg 18.2520
Cierre 1103.12 kJ/kg 129.0650
m 0.117 kg/s 0.117 kg/s
COP 1.28
Pot. Esp. 2.74 kW/Ton

A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	w1	w2	Qs1	Qs2	Qs3
1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0
3	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0
4	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

E	B
112.2681	10.4874
1321.2681	26.8622
746.1381	31.7628
746.1381	31.7628
746.1381	31.7628
746.1381	31.7628
1843.2781	29.5278
1843.2781	29.5278
107.2684	35.3742
107.2684	35.3742
283.2684	33.8126
283.2684	33.8126
283.2684	33.8126
283.2684	33.8126
1143.1264	7.6263
18.2522	18.2522
18.2522	18.2522
18.2522	18.2522

corriente	Costo exérgico de un flujo (kW), B*	Costos exérgicos unitarios de un flujo	Costo exérgico unitario de un flujo (adimensional) k	Costos exoergoeconó mico de flujo (\$/seg), Pl	Costo termoeconómico unitario de un flujo (\$/GJ), c*	Costo termoeconómi co de flujo (\$/seg), Pl*	Costo termoeconómi co unitario de un flujo (\$/GJ), c
1	-5.027036E+02	10.50	-4.788753E+01	-2.616540E-03	5.204936E-06	2.616540E-03	2.492515E-04
2	1.265491E+04	26.68	4.742825E+02	6.307238E-02	4.984024E-06	-6.307238E-02	-2.363836E-03
3	1.063272E+04	31.76	3.347533E+02	5.330779E-02	5.013563E-06	-5.330779E-02	-1.678307E-03
4	1.063272E+04	31.76	3.347533E+02	5.325106E-02	5.008227E-06	-5.325106E-02	-1.676520E-03
5	0.000000E+00	31.76	0.000000E+00	-1.650763E-04	#DIV/0!	1.650763E-04	5.197152E-06
6	-4.266410E-02	31.49	-1.354703E-03	-1.922264E-04	4.505578E-03	1.922264E-04	6.103718E-06
7	-4.550441E-02	29.53	-1.541082E-03	-2.557656E-04	5.620678E-03	2.557656E-04	8.661925E-06
8	1.143762E+04	29.53	3.873540E+02	5.720874E-02	5.001803E-06	-5.720874E-02	-1.937468E-03
9	9.866976E+03	35.31	2.794043E+02	4.932698E-02	4.999199E-06	-4.932698E-02	-1.396798E-03
10	9.866976E+03	35.31	2.794043E+02	4.932532E-02	4.999031E-06	-4.932532E-02	-1.396751E-03
11	1.036771E+04	33.61	3.084663E+02	5.182228E-02	4.998432E-06	-5.182228E-02	-1.541848E-03
12	-3.115104E+19	33.61	-9.268246E+17	-1.533106E+14	4.921523E-06	1.533106E+14	4.561389E+12
proposicion 1	-7.917551E+19	13.22	-5.987344E+18	-3.896641E+14	4.921523E-06	3.896641E+14	2.946685E+13
proposicion 2	7.580068E+02	14.14	5.359649E+01	3.756322E-03	4.955525E-06	-3.756322E-03	-2.655987E-04
proposicion 3	2.264577E+00	0.00	6.359216E+02	1.207896E-04	5.333873E-05	-1.207896E-04	-3.391925E-02
proposicion 4	-4.325636E+04	0.00	-2.269422E+07	-2.155065E-01	4.982077E-06	2.155065E-01	1.130644E+02
proposicion 5	-1.327054E+05	2.51	-5.296992E+04	-6.611290E-01	4.981931E-06	6.611290E-01	2.638925E-01
proposicion 6	1.000000E+00	18.25	5.478852E-02	3.573151E-22	3.573151E-22	-3.573151E-22	-1.957676E-23
proposicion 7	1.000000E+00	82.46	1.212754E-02	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00
proposicion 8	-2.204992E+01	2.91	-7.572616E+00	-3.448108E-03	1.563773E-04	3.448108E-03	1.184185E-03
proposicion 9	#N/A	0.00	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
proposicion 10	#N/A	0.00	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A

DIAGRAMA DE SANKEY, REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Balace de Energía

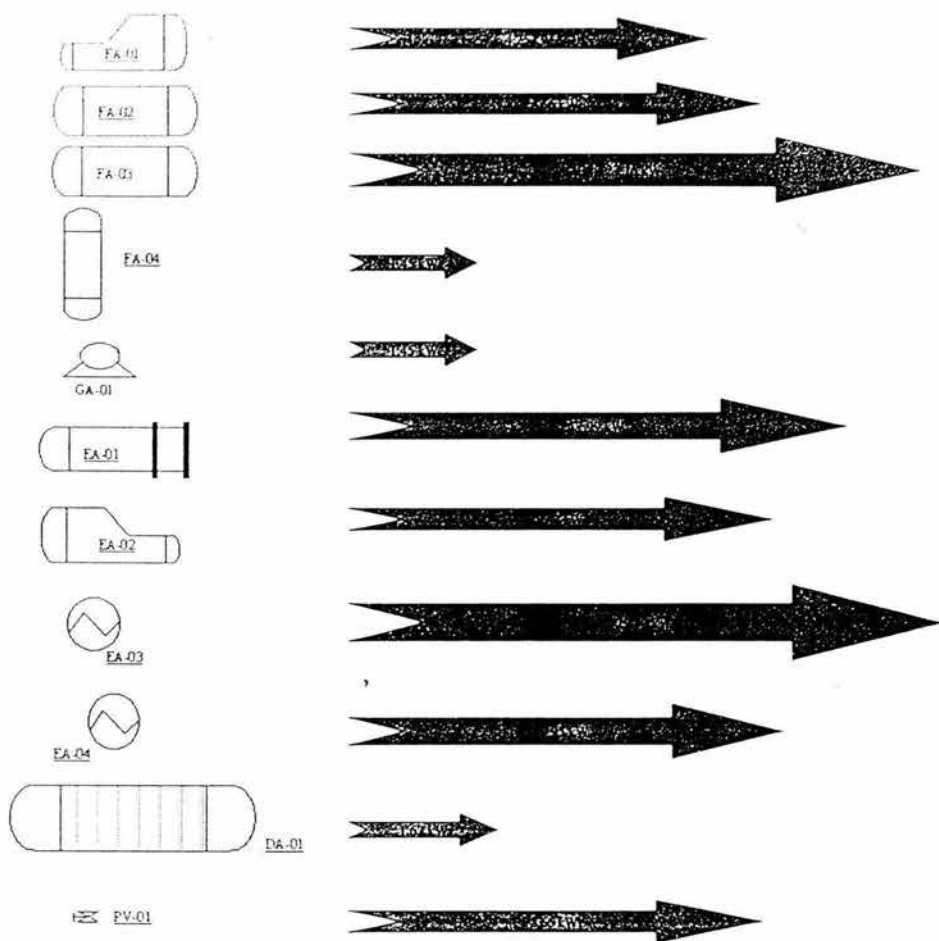
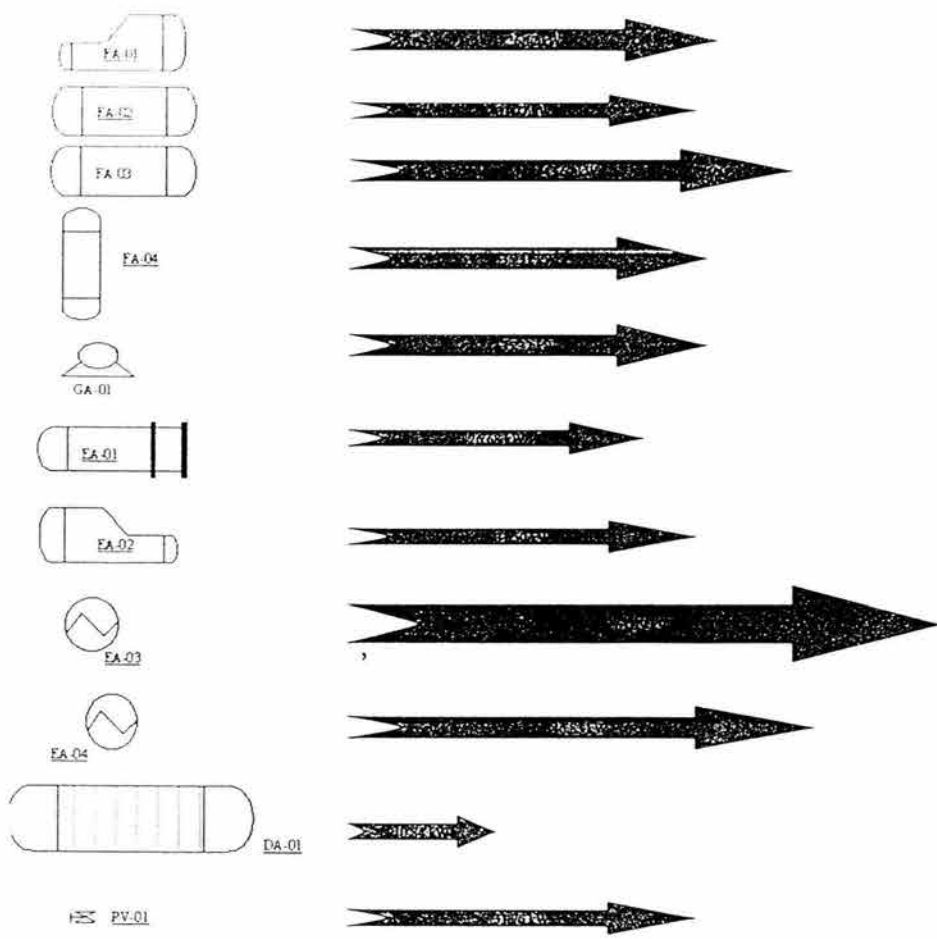


DIAGRAMA DE GRASMAN REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Balace de Exergia



ANEXO 2

VALOR PRESENTE NETO (VPN)

El valor presente neto, Consiste en transformar a valor presente, vía una tasa de interés todos los componentes del flujo de efectivo durante el periodo de análisis del proyecto, la tasa de actualización debe ser superior al costo de capital, a fin de satisfacer el costo de oportunidad que tendría el inversionista.

Si el valor presente neto del flujo efectivo es positivo, significa que los beneficios son mayores que los costos y que el rendimiento mínimo establecido por la empresa. En este caso, el proyecto debe emprenderse.

Para usar esta técnica en la evaluación de inversiones para el ahorro de energía, los beneficios deben definirse como flujos positivos de dinero y con valor negativo los desembolsos de dinero:

$$\text{VPN} = \sum_{i=0}^n \frac{\text{Valores}_i}{(1 + \text{tasa})^i}$$

donde:

n = número de intervalos de tiempo sobre los cuales se analiza la inversión, su valor puede estar definido por el tiempo de vida del equipo.

Valores = representan los flujos de efectivo.

Tasa = es la tasa de actualización establecida por el inversionista.

El flujo de efectivo en un proyecto de ahorro de energía puede incluir: ahorros en costos de energía, costo de inversión, costos de mantenimiento y reparación, valor de rescate de la inversión, etc.

Los criterios de aprobación de un proyecto que haya sido evaluado con la técnica de valor presente son:

- a) Sólo serán aceptadas aquellas inversiones que tengan beneficios netos positivos y
- b) Al seleccionar la técnica de valor presente neto para comparar las inversiones alternativas es importante evaluar los costos y los beneficios de cada una de éstas, a lo largo de un número igual de años. Esto puede hacerse de la siguiente manera:
 1. Los costos y los beneficios se pueden medir para un periodo que sea un múltiplo económico común de las vidas económicas de las alternativas.
 2. La otra forma opcional es que los costos y los beneficios de cada alternativa pueden ser calculado en términos de costos anuales.
 3. Si cualquiera de los dos sistemas se va a usar sólo por un periodo limitado de tiempo, que sea menor al múltiplo común de las vidas económicas de las alternativas, se puede descontar al valor presente las erogaciones de dinero asociadas con cada una de ellas durante el periodo de análisis, asegurándose que se toma en consideración al valor remanente esperado de cada uno de los sistemas en el momento de terminación de su uso.

Una de las ventajas que presenta esta técnica, es que al concentrarse solamente en los beneficios netos no distingue entre un proyecto que involucre beneficios y costos relativamente elevados, y otro que involucre beneficios y costos mucho más pequeños, en tanto ambos proyectos resulten en beneficios netos iguales.

Sin embargo, la técnica de valor presente neto tiene la ventaja de medir el efecto neto de una inversión a lo largo de su vida, tomando en cuenta el costo de oportunidad de capital; esto, es particularmente útil para determinar la escala o tamaño eficiente de un proyecto de inversión.

El valor presente neto del flujo de efectivo se determina como:

$n = 10$, $i = 35\%$ y también con una $i = 30\%$

Aplicando la fórmula se obtienen los siguientes resultados:

Refrigeración por compresión 1 etapa:

El valor presente neto del flujo de efectivo es positivo, significa que los beneficios son mayores que los costos y que el rendimiento mínimo (35%) establecido, por lo tanto es rentable.

El mismo caso de rentabilidad se detecta con el uso de una tasa del 30%.

n =	10	n =	10
i =	0.35	i =	0.3
A =	-5488170	A =	-5488170
B =	2195268	B =	2195268
VPN =	-5488170	VPN =	-5488170
	1626124.444		1626124.444
	1204536.626		1298975.148
	892249.3522		999211.6523
	660925.4461		768624.3479
	489574.4045		591249.4984
	362647.707		454807.3064
	268627.9311		349851.7742
	198983.6527		269116.7494
	147395.2983		207012.8841
	109181.7024		159240.6801
	472,076.56		1,236,044.49

Refrigeración por compresión 2 etapas:

El valor presente neto del flujo de efectivo es positivo, significa que los beneficios son mayores que los costos y que el rendimiento mínimo (35%) establecido, por lo tanto es rentable.

El mismo caso de rentabilidad se detecta con el uso de una tasa del 30%.

REFRIGERACIÓN 2 ETAPAS

n =	10	n =	10
i =	0.35	i =	0.3
A =	-10176340	A =	-10176340
B =	5088170	B =	5088170
VPN =	-10176340	VPN =	-10176340
	3769014.815		3769014.815
	2791862.826		3010751.479
	2068046.538		2315962.676
	1531886.324		1781509.751
	1134730.61		1370392.116
	840541.193		1054147.782
	622623.1059		810882.909
	461202.3007		623756.0838
	341631.3338		479812.3722
	253060.2473		369086.4401
	3,638,259.29		5,408,976.42

Refrigeración por absorción:

En este caso, el valor presente neto del flujo de efectivo es negativo, lo que significa que los beneficios son menores que los costos y que el rendimiento mínimo (35%) establecido, por lo tanto no es rentable, a menos que se baje la tasa a un 30%.

REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

n =	10	n =	10
i =	0.35	i =	0.3
A =	-28358170	A =	-28358170
B =	9452723.33	B =	9452723.33
VPN =	-28358170	VPN =	-28358170
	7002017.281		7002017.281
	5186679.468		5593327.414
	3841984.791		4302559.549
	2845914.66		3309661.192
	2108084.933		2545893.224
	1561544.395		1958379.403
	1156699.552		1506445.695
	856814.4829		1158804.381
	634677.3947		891387.9852
	470131.4035		685683.0655
	-2,693,621.64		595,989.19

Relación Beneficio – Costo.

La relación beneficio/costo expresa los beneficios como una proporción de los costos, en donde los beneficios y los costos pueden ser descontados tanto en valor presente como en anualidad equivalente. Para calcular esta relación, todos los beneficios y costos deberán ser calculados en el mismo período de tiempo, con la misma tasa de descuento y sumados separadamente, (se determina el VP para los beneficios y para los costos).

$$\text{Beneficio / Costo} = \frac{\text{VP (Ahorros generados)}}{\text{VP (Costos del proyecto)}}$$

Mientras que el método del valor presente neto requiere que el valor resultante sea positivo para que la inversión resulte aconsejable, el método de relación beneficio – costo requiere que el valor de la relación sea mayor a la unidad.

Una desventaja de esta técnica es que la relación se ve afectada por la decisión de si una partida se clasifica como un costo o como un beneficio negativo, es decir, si aparece en el numerador o denominador de la relación. En muchas partidas de costo – beneficio esto es simplemente arbitrario, pero puede llevar a confusión por lo que respecta a la determinación de la eficiencia real del proyecto.

REFRIGERACIÓN 1 ETAPA

$$\begin{aligned}n &= 10 \\i &= 0.35\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A &= 0 \\B &= 2195268\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{VPN} &= 0 \\1626124.444 \\1204536.626 \\892249.3522 \\660925.4461 \\489574.4045 \\362647.707 \\268627.9311 \\198983.6527 \\147395.2983 \\109181.7024 \\5,960,246.56\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}n &= 10 \\i &= 0.3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A &= 0 \\B &= 2195268\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{VPN} &= 0 \\1626124.444 \\1298975.148 \\999211.6523 \\768624.3479 \\591249.4984 \\454807.3064 \\349851.7742 \\269116.7494 \\207012.8841 \\159240.6801 \\6,724,214.49\end{aligned}$$

RELACION BENEFICIO -
COSTO 1.09

1.23

REFRIGERACIÓN 2 ETAPAS

n = 10
i = 0.35

A = -10176340
B = 5088170

VPN = 0
3769014.815
2791862.826
2068046.538
1531886.324
1134730.61
840541.193
622623.1059
461202.3007
341631.3338
253060.2473
13,814,599.29

n = 10
i = 0.3

A = -10176340
B = 5088170

VPN = 0
3769014.815
3010751.479
2315962.676
1781509.751
1370392.116
1054147.782
810882.909
623756.0838
479812.3722
369086.4401
15,585,316.42

RELACION BENEFICIO -
COSTO

1.36

1.53

REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

n = 10
i = 0.35

A = -28358170
B= 9452723.33

VPN = 0
7002017.281
5186679.468
3841984.791
2845914.66
2108084.933
1561544.395
1156699.552
856814.4829
634677.3947
470131.4035
25,664,548.36

n = 10
i = 0.3

A = -28358170
B= 9452723.33

VPN = 0
7002017.281
5593327.414
4302559.549
3309661.192
2545893.224
1958379.403
1506445.695
1158804.381
891387.9852
685683.0655
28,954,159.19

RELACION BENEFICIO -
COSTO

2.52

2.85