

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERIA**



TEMA DE TESIS:

**ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS DE
ENFRIAMIENTO DE LOS MCI**

INGENIERO MECÁNICO

Presenta:

Lubhan Esquivel Mondragón



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Temario:

	Páginas.
Objetivos.	
Introducción	
1. Antecedentes	5
1.1 Endesa, cogeneración y renovables	5
1.2 Motogeneradores	5
1.3 Circuitos de enfriamiento del motor de “Fermic”	10
1.3.1 La función de la refrigeración en los MCI	10
1.3.1.1 Refrigeración por líquido	12
1.3.2 Regulación de la refrigeración.	13
2. Descripción del problema de sobrecalentamiento de los motores de “Fermic” y consecuencias	15
2.1 Condiciones ambientales óptimas de operación.	15
2.2 Descripción del problema de sobrecalentamiento.	18
2.3 Consecuencias en la cogeneración debido al sobrecalentamiento.	21
2.3.1 Costo de la energía eléctrica no generada	22

3.	Análisis de los ciclos de refrigeración .- equipos propuestos	29
3.1	Refrigeración por absorción	29
3.1.1	Generalidades	29
3.1.2	Las mezclas frigoríficas	31
3.1.3	Ventajas y desventajas	33
3.2	Refrigeración por adsorción	38
3.2.1	Generalidades.	38
3.2.2	Tipos de adsorción	41
3.2.3	Equilibrio de adsorción	42
3.2.4	Calor de adsorción	42
3.3	Refrigeración por adsorción	43
3.3.1	Generalidades.	43
3.3.2	Principio de funcionamiento	44
3.3.3	Proceso de adsorción-condensación	44
3.3.4	Proceso de evaporación-adsorción	45
3.3.5	Cálculo del ciclo de refrigeración por adsorción	46
3.3.5.1	Cálculo de la potencia frigorífica	46
3.3.5.2	Balance de energía.	48
3.4	Torres de enfriamiento.	52
3.4.1	Funcionamiento de las torres de refrigeración	52
3.4.2	Clasificación de las torres de enfriamiento	53
3.4.2.1	Torres de circulación natural	53
3.4.2.2	Torres de tiro mecánico.	55

4. Evaluación económica del proyecto.	60
4.1 Costo anual uniforme equivalente	64
5. Reporte técnico	73
BIBLIOGRAFÍA	79

Objetivos:

- ✦ Analizar las causas del sobrecalentamiento del aceite del motor de combustión interna de “Fermic” para dimensionar el equipo de refrigeración.
- ✦ Analizar tres equipos de refrigeración para disminuir la temperatura del agua de camisas de un motor de combustión interna utilizado para la cogeneración.
- ✦ Seleccionar de alguno de los sistemas propuestos y analizados el que mejor satisface las necesidades técnico – económicas de la planta “Fermic”.

Introducción

En México de hace algunos lustros a la fecha ha existido un gran debate con respecto a la utilización eficiente de la energía, esto ha llevado a la creación de instituciones tales como la Comisión Nacional de Ahorro de Energía¹ y el Fideicomiso de Energía² que se encargan de fomentar el uso de nuevas tecnologías para lograr un consumo responsable de energía. Por otro lado se habla de incorporar capital privado a la generación de energía eléctrica, tema que será debatido por muchos años más. Sin embargo lo que sí permiten las leyes mexicanas es el del concepto de COGENERAR mismo que se refiere a generar energía eléctrica aprovechando la energía que sobra de llevar a cabo un proceso industrial, es decir, con energía de desperdicio o de baja calidad.

ENDESA COGENERACIÓN Y RENOVABLES es una empresa Española que opera en México con tres plantas de cogeneración. Una de ellas ubicada en la delegación de Iztapalapa en la ciudad de México, presenta en los días calurosos problemas con el sistema de enfriamiento de los motores que utiliza para ese fin.

Se busca que los sistemas de refrigeración propuestos ayuden al equipo instalado a lograr su objetivo que es mantener la temperatura del motor en un rango óptimo de operación. Describiremos tres distintos sistemas de refrigeración, y lo haremos de la siguiente manera: en los tres primeros capítulos se abordan temas generales e introductorios de lo que es cogenerar y como lo hace este grupo, además de hacer un análisis de las causas climáticas que originan este problema; en el capítulo cuatro se describe el funcionamiento de los ciclos de refrigeración por absorción, por adsorción y mediante una torre de enfriamiento, y se cotizan los equipos comerciales existentes que cumplan con las características necesarias para retirar el calor que no logra hacer el equipo instalado y , finalmente en el capítulo cinco se hace un análisis financiero que ayude a optimizar la toma de decisiones.

1. CONAE

2. FIDE

1. Antecedentes

1.1 ENDESA, COGENERACIÓN Y RENOVABLES

Endesa es uno de los mayores grupos eléctricos privados del mundo. Desarrolla actividades de generación, transporte, distribución de electricidad a través de un gran número de empresas; es la cuarta compañía eléctrica privada del mundo y la primera multinacional eléctrica de América Latina.

En México, cuenta con cuatro plantas de generación, tres de ellas trabajan a base de ciclo simple con turbina de gas, la cuarta con dos motogeneradores de gas natural. La potencia generada en nuestro país es de 25 MW eléctricos.

Esta tesis centrará su estudio en una de las plantas llamada “Fermicase”, la cual genera 4.2 MW eléctricos por medio de dos motores de combustión interna (2.1 MW por cada motor). La planta se encuentra ubicada en la zona de Iztapalapa en México D.F. Su entrada en explotación fue en agosto de 2001.

1.2 Motogeneradores

Los motores alternativos de combustión interna, MACI, son el equipo de motor térmico más utilizado para la transformación de energía química de un combustible en trabajo. En sus aplicaciones convencionales el objetivo es producir el máximo trabajo con el rendimiento más alto posible.

Como es de todos conocido, los motores alternativos son máquinas volumétricas, consistentes básicamente en un dispositivo cilindro – émbolo, en el que se introduce a través de unas válvulas o lumbreras, el aire y el combustible. Una vez efectuada la combustión, los gases resultantes de la misma son expulsados al exterior a través de las válvulas de escape. Mediante las reacciones químicas de combustión se libera la energía

química del combustible y parte de esa energía es transformada en el efecto útil del motor, que en una aplicación convencional es el trabajo mecánico que se transmite por el mecanismo biela – manivela.

Los adelantos de estos últimos años en la recuperación de calor eliminado, juntamente con la coyuntura de los precios, ha permitido la utilización cada vez más frecuente de motores alternativos en instalaciones de cogeneración.

En un motor alternativo, aproximadamente el 30 ó 35% de la energía que hay en el combustible es convertida en trabajo en la flecha. La energía restante es eliminada en forma de calor o energía térmica de los gases de escape. La fuente más convencional de calor recuperable es la correspondiente al agua de enfriamiento de las camisas, que es utilizable prácticamente en su totalidad.

La segunda fuente de calor recuperable es el escape, de la cual aproximadamente el 60% es económicamente recuperable. Hay una tercera fuente de calor recuperable, aunque ya de menor importancia, que es el calor del circuito de lubricación del motor.

En un motor alternativo, la relación calor – electricidad es próxima a la unidad. El mayor porcentaje de calor útil producido correspondiente al circuito de refrigeración, un 35 o 40 %, y en segundo lugar a los gases de escape, un 20 o 25%. La aportación de la recuperación del circuito de aceite es mucho menor, alrededor de 5%.

La potencia en el eje puede emplearse para generar electricidad, o bien mover una bomba, accionar un compresor o para cualquier otra carga. El calor recuperado puede utilizarse para diversos usos, tales como: calefacción industrial o de un edificio, secado, suministro de agua caliente para usos domésticos, en la refrigeración mediante frigoríficos de absorción e incluso, para la producción de vapor de baja presión.

Las oportunidades en el mercado para la aplicación de la cogeneración con este tipo de motores son prácticamente ilimitadas: edificios de oficinas, hoteles, hospitales, centros comerciales y también instalaciones industriales ofrecen un excelente potencial para la aplicación de los motores alternativos.

Han sido numerosos los factores que han contribuido a potenciar la utilización de los motores alternativos para la cogeneración. Dentro de los más específicos están:

- ✚ La disponibilidad de motores de funcionamiento seguro y eficiente en una amplia gama de tamaños.
- ✚ El perfeccionamiento de los reguladores de velocidad que aseguran la generación de electricidad a la frecuencia exacta.
- ✚ La disponibilidad de combustibles de buena calidad y precio atractivo, como es el gas natural.
- ✚ Un mayor conocimiento sobre dónde y cómo utilizar este tipo de sistemas.

ENDESA, en su planta Fermicaise utiliza dos motores Jenbacher energie modelo JMS 620 GS-N.L cuyas especificaciones técnicas y de funcionamiento son las que se muestran a continuación:

Tabla 1. Datos constructivos

Modo de trabajo	Unidades	Motor Otto de 4 tiempos Cargado con mezcla por turbocompresor
Sentido de giro mirando sobre el volante.		Antihorario
Disposición de los cilindros		V 60°
Número de cilindros		20
Diámetro	mm	190
Carrera	mm	220
Cilindrada total	Litros	124.8
Relación de compresión	Epsilon	11

Tabla 2. Condiciones normales de referencia

Presión del aire	mbar	1000
Temperatura del aire	° C	25
Humedad relativa del aire	%	30

Tabla 3. Reducción de la Potencia del Motor.

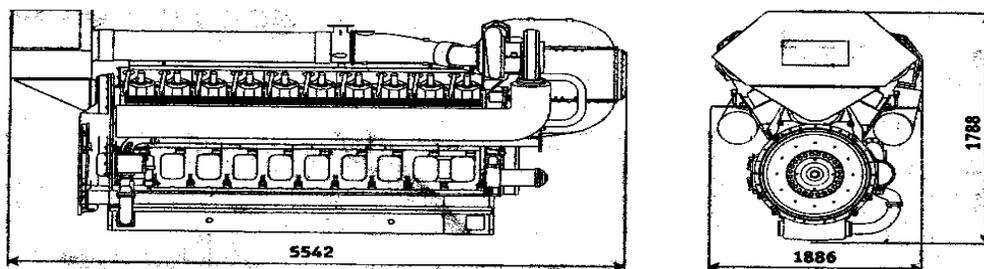
Altura	0.7% por cada 100 m por encima de cada 500 m
Temperatura	0.5% por cada 1° C por encima de 25° C

Tabla 4. Datos de funcionamiento.

Número nominal de Revoluciones	RPM	1500
Velocidad media del émbolo al número nominal de revoluciones	m/s	11.0
Presión de servicio del aceite lubricante	Bar	6
Presión mínima del aceite lubricante	Bar	2-4
Temperatura del agua de refrigeración de salida a plena carga	° C	95
Consumo de aceite lubricante (medio a plena carga)	g/KWh	0.2

Tabla 5. Peso / dimensiones

Peso del motor (en seco)	kg	15000
Peso del motor (en orden de marcha).	kg.	16000
Longitud	mm	5542
Anchura	mm	1886
Altura	mm.	1788

**Ilustración 1. Esquema del motor.****Tabla 6. Volúmenes de llenado de los medios de servicio.**

Aceite lubricante del motor	L	670
Líquido refrigerante del motor	L	330

Tabla 7. Sistemas de gases de escape

Volumen de gas de escape Húmedo +/- 8%	kg/hr	13352
Nivel de intensidad sonora	dB	60
Óxido de Nitrógeno	mg/m ³	250
Monóxido de Carbón	mg/m ³	1200
Hidrocarburos distintos del metano	mg/m ³	150

Tabla 8. Sistema de gas combustible

Índice de metano		Menor que 70
Valor calorífico	KWh/Nm ³	9.5
Gas combustible +/- 5%	Nm ³ /hr	562

Tabla 9. Circuitos de agua:

Agua de refrigeración segunda etapa +/- 8%	M ³ /hr	40
Agua caliente +/- 8%	M ³ /hr	43.6

Tabla 10. Potencia y rendimientos:

Energía aportada +/- 5%	kwh/kwh	2.43
Presión media efectiva	Bar	14.11
Potencia mecánica	kw	2198
Potencia eléctrica suministrada con FP=1	kw	2095
Rendimiento eléctrico	%	39.2
Rendimiento global	%	-----
Rendimiento térmico	%	-----

Tabla 11. Aire de aspiración:

Aire de combustión +/- 5%	m ³ /hr	10029
---------------------------	--------------------	-------

Tabla 12. Balances Térmicos:

Q _{gk1+2} Intercambiador de Calor +/- 8% (Mezcla/Agua), 1 ^a +2 ^a etapa	kw	265
	kw	235
Q _{oel} , Intercambiador de Calor +/- 8% (Aceite de motor/agua)	kw	306
Q _{kw} , Intercambiador de calor +/- 8% (Líquido de refrigeración del motor/agua)	kw	414
Q _{comb} , Engranaje	kw	30
Q _{ag} Gas de escape (120°C)	kw	1,650
Q _{ww} Potencia térmica aprovechable +/-8%	kw	1,015
Q _{st} Calor de radiación	Kw	286

(motor y generador)		
Q _{re} Calor residual	Kw	107

Tabla 13. Temperaturas:

Temperatura del agua caliente de retorno (esquema técnico A)	° C	70 _{+3/-20}
Temperatura del agua caliente de salida (esquema técnico B)	° C	90
Temperatura de entrada (intercambiador de calor mezcla/agua; 2 ^a etapa) (Esquema técnico M)	° C	35 _{+3/-5}
Temperatura de salida (Intercambiador de calor mezcla/agua; 2 ^a etapa) (Esquema técnico N)	° C	40

La figura siguiente muestra un arreglo de motores Jembacher modelo JMS 620 GS-N.L mismo que utiliza la planta de interés.



Ilustración 2. Motor Jembacher y generador.

1.3 Circuitos de enfriamiento del motor de “fermic”

1.3.1 La función de la refrigeración en los MCI

Durante la combustión el fluido de trabajo alcanza en el motor alternativo temperaturas máximas de punta comprendidas entre 1700 y 2500°C. Una parte del calor producido es transmitida a la pared del cilindro, al pistón, a la culata y a las válvulas. Si estas partes no están adecuadamente refrigeradas, pueden alcanzar temperaturas tan altas como para resultar dañadas hasta el punto de impedir completamente el funcionamiento del motor.

Se indican los límites dentro de los cuales han de mantenerse sus temperaturas.

Pared del cilindro. La temperatura máxima aconsejable para el interior de la pared es del orden de 150 y 200° C. A temperaturas superiores pueden verificarse cambios del estado químico y físico del aceite lubricante, y como consecuencia, desgastes anormales del cilindro y del pistón, excesiva formación de depósitos carbonosos, empastamiento de los aros elásticos, etc.

Pistón.- la temperatura en el punto mas caliente, es decir, en el centro de la cabeza del pistón, puede alcanzar 300 ° C. La refrigeración en la mayor parte de los casos se produce por conducción de calor a la pared del cilindro y de esta al fluido refrigerante. Un recalentamiento excesivo del pistón reduce su resistencia mecánica, por estar construido de aleación ligera.

Pared de la cámara de combustión. La temperatura sobre la superficie interior en las zonas mas calientes es del orden de los 250 °C. Dentro de este límite se consigue asegurar una eficaz extracción de calor de los asientos de las válvulas, bujías y un correcto desarrollo del ciclo térmico del motor. Es importante obtener una cierta

uniformidad de temperatura para evitar la formación de puntos calientes que puedan dar lugar a anomalías de funcionamiento (pre-encendido y detonación).

Válvula de escape. Con los materiales empleados normalmente la temperatura máxima admisible es de 700-750 ° C; a temperaturas superiores la resistencia mecánica y la corrosión se reduce de manera importante. La refrigeración se produce únicamente por conducción desde el asiento de la válvula y la guía, de éstas, al refrigerante. No hay problemas para la válvula de admisión porque esta está refrigerada por la mezcla o por el aire que entra.

El sistema de refrigeración debe producir un enfriamiento suficiente, pero no excesivo. En los motores que trabajan con carburación si la temperatura no alcanza un cierto valor el combustible no se evapora bastante y la mezcla no es homogénea: como consecuencia la combustión no es regular y puede suceder que algo de combustible líquido, pase entre la pared del cilindro (camisa) y el pistón y diluya el aceite en el cárter. Además a baja temperatura el aceite es más viscoso y el rozamiento es mayor, por otra parte, se ha encontrado que un desgaste máximo de los cilindros tiene lugar cuando sus paredes están a una baja temperatura.

Del balance térmico resulta que el calor extraído en conjunto por el sistema de refrigeración varía del 20 al 30 % del calor total desarrollado por la combustión, según el diseño, las dimensiones y las condiciones de uso del motor.

1.3.1.1 Refrigeración por líquido

El líquido utilizado para la refrigeración es tradicionalmente el agua. En los automóviles y en los aviones se usa una mezcla compuesta por agua y un producto anticongelante, generalmente glicol, cuando pueden verificarse condiciones ambientales con temperaturas inferiores a 0 ° C.

El líquido entra generalmente por la parte baja del cilindro; debe salir por la parte más alta para evitar que se pueda formar y retener vapor en zonas que por esto quedarían mal refrigeradas.

El agua usada para la refrigeración puede ser consumida parcialmente o totalmente recuperada según las condiciones de uso, la disponibilidad y el tipo de instalación del motor.

El sistema con consumo es característico de las instalaciones fijas y marinas, donde puede disponerse fácilmente de grandes cantidades de agua.

El sistema de recuperación parcial es muy usado en las instalaciones fijas.

El enfriamiento del agua se consigue aprovechando el calor de evaporación de una parte de ella, es decir, haciendo que esta parte, dispersándose en forma de vapor, se lleve consigo el calor extraído al resto del agua que permanece líquida, esto se lleva a cabo, haciendo caer el agua de enfriamiento como lluvia desde la parte alta de una torre llena de materiales que presentan una gran superficie (pilas de leña, ladrillos, huecos, guijarros, etc.) y provista de una circulación de aire, natural o forzada, desde abajo hacia arriba; en la base de la torre se recoge el agua enfriada, a la que se le agrega una cantidad de agua equivalente a la pérdida por evaporación. Es posible hacer un cálculo bastante preciso para determinar la cantidad de agua consumida, a pesar de la indeterminación de algunos elementos, como por ejemplo la temperatura del aire húmedo que sale por la parte superior de la torre; como promedio de estima que se debe consumir 1 kg de agua por cada 0.8 kWh (1 CVh).

El sistema de recuperación total, se tiene cuando el agua circula en circuito cerrado pasando del motor a uno o más intercambiadores de calor (radiadores) en los cuales se enfría cediendo calor al aire o alguna corriente de agua de desecho. La circulación del agua, necesaria para transferir el calor del motor en el intercambiador, puede ser obtenida por medio de una bomba, o bien aprovechando la diferencia de densidades medias

existentes entre el agua del motor y el agua del radiador. En el primer caso se tiene circulación forzada y en el segundo circulación por termosifón.

1.3.2 Regulación de la refrigeración

Así como es necesario contener dentro de determinados valores máximos las temperaturas de los diferentes órganos del motor, también es necesario evitar que sus temperaturas desciendan bajo ciertos valores mínimos.

Con el motor frío una parte del carburante no se evapora, por lo cual la mezcla es defectuosa y el motor no funciona con regularidad; además la parte del carburante que no se ha evaporado, al depositarse sobre las paredes del cilindro, diluye el aceite y favorece los fenómenos de corrosión, los gases que se filtran entre los aros del pistón, al hallar en el cárter un ambiente frío, se condensan y adquieren una gran agresividad química. En conclusión, puede decirse que, cuando el motor funciona “frío”, todas sus partes están sujetas a corrosiones, fuertes desgastes y a la formación de sedimentos que se depositan en el cárter y en los conductos.

Por estas razones, en la fase de arranque y calentamiento el motor ha de llevarse a temperaturas de régimen en el menor tiempo posible, manteniéndola dentro de unos límites bastante estrechos para todas las condiciones de funcionamiento y de temperatura ambiental.

Para conseguir esto, se insertan unos sistemas de regulación termostática en el circuito de refrigeración, los que tienen la misión de limitar o impedir la refrigeración hasta que el motor alcance el régimen de temperatura deseado y de regulación después el caudal del fluido refrigerante para, manteniendo la temperatura de régimen normal de operación.

En los motores refrigerados por líquido, la regulación se consigue restringiendo el caudal del líquido que va desde el motor al radiador o bien el caudal de aire que atraviesa el radiador.

La planta fermic utiliza dos sistemas de refrigeración, uno que consiste en una torre de enfriamiento que es utilizada para enfriar la mezcla aire - combustible, y otro, que es el circuito de agua de camisa que consiste en dos aereorefrigerantes y cuyas especificaciones se muestran a continuación.

Tabla 14. Torre de enfriamiento:

Denominación	Descripción	Nº de unidades	Potencia de refrigeración (kW)	Fuentes de calor a refrigerar	Temperaturas salida entrada agua
TR-TR-01	Torre de refrigeración	1	1,000	Circuito-Motores	45/35°C

Tabla 15. Aerorrefrigerantes

Denominación	Descripción	Nº de unidades	Potencia de refrigeración (kW)	Fuentes de calor a refrigerar	Temperaturas salida entrada agua
AR-AR-01/02	Aerorrefrigerantes	2	1,250	Circuito Motores	90/70°C

Tabla 16. Bombas del sistema de refrigeración

Denominación	Descripción	Nº de unidades	Fluido	Caudal de diseño (m ³ /hr)	Altura man. (mca)
PO-SR-01A/B	Circuito HT Motores	2	Agua	163.2	35.3
PO-SR-02 A/B	Circuito LT motores	2	Agua	86.9	28.0

2. Descripción del problema de sobrecalentamiento de los motores de “Fermic” y consecuencias

2.1 Condiciones ambientales

Para poder entender de manera más clara el fenómeno que nos disponemos a estudiar (la influencia del clima en la operación de los motores de Fermic) es necesario conocer el clima predominante de la ciudad de México. La ciudad de México está localizada en un valle elevado (2 250 msnm) en los trópicos (~19° Latitud N), la Ciudad de México es una de las zonas conurbadas más grandes del mundo (32 millones de habitantes en 2005).

El clima en los suburbios del norte y del este es semiárido (450 mm/año), favorece el desarrollo de tormentas de polvo al final de la estación seca. En los sectores oeste y sur el clima es más húmedo (800 a 1000 mm/año). La escasa precipitación durante la estación fría (noviembre-febrero) se origina a partir del paso de frentes que dan lugar al tiempo anticiclónico con cielos despejados y abundante soleamiento. La lluvia durante el verano está asociada con las tormentas generadas por sistemas de circulación atmosférica tropicales (cálido-húmedos) llamados ondas del este, o bien con efectos orográficos.

La variación anual de la temperatura es pequeña, pero el rango diurno es grande (~20° C) en la segunda mitad de la estación seca, cuando las inversiones térmicas superficiales de origen radiativo, impiden la dispersión de contaminantes atmosféricos.

Las temperaturas medias mensuales en la Ciudad de México varían desde 17° C hasta 20° C durante la estación cálida, caracterizadas por noches frías y tardes de templadas a calurosas. Las temperaturas medias mensuales en este caso no revelan la estructura actual de régimen térmico.

Sin embargo, las condiciones climáticas promedio, que se acaban de describir, suelen tener variaciones de temperaturas que rebasan los 20° C y hasta alcanzar los 31° C ó más durante algunas horas del día, originado por el cambio de clima natural y el causado por el efecto invernadero, este fenómeno rompe con temperaturas históricas de la capital como la ocurrida el lunes 5 de mayo de 2003 cuando el termómetro del Observatorio Meteorológico de Tacubaya llegara a 33.5 grados centígrados, cifra récord de esa fecha y que no había sido rebasada desde hace 107 años, cuando la temperatura máxima promedio en la ciudad de México para el mes de mayo fue de 26.5 grados.

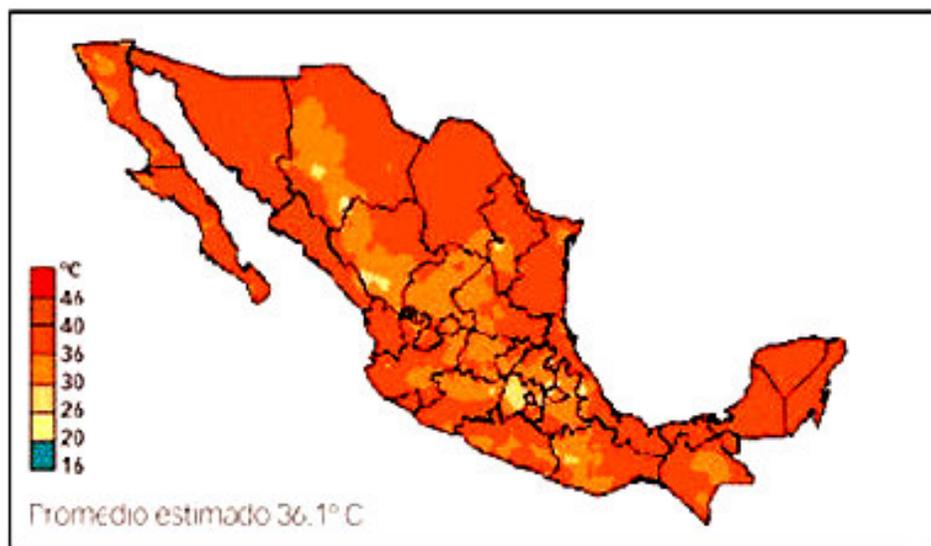


Ilustración 1. Mapa de temperaturas.

Otro fenómeno meteorológico que debemos tomar en consideración es el que ocurre en las grandes ciudades y medianas donde el explosivo crecimiento de las urbes del país y del mundo ha incidido en el desarrollo de un fenómeno denominado Isla de Calor, que no es otra cosa que una burbuja de aire tibio que se posa sobre los centros urbanos.

Esta onda de calor que se abate sobre los capitalinos es consecuencia de que la burbuja tiene un movimiento diario; es decir, viaja de la parte poniente de la ciudad al oriente por la tarde, cuyo ciclo se renueva cada día y es más intenso en la época de secas en periodos de ausencia o escasez de lluvias.

Este aire tibio o Isla de Calor que se posa sobre las ciudades medianas y grandes es un fenómeno universal y no característica propia de México.



Ilustración 2. Región de Iztapalapa

Así, los altos índices en los termómetros se explican porque este fenómeno suma a las elevadas temperaturas naturales de abril, mayo y junio “un grado o dos” en las horas críticas, que son después de mediodía, de modo que aunque sea relativamente pequeño este aumento se resiente, pues el aire es seco no es un factor de mitigación para que se soporte el calor.

Además de la creciente urbanización, al calentamiento de las atmósferas urbanas se agrega el efecto natural de la variación del clima y el cambio climático global debido al efecto
invernadero.

Así pues, durante los meses de abril, mayo y junio se tienen el nivel más alto en cuanto a temperaturas elevadas se refiere, por arriba de los 30 grados centígrados, en el caso del altiplano central.

Una vez descritos el clima y las temperaturas de la ciudad de México se debe continuar complementando las condiciones óptimas de operación del motor de Fermic descritas en el capítulo anterior.

2.2 Descripción del problema de sobrecalentamiento

En las primeras visitas hechas a la planta de Fermic, donde se encuentra dicho motor, se comentó, que el problema con esa planta de cogeneración dependía directamente de las condiciones climáticas existentes en la zona de Iztapalapa, lugar donde está ubicada dicha planta; todo el problema se localiza en el equipo de enfriamiento de los motores que debe mantener el agua de refrigeración en un rango menor a 85° C, esto se logra siempre y cuando las condiciones de temperatura en el día no rebasen los 25° C porque entonces el agua alcanza casi los 90° C ocasionando problemas en el óptimo funcionamiento del motor.

La temperatura ambiente es un parámetro que afecta de manera importante el funcionamiento de los motores de combustión interna.

En un motor, más de la tercera parte de energía que se le suministra a través del combustible se pierde en forma de calor. El sistema de enfriamiento es el que se encarga de que los diferentes componentes del motor se mantengan en temperaturas seguras y así evitar que el motor sufra desgastes prematuros o daños importantes y lograr con ello su máximo rendimiento.

Los sistemas de enfriamiento modernos están diseñados para mantener una temperatura homogénea entre 82° C y menores a 90° C. Un sistema que no cumpla los requisitos que se exigen puede producir los siguientes efectos:

➤ Desgaste prematuro de partes por sobrecalentamiento, en especial en el pistón con la pared de cilindro

➤ Preignición y detonación

- Daño a componentes del motor o accesorios (bomba de agua, cabeza del motor, monoblock, bielas, cilindros, etc.)
- Corrosión de partes internas del motor
- Entrada de refrigerante a las cámaras de combustión
- Fugas de refrigerante contaminando el aceite lubricante
- Evaporación del lubricante
- Sobre consumo de combustible
- Formación de lodos en el aceite lubricante por baja o alta temperatura

Tomemos en cuenta que los objetivos del sistema de refrigeración deben ser cumplidos de la mejor manera, entre estos, destacan el reducir la temperatura dentro de rangos seguros de operación para los diferentes componentes, tanto exteriores como interiores del motor, disminuir el desgaste de las partes en movimiento, reducir el calentamiento de los elementos de la máquina que se mueven unos con respecto a otros y mantener una temperatura óptima para obtener el mejor desempeño del motor, para esto se debe mantener el refrigerante en estado líquido evitando su evaporación y éste debe tener una gran capacidad para intercambiar calor.

No debemos perder de vista que la temperatura en el interior de la cámara de combustión puede llegar a 900/1000 °C, las cabezas de las válvulas de escape pueden llegar a ponerse al rojo vivo, bajo estas condiciones, suspendemos el flujo de enfriamiento, en muy poco tiempo se pueden llegar a fundir los metales más cercanos a la cámara de combustión.

Por ejemplo, un sobrecalentamiento puede generar una aceleración en la velocidad de oxidación del aceite lubricante, provocando de esta manera una deficiente lubricación, formación de depósitos de carbón y desgaste metálico con todas las consecuencias que esto significa.

Si ponemos mayor atención a lo que ocurre en los cilindros, veremos que cualquier incremento de temperatura por encima del valor de diseño, provocará una disminución de la

viscosidad de la película de lubricante sobre las paredes del cilindro, provocando el roce de metales con el consiguiente desgaste de las piezas. Este daño es de tipo irreversible, ya que si de manera inmediata mejoramos el enfriamiento, el desgaste producido no se podrá solucionar.

Pero también se puede generar otro tipo de fallas como picaduras por corrosión, cavitación, erosión, agrietamiento de culatas, agarrotamiento de anillos en los pistones o taponamiento de radiadores. Por lo tanto, resulta imprescindible que el sistema de refrigeración de nuestro equipo siempre funcione perfectamente. De no ser así, la vida útil del motor disminuirá drásticamente.

Por otro lado las altas temperaturas afectan también al sistema de lubricación que forma una parte fundamental de las operaciones del mantenimiento preventivo que se deben realizar al motor para evitar que sufra desgastes prematuros o daños por utilizar aceite que ha perdido sus propiedades

Un aceite que no cumpla los requisitos que se exigen puede producir los siguientes efectos:

- Desgaste prematuro de partes
- Daño a componentes del motor o accesorios (turbocargador, cigüeñal, bielas, etc.)
- Mayor emisión de contaminantes
- Daño al convertidor catalítico
- Formación de carbón en la cámara de combustión
- Fugas en los anillos de los cilindros
- Evaporación del lubricante

No se debe pasar por alto que la lubricación tiene varios objetivos. Entre ellos se pueden mencionar los siguientes:

- Reducir el rozamiento o fricción para optimizar la duración de los componentes
- Disminuir el desgaste
- Reducir el calentamiento de los elementos del motor que se mueven unos con respecto a otros

Ahora bien, para que un lubricante brinde la máxima protección posible, es necesario que proporcione las características, entre otras, que se mencionan a continuación:

1. Baja viscosidad
2. Viscosidad invariable con la temperatura
3. Estabilidad química
4. Acción detergente para mantener limpio el motor
5. Carencia de volatilidad
6. No ser inflamable
7. Tener características anticorrosivas
8. Tener características antioxidantes
9. Tener gran resistencia pelicular
10. Soportar altas presiones
11. Impedir la formación de espuma

2.3 Consecuencias en la cogeneración debido al sobrecalentamiento

Los problemas ocasionados por el aumento de la temperatura de los motores no terminan con los problemas mecánicos, recordemos que estos motores trabajan el máximo de su capacidad generando energía eléctrica, nos faltaría entonces hablar de lo que hasta ahora es la solución al sobrecalentamiento: bajar la carga del motor.

Cuando la temperatura de la zona de Iztapalapa rebasa los 25° C, el agua de refrigeración de los motores alcanza casi los 90° C, pero antes de que esto suceda, porque esa temperatura ya se considera crítica, se debe disminuir en un 25% la carga del motor, es decir, se le debe suministrar menos combustible al motor lo que reducirá el número de

revoluciones por minuto y como los motores están acoplados a los generadores eléctricos, por consecuencia disminuye también la energía generada en ese mismo porcentaje. Si tomamos en cuenta que la planta de Fermic vende esta energía, además de vender el vapor que se genera dentro de una caldera utilizando los gases productos de la combustión (lo que le da el carácter de planta de cogeneración) entonces esto repercute directamente en el aspecto económico, porque disminuye también la producción de vapor. El bajar la carga del motor alivia el sobrecalentamiento, afortunadamente para ENDESA es sólo por unas horas al día unos cuantos meses al año.

Revisemos en las tablas siguientes cuantas horas al mes son las que se tiene que aplicar la medida descrita con anterioridad y revisemos también cuanto pierde por no generar electricidad, es necesario en este momento aclarar que para fines de esta tesis solo se pondrá atención a lo que, energía eléctrica se refiere y no se abordara el costo que implica la generación del vapor. Los datos que a continuación se muestran son los registrados por el Sistema Meteorológico Nacional, en el centro de monitoreo del cerro de la Estrella en la delegación Iztapalapa:

Tabla 1.- No. de horas mensuales con temperaturas mayores a 24.9° C

hrs.	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Tot
12	-----	-----	3	11	9	1	-----	-----	-----	-----	-----	-----	24
13	-----	2	13	16	16	3	-----	-----	-----	1	-----	-----	51
14	-----	6	17	19	19	7	-----	-----	-----	5	-----	-----	73
15	-----	8	18	18	18	5	-----	4	1	6	-----	-----	78
16	-----	9	19	17	15	5	-----	4	2	7	-----	1	79
17	-----	5	14	13	10	2	-----	2	1	4	-----	-----	51
18	-----	-----	5	7	8	2	-----	-----	-----	1	-----	-----	23
19	-----	-----	-----	2	3	1	-----	-----	-----	-----	-----	-----	6
Tot	-----	30	89	103	98	26	-----	10	4	24	-----	1	385

En la tabla anterior se resume el número de horas por mes en las que se registraron temperaturas mayores a 24.9° C en las diferentes horas del día.

Pero, para una empresa, las utilidades representan una gran importancia, así que, se revisará como se ven éstas afectadas.

2.3.1 Costo de la energía eléctrica no generada

El 25% de 4.2 MWh representa una pérdida monetaria equivalente a 1.05 MWh. Haciendo el análisis de esto, para el año 2004. Considerando estrictamente que el motor baja su rendimiento las horas que rebasan la temperatura límite, sin embargo en los días en los que solo se presenta una hora, el motor por lo menos trabaja dos horas a menor carga.

Fermicase vende la energía eléctrica al mismo costo que lo hace CFE dentro de la tarifa H-M (tarifa horaria para servicio general en media tensión, con demanda de 100 kW o más).

Los horarios que se manejan en esta tarifa para las regiones Central, Noroeste y Sur son los siguientes:

Tabla 2. Del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre (horario de verano)

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
Lunes a viernes	0:00 – 6:00	6:00 – 22:00 22:00-24:00	20:00 – 22:00
Sábados.	0:00 – 7:00	7:00 – 24:00	
Domingo y festivo	0:00 – 19:00	19:00 – 24:00	

Tabla 3 Del último domingo de octubre al sábado anterior al primer domingo de abril (horario de invierno)

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
Lunes a viernes	0:00 – 6:00	6:00 – 18:00 22:00-24:00	18:00 – 22:00
Sábados	0:00 – 8:00	8:00 – 19:00 21:00 – 24:00	19:00 – 21:00
Domingo y festivo	0:00 – 18:00	18:00 – 24:00	

Existen dos horarios anuales para las diferentes tarifas de cobro por consumo de energía eléctrica esto obedece a que en México, desde hace nueve años se aplica un horario de ahorro de energía conocido como horario de verano.

El principal objetivo del Horario de Verano es hacer uso racional de la luz solar durante los meses de mayor insolación, para así obtener una reducción en el consumo de

energía eléctrica para iluminación, equivalente a una hora de luz artificial por las noches, tiene su mayor impacto en el sector doméstico.

Durante las horas pico³, los costos para producir electricidad son más elevados, en gran medida porque es necesario aumentar la capacidad de generación con algunas plantas eléctricas que operan con los costos más altos.

La aplicación del Horario de Verano significa, para el sector eléctrico, un desplazamiento de las horas pico, o demanda máxima de electricidad, a la par de una reducción en la misma, lo que permite diferir las inversiones que año con año se realizan en el país para atender las necesidades de energía eléctrica.

De algunos años a la fecha en el mundo se ha venido fomentando una cultura del cuidado de la energía debido principalmente a algunas de las razones que a continuación se describen:

- La forma de vida actual incrementa en gran medida nuestra dependencia del consumo de energéticos como combustibles, que son usados entre otras cosas para la generación de energía eléctrica
- Es una medida que propicia que la población tome conciencia de la necesidad de participar en el cuidado de nuestros recursos, de esta manera, cuidar el ambiente y asegurar el futuro de las siguientes generaciones
- Crear una cultura de solidaridad con aquellas medidas que permiten hacer uso, con eficiencia, eficacia y sobre todo con responsabilidad, de los recursos generados

3. horario de demanda máxima (horario punta)

La región central abarca todas las delegaciones del Distrito Federal, y los estados en la periferia de éste, las tarifas aplicadas para determinar lo que se pierde por disminuir la carga del motor, para el año 2004 son las siguientes:

Tabla 4. Tarifas aplicadas en el año 2004

Mes	Cargo kilowatt demanda facturable por de	Cargo kilowatt-hora de energía de punta por de	Cargo kilowatt-hora de energía intermedia por de	Cargo kilowatt-hora de energía de base por de
Enero	89.57	1.6923	0.5414	0.4522
Febrero	90.81	1.7157	0.5489	0.4584
Marzo	91.25	1.7239	0.5515	0.4606
Abril	93.62	1.7687	0.5658	0.4726
Mayo	98.22	1.8555	0.5936	0.4958
Junio	101.25	1.9128	0.6119	0.5111
Julio	104.02	1.9652	0.6287	0.5251
Agosto	105.94	2.0016	0.6403	0.5348
Septiembre	107.95	2.0396	0.6525	0.5450
Octubre	106.95	2.0206	0.6464	0.5399
Noviembre	106.05	2.0036	0.6410	0.5354
Diciembre	108.9	2.575	0.6582	0.5498

En las siguientes tablas se muestran las pérdidas originadas por la disminución de la energía generada, según los horarios y las tarifas de CFE para los días que tuvieron temperaturas elevadas

Tabla 5. Horario de verano para lunes a viernes

Mes	Tarifa	Hrs	kWh*	\$/kWh	Total
Abril	Base	0	1050	0.4726	0
	Intermedia	71	1050	0.5658	42180.39
	Punta	0	1050	1.7687	0
Mayo	Base	0	1050	0.4958	0
	Intermedia	67	1050	0.5936	41759.76
	Punta	0	1050	1.8555	0
Junio	Base	0	1050	0.5111	0
	Intermedia	16	1050	0.6119	10279.92
	Punta	0	1050	1.9128	0
Julio	Base	0	1050	0.5251	0
	Intermedia	0	1050	0.6287	0
	Punta	0	1050	1.9652	0

Agosto	Base	0	1050	0.5348	0
	Intermedia	5	1050	0.6403	3361.575
	Punta	0	1050	2.0016	0
Septiembre	Base	0	1050	0.5450	0
	Intermedia	3	1050	0.6525	2055.375
	Punta	0	1050	2.0396	0
Octubre	Base	0	1050	0.5399	0
	Intermedia	17	1050	0.6464	11538.24
	Punta	0	1050	2.0206	0

Tabla 6. Horario de verano para sabado

Mes	Tarifa	Hrs	KWh*	\$/kWh	Total
Abril	Base	0	1050	0.4726	0
	Intermedia	19	1050	0.5658	11287.71
	Punta	0	1050	1.7687	0
Mayo	Base	0	1050	0.4958	0
	Intermedia	13	1050	0.5936	8102.64
	Punta	0	1050	1.8555	0
Junio	Base	0	1050	0.5111	0
	Intermedia	3	1050	0.6119	1927.485
	Punta	0	1050	1.9128	0
Julio	Base	0	1050	0.5251	0
	Intermedia	0	1050	0.6287	0
	Punta	0	1050	1.9652	0
Agosto	Base	0	1050	0.5348	0
	Intermedia	1	1050	0.6403	672.315
	Punta	0	1050	2.0016	0
Septiembre	Base	0	1050	0.5450	0
	Intermedia	0	1050	0.6525	0
	Punta	0	1050	2.0396	0
Octubre	Base	0	1050	0.5399	0
	Intermedia	4	1050	0.6464	2714.88
	Punta	0	1050	2.0206	0

Tabla 7. Horario de verano para domingos y dias festivos

Mes	Tarifa	Hrs	KWh*	\$/kWh	Total
Abril	Base	13	1050	0.4726	6450.99
	Intermedia	0	1050	0.5658	0
	Punta	0	1050	1.7687	0
Mayo	Base	18	1050	0.4958	9370.62
	Intermedia	0	1050	0.5936	0
	Punta	0	1050	1.8555	0
Junio	Base	7	1050	0.5111	3756.585
	Intermedia	0	1050	0.6119	0
	Punta	0	1050	1.9128	0
Julio	Base	0	1050	0.5251	0
	Intermedia	0	1050	0.6287	0
	Punta	0	1050	1.9652	0

Agosto	Base	4	1050	0.5348	2246.16
	Intermedia	0	1050	0.6403	0
	Punta	0	1050	2.0016	0
Septiembre	Base	1	1050	0.5450	572.25
	Intermedia	0	1050	0.6525	0
	Punta	0	1050	2.0396	0
Octubre	Base	3	1050	0.5399	1700.685
	Intermedia	0	1050	0.6464	0
	Punta	0	1050	2.0206	0

Tabla 24. Horario de invierno para lunes a viernes

Mes	Tarifa	Hrs	kWh*	\$/kWh	Total
Enero	Base	0	1050	0.4522	0
	Intermedia	0	1050	0.5414	0
	Punta	0	1050	1.6923	0
Febrero	Base	0	1050	0.4584	0
	Intermedia	16	1050	0.5489	9221.52
	Punta	0	1050	1.7157	0
Marzo	Base	0	1050	0.4606	0
	Intermedia	60	1050	0.5515	34744.5
	Punta	2	1050	1.7239	3620.19
Abril	Base	0	1050	0.4726	0
	Intermedia	0	1050	0.5658	0
	Punta	0	1050	1.7687	0
Octubre	Base	0	1050	0.5399	0
	Intermedia	0	1050	0.6464	0
	Punta	0	1050	2.0206	0
Noviembre	Base	0	1050	0.5354	0
	Intermedia	0	1050	0.6410	0
	Punta	0	1050	2.0036	0
Diciembre	Base	0	1050	0.5498	0
	Intermedia	0	1050	0.6582	0
	Punta	0	1050	2.575	0

Tabla 25. Horario de invierno para sabados

Mes	Tarifa	Hrs	kWh*	\$/kWh	Total
Enero	Base	0	1050	0.4522	0
	Intermedia	0	1050	0.5414	0
	Punta	0	1050	1.6923	0
Febrero	Base	0	1050	0.4584	0
	Intermedia	4	1050	0.5489	2305.38
	Punta	0	1050	1.7157	0
Marzo	Base	0	1050	0.4606	0
	Intermedia	14	1050	0.5515	8107.05
	Punta	0	1050	1.7239	0
Abril	Base	0	1050	0.4726	0
	Intermedia	0	1050	0.5658	0
	Punta	0	1050	1.7687	0

Octubre	Base	0	1050	0.5399	0
	Intermedia	0	1050	0.6464	0
	Punta	0	1050	2.0206	0
Noviembre	Base	0	1050	0.5354	0
	Intermedia	0	1050	0.6410	0
	Punta	0	1050	2.0036	0
Diciembre	Base	0	1050	0.5498	0
	Intermedia	1	1050	0.6582	691.11
	Punta	0	1050	2.575	0

Tabla 26. Horario de invierno para domingos y días festivos

Mes	Tarifa	Hrs	kWh*	\$/kWh	Total
Enero	Base	0	1050	0.4522	0
	Intermedia	0	1050	0.5414	0
	Punta	0	1050	1.6923	0
Febrero	Base	10	1050	0.4584	4813.2
	Intermedia	0	1050	0.5489	0
	Punta	0	1050	1.7157	0
Marzo	Base	11	1050	0.4606	5319.93
	Intermedia	2	1050	0.5515	1158.15
	Punta	0	1050	1.7239	0
Abril	Base	0	1050	0.4726	0
	Intermedia	0	1050	0.5658	0
	Punta	0	1050	1.7687	0
Octubre	Base	0	1050	0.5399	0
	Intermedia	0	1050	0.6464	0
	Punta	0	1050	2.0206	0
Noviembre	Base	0	1050	0.5354	0
	Intermedia	0	1050	0.6410	0
	Punta	0	1050	2.0036	0
Diciembre	Base	0	1050	0.5498	0
	Intermedia	0	1050	0.6582	0
	Punta	0	1050	2.575	0

* kwh no generado.

El total es obtenido de la siguiente manera:

$$\text{Total} = \text{hrs} * \text{kWh} * \frac{\$}{\text{kWh}}$$

Sumando los totales obtenemos la cantidad de \$229,958.61 que es la cifra exacta de lo que pierde Fermic al no generar energía eléctrica debido a las altas temperaturas registradas en el año.

3. Análisis de los ciclos de refrigeración.- Equipos propuestos

3.1 Refrigeración por Absorción

3.1.1 Generalidades

La realización de la primera maquina de absorción, llevada a cabo por Ferdinand Carre (1857), y su presentación en la exposición universal de Londres, provoco una gran conmoción, no solo por el hecho de la “fabricación industrial del frío”, sino también por la paradoja de utilizar calor en dicha producción. Posteriormente su hermano Edmond Carre ponía a punto una nueva máquina para el enfriamiento de bebidas que seguía el mismo procedimiento. El apellido Carre había entrado en la historia de la producción de frío como uno de sus pilares básicos, tanto por su aportación de un método de producción, como por ser los primeros en utilizar amoniaco como fluido refrigerante.

Sea por el hecho de su temprana, y relativamente fácil puesta a punto, o por las dificultades tecnológicas asociadas a la construcción de compresores de utilización confiable, la máquina frigorífica de absorción vivió una época de esplendor, rota por la introducción en el mercado de instalaciones de compresión de mayores prestaciones energéticas, lo que relegó a la absorción a dominios muy reducidos de aplicación o al específicamente propio de aprovechamiento de una fuente residual de bajo costo.

La máquina de absorción, pasó al olvido que no fue amortiguado ni siquiera por las propuestas de mejoras debidas a Altenkirsch, parece puede detenerse actualmente, no en base a su utilización primigenia como máquina frigorífica, sino como sistema capaz de conseguir revalorizaciones energéticas.

Las máquinas frigoríficas de absorción se integran dentro del mismo grupo de producción de frío que las convencionales de compresión, ya que el efecto de “generación

de frío”, o absorción de calor a baja temperatura, se consigue por evaporación de un líquido a baja presión. La diferencia entre estos dos métodos estriba básicamente en el procedimiento seguido para la recuperación de los vapores formados durante el paso de líquido a vapor.

En las máquinas de compresión este proceso es encargado al compresor, equipo que también asegura la elevación de presión hasta un nivel suficiente, de tal forma que los vapores recuperados puedan ser condensados por sesión de calor a un medio externo.

Por lo que respecta a las máquinas de absorción, las funciones propias del compresor se encomiendan a dispositivos independientes:

- La aspiración de vapores de refrigerante, procedentes del evaporador, se produce como consecuencia de la afinidad que por estos presenta una solución líquida almacenada en un recipiente (absorbedor) conectado al evaporador. Más adelante observará que esta absorción tiene un carácter exotérmico en la mezclas utilizadas en la práctica, lo que va a requerir una sesión de calor a un agente exterior
- el aumento de presión, hasta el nivel de condensación tiene lugar en una bomba que trasiega la solución líquida resultante en absorbedor (rica en refrigerante). Dado que la compresión se realiza sobre un fluido líquido, la potencia necesaria de accionamiento es muy inferior a la que se precisa en el compresor de una máquina de compresión.

Resulta evidente que con los procesos descritos se obtiene una mezcla líquida (rica en sustancia refrigerante-pobre en sustancia absorbente) que no puede ser enviada hacia el condensador, sino que previamente debe llevarse a efecto la separación del refrigerante para que pueda procederse a su reutilización. Esta separación tiene lugar en el denominado generador y se produce por adición de una potencia por vía calorífica, cuyas consecuencias son; por un lado la producción de una corriente de vapores de refrigerante puro (o con una débil presencia de absorbente), y en segundo lugar se origina una solución

líquida pobre en refrigerante (concentrada en absorbente) que es enviada al absorbedor, previa laminación, para reanudar la absorción de vapores de refrigerante formados en evaporador.

El ciclo de refrigeración por absorción constituye un proceso para enfriamiento de agua que utiliza directamente el calor sin emplear propulsión o máquina motriz, utilizando pues los medios de calefacción todo el tiempo. Utiliza los refrigerantes más baratos, más seguros y fáciles de conseguir.

Los sistemas de absorción se caracterizan por el hecho de que el refrigerante es absorbido por un elemento en el lado de baja presión del sistema, y liberado en el lado de alta presión. La ventaja que se deriva del ciclo de absorción es que el líquido, y no una sustancia gaseosa, es bombeado desde la región de presión baja hasta la de presión elevada, con la consecuencia de un trabajo considerablemente menor.

3.1.2 Las mezclas frigoríficas.

La eficiencia de una máquina ideal de absorción solo es función de las temperaturas absolutas de las fuentes térmicas de intercambio, independientemente de las propiedades de las sustancias absorbente y refrigerante que circulen por los órganos de la planta. En la práctica esto no sucede así, existiendo una clara dependencia entre las prestaciones logradas y la mezcla frigorífica escogida. Antes de hacer referencia a las mezclas utilizadas en el área industrial, vamos a pasar revista a las propiedades deseables tanto de las sustancias como de su mezcla.

Requerimientos de los refrigerantes.

- ✦ Su presión de vapor deberá ser lo suficientemente baja, en alta temperatura, para impedir un grosor elevado en los equipos que trabajan en esta zona. Por el contrario, a baja temperatura, deberá poseer una presión relativamente alta para favorecer la detección de fugas.

- Su temperatura de congelación será significativamente menor que la mínima del ciclo.
- La conductividad térmica lo mayor posible para favorecer los procesos de transferencia de calor.
- Térmicamente estables.

Requerimientos del absorbente:

- La presión de vapor deberá ser lo mas baja posible a la temperatura del generador, con el fin de evitar la rectificación, lo que va a requerir en estas sustancias un alto punto de ebullición.
- Estables químicamente y no corrosivos.
- En funcionamiento continuo debe encontrarse en fase líquida para las condiciones de operación.
- Mínima viscosidad, para reducir la energía de circulación y asegurar altas tasas de absorción y transferencia de calor.
- Bajo punto de congelación.

Requerimientos de la solución refrigerante-absorbente.

- Gran solubilidad del refrigerante en la solución para las condiciones de trabajo del absorbedor.
- Proceso rápido de absorción de vapores y de aproximación de la solución final al estado de equilibrio.
- No inflamable, ni tóxico, ni corrosivo.

Resulta obvio señalar que ninguna de las mezclas, que se utilizan en las instalaciones industriales, cumple con la totalidad de los requisitos enumerados, a pesar de la gran cantidad de pruebas que se han llevado a cabo con distintos componentes. No vamos a referenciar aquí todas las sustancias que potencialmente tienen aptitudes

suficientes para asegurar unas prestaciones mínimas, si no los dos pares de mayor incidencia industrial, que corresponden a:

- La mezcla amoniaco (refrigerante) – agua (absorbente), solución utilizada especialmente en el dominio de las bajas temperaturas.
- La mezcla agua (refrigerante) – bromuro de litio (absorbente), solución cuyo uso se ve limitado al dominio de las temperaturas positivas, ya sea como maquina frigorífica en acondicionamiento de aire, ya en unidades de bomba o transformador de calor.

La mezcla agua-bromuro de litio.

Como se ha dicho, la subdivisión de funciones en este par otorga el papel de refrigerante al agua, mientras que la absorción de vapores se encomienda a una solución acuosa de bromuro de litio.

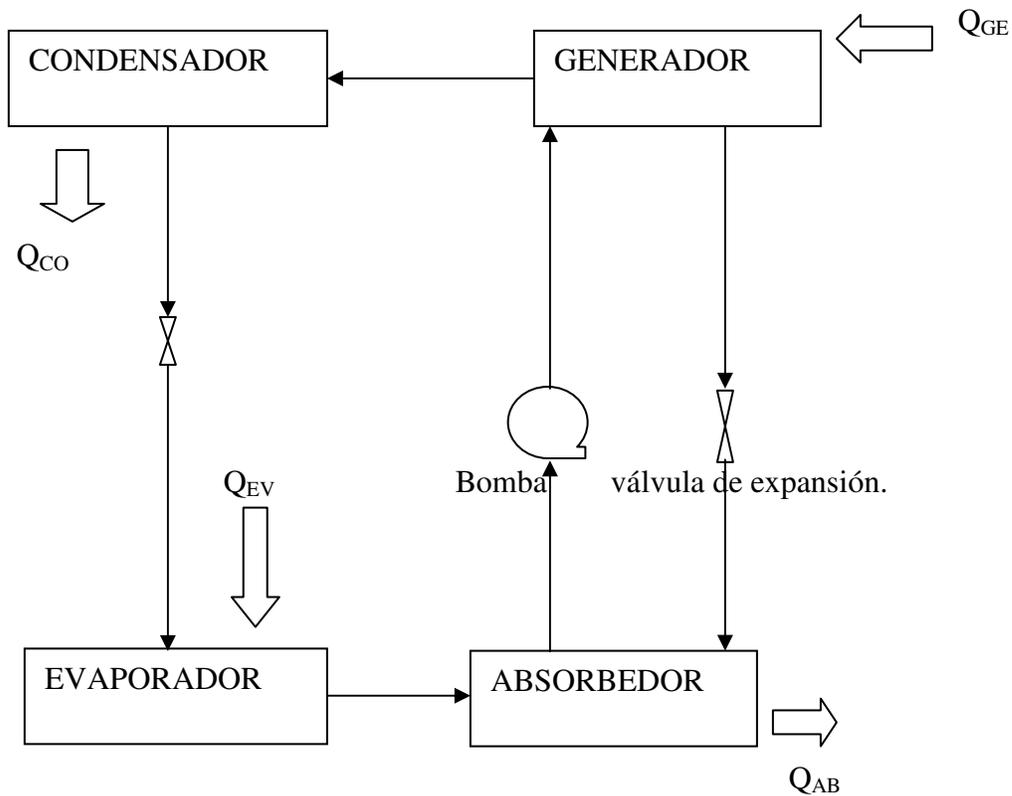


Ilustración 1. Esquema básico del ciclo de refrigeración por absorción.

Las ventajas e inconvenientes que presenta la utilización de este par son de diferente índole, siendo las más significativas:

3.1.3 Ventajas y Desventajas

Ventajas.

- ✚ La utilización del agua como refrigerante es favorable debido a su elevado calor latente de vaporización, superior al de cualquier otro fluido frigorífico.
- ✚ Su carácter de no tóxico, ni inflamable.
- ✚ No se hace necesaria una rectificación de los vapores a la salida del generador, ya que durante la separación se genera una corriente prácticamente pura de vapor de agua.

Desventajas.

- Inicialmente mencionado de restringir el dominio de aplicación al campo de las temperaturas mayores a 0°C , lo que no representa problema alguno en caso de funcionamiento como bomba o transformador de calor.
- Altos volúmenes específicos del vapor de agua a bajas temperaturas, lo que no constituye un gran inconveniente en sistemas tritéricos, si en los ditéricos de compresión.
- con agua como refrigerante, excepto en alta temperatura, se corresponden presiones inferiores a la atmosférica, lo que conduce a una necesidad imperiosa de estanqueidad en los elementos de la instalación para asegurar un correcto funcionamiento.
- Existe el peligro de cristalización de la solución para ciertas condiciones de concentración y temperatura, con los consiguientes problemas que de ello se derivan.

Hasta aquí hemos realizado un esbozo de un primer equipo por analizar, pero antes de proponer una marca, modelo y costo es necesario comenzar a dimensionarlo, es decir, conocer cuanto calor queremos que este equipo nos retire del agua de camisas de los motores en estudio. Para esto nosotros conocemos los siguientes datos:

Primero: necesitamos que mientras estén operando los motores, la temperatura de camisas se mantenga en un rango de temperaturas entre 75°C y 85°C , entonces será necesario retirar 10°C en promedio, esto porque la temperatura de camisas alcanza casi los 92°C cuando las condiciones atmosféricas no son favorables.

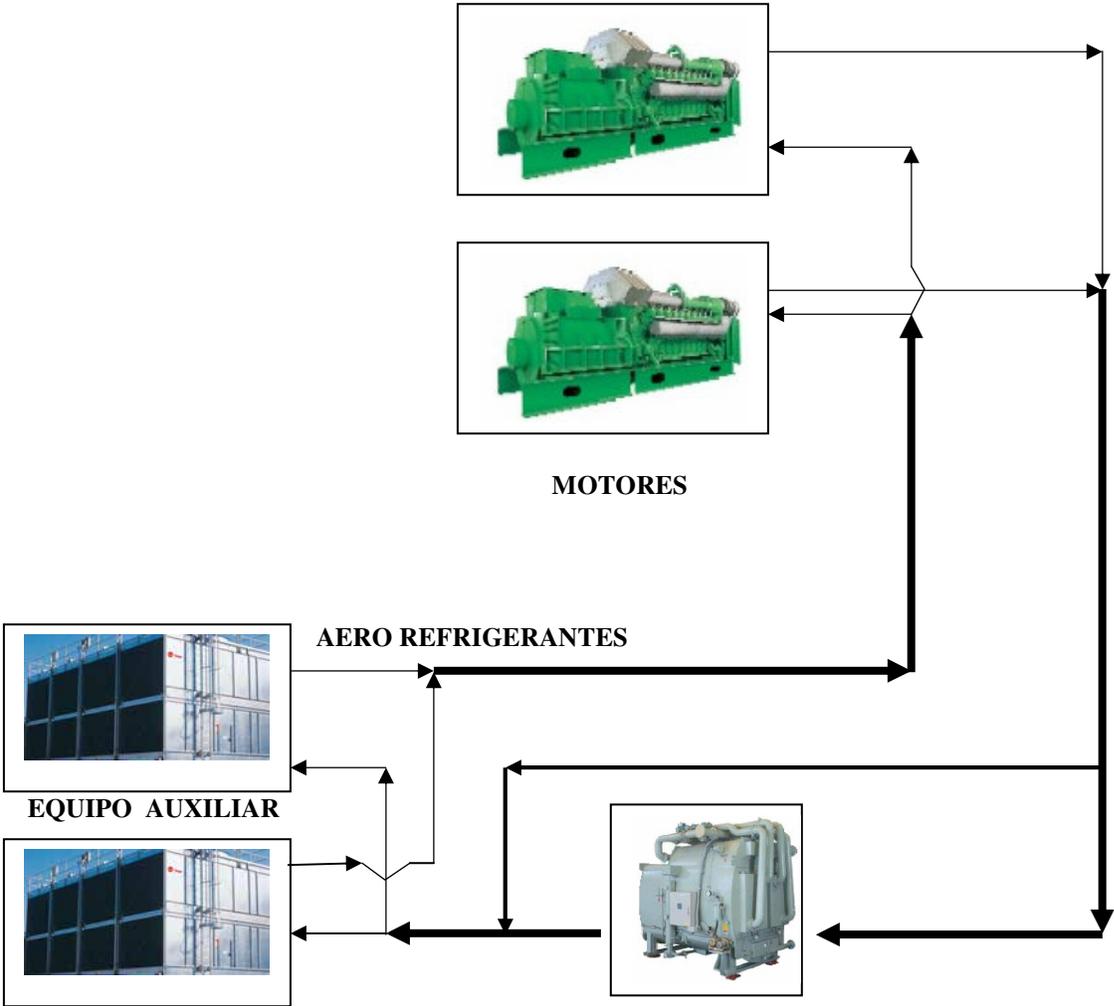
Segundo: el gasto de agua que tiene que enfriar el equipo auxiliar es de $91.44\text{ m}^3/\text{hr}$, de un total de $163.2\text{ m}^3/\text{hr}$. Debido a que es necesario realizar una desviación de la tubería principal a dicho equipo se muestra en el diagrama 1

Recordemos que existen dos sistemas de enfriamiento en estos motores; uno de alta temperatura que es utilizado para bajar la temperatura de el agua de camisas del motor (esquema mostrado abajo) y otro de baja temperatura usado en el sistema de suministro de combustible, además mostramos donde se colocara el equipo auxiliar.

Esquema 1. Sistema de refrigeración de los motores Fermic

Los diámetros de las tuberías son:

- Tubo de 4" _____
- Tubo de 5" _____
- Tubo de 6" _____



Por primera ley de la termodinámica calculamos el calor a retirar

$$q = mC_p \Delta T$$

Recordemos que el C_p para el agua es de

$$4.186 \text{ [kJ/kg K]} \text{ y } \rho = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}.$$

Y podemos a partir del gasto obtener el flujo másico:

$$m = \rho Q$$

Por lo tanto

$$q = \rho Q C_p \Delta T$$

Sustituyendo nos queda:

$$q = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 91.44 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 4.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 10\text{K} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$q = 1063.2\text{kW}$$

Para trabajos de refrigeración suele utilizarse para indicar la potencia de los equipos una unidad llamada tonelada de refrigeración que es equivalente a 3.52 kW.

Finalmente

$$q = 302\text{TR}$$

Este resultado es el calor que el equipo de refrigeración tiene que retirar, cualquiera que este sea, recordemos que serán tres sugerencias las que analizaremos en este trabajo.

De las empresas que se dedican a fabricar sistemas de refrigeración industrial, fue TRANE la que nos ofreció la máquina de absorción con las características que requerimos a un mejor precio, sin embargo es necesario un intercambiador de calor para llevar hasta el estado de vapor el agua extraída de los motores como fuente de energía para hacer funcionar la máquina. Está fue la siguiente:

Modelo: ABDL-350

Capacidad: 336 TR

Precio: \$ 120,000.00 US.



Ilustración 2. Equipo de absorción comercial.

3.2 Refrigeración por adsorción.

3.2.1 Generalidades.

El estudio de los fenómenos superficiales que ocurren entre los diferentes estados de agregación, en particular de fases fluidas (líquido y gases) y estructuras sólidas, ha permitido el conocimiento de la capacidad que presentan una gran cantidad de sólidos para fijar en su superficie uno ó varios componentes de la fase fluida, a este fenómeno se le conoce con el nombre de Adsorción, proceso que puede ser de naturaleza física (fuerzas intermoleculares de Van der Waals) o química (quimisorción: adsorción activada).

La adsorción es un proceso del cual se obtiene una concentración más elevada de cualquier componente en la superficie de una fase líquida o sólida que la que existe en el interior de la misma.- Esta propiedad de selectividad permite fijar uno ó más componentes, los cuales se acumulan en la región interfacial.

El proceso de transferencia de masa del componente desde la masa principal del fluido a la superficie, continúa hasta que se alcanza un estado de equilibrio, (equilibrio de adsorción).

El componente que se acumula en la interfase se denomina adsorbato y adsorbente al material en cuya superficie se acumulan los componentes de la fase fluida.

Existe una gran cantidad de materiales adsorbentes que se usan en muy diversas aplicaciones, tales como: separaciones gaseosas para la eliminación de olores e impurezas desagradables de gases industriales, recuperación de vapores de cierto valor comercial de disolvente a partir de mezclas diluidas con aire y otros gases, fraccionamiento de mezclas de gases de hidrocarburos que contiene sustancias como: metano, etileno, etano, propileno y propano, separación de líquidos que incluyen: eliminación de humedad disuelta en gasolina, eliminación de olor y sabor indeseables del agua y el fraccionamiento de mezclas de hidrocarburos aromáticos y parafínicos, entre otros.

Los sólidos adsorbentes por lo general se utilizan en forma granular, cuyo tamaño varía desde 12 a 50 mm.- Su capacidad de adsorción está relacionada con la naturaleza química del sólido, siendo necesario una gran superficie por unidad de peso para la mayoría de los adsorbentes.- En el caso de la adsorción de gases no es la superficie total de las partículas granulares las que se considera, si no, la superficie mucho mayor de los poros internos de las partículas.- Estos poros son generalmente pequeños algunas veces de unos cuantos diámetros moleculares, pero debido a su gran cantidad presentan una enorme superficie de adsorción.

Como ejemplos de adsorbentes tenemos los siguientes:

➤ Arcillas activadas.- Son arcillas como la bentonita la cual se activa por medio de un tratamiento químico con ácido sulfúrico o clorhídrico, después se lava y se seca y se reduce su tamaño (polvo fino).

- Alúmina activada y alúmina-gel.- Son formas porosas del óxido de aluminio, las cuales presentan una alta resistencia al impacto y a la abrasión.- Se reactivan un gran número de veces por medio de un calentamiento superior a los 177°C.
- Bauxita.- Es una alúmina hidratada que se encuentra en forma natural, la cual se activa mediante un calentamiento entre 230 y 800°C.
- Carbón adsorbente de gases.- Este se produce a partir de la carbonización de cáscaras de coco, semillas de fruta, carbón, lignita y madera, su activación se logra por medio de un proceso parcial de oxidación con aire o vapor caliente.
- Carbones de colorantes.- Estos materiales se pueden preparar en muy diferentes formas. a) mezclando material vegetal con sustancias inorgánicas como cloruro de calcio, se carboniza y se elimina la materia inorgánica por medio de una lixiviación. b) mezclando materia orgánica como aserrín con sustancias porosas como piedra pómez, luego se calienta y se carboniza con aire o vapor caliente. En este caso también se puede usar una lignita y carbón bituminoso.
- Carbón de hueso.- Se obtiene mediante la destilación destructiva de huesos pulverizados y secos entre 600 y 900°C.
- Carbón activado de malla molecular.- Esta técnica permite obtener carbones activados en los cuales se controlan las aberturas del poro. En la mayoría de los carbones activados se tiene un rango de aberturas entre 14 y 60 Angstroms.
- Mallas moleculares.- Son formas cristalinas de zeolitas sintéticas de estructura porosa. La estructura de las celdas cristalinas pueden absorber diferentes productos. El diámetro del poro se controla por medio de la composición del cristal que regula el tamaño de moléculas que entran en la red. Las mallas pueden separar en función del tamaño molecular y por medio de adsorción de

acuerdo con la polaridad molecular y el grado de insaturación. Se pueden conseguir diferentes tipos con diámetros de poro preestablecido, el tamaño del poro para una clase específica es uniforme, como por ejemplo: el tipo 3ª con un tamaño de poro de 0.3 mm, se usa para secado, el tipo 5ª con un tamaño de poro de 0.5 mm se usa para separación de parafinas normales de mezclas de corrientes de hidrocarburos y el tipo 13X con un tamaño de poro entre 0.9 y 1 mm se usa para extracción de CO y agua del aire. Las temperaturas de regeneración están en un rango entre 200 y 315°C para todos los diferentes tipos.

➤ **Polímeros sintéticos.**- Por lo general son perlas esféricas porosas de 0.5 mm de diámetro, cada esfera es un conjunto de micro esferas de 10 mm de diámetro. El material es sintético, fabricado a partir de monómeros polimerizables de dos tipos principales: fabricados a partir de ésteres acrílicos.

➤ **Sílica-gel.**-Es una forma granular y extremadamente porosa y amorfa del SiO₂, el cual se prepara a partir del gel precipitado por tratamiento ácido de una solución de silicato de sodio, aunque es inerte con la mayoría de los fluidos, no se recomienda para alcalinos fuertes. Se regenera normalmente por calentamiento entre 175 y 180°C, su contenido de humedad antes de usarse varía del 4 al 7%.

➤ **Tierras de Fuller.**- Son arcillas naturales, básicamente silicatos de aluminio y magnesio, bajo las formas conocidas atapulgita y montmorillonita. Estas arcillas al calentarse y secarse desarrollan una estructura porosa se muelen se ciernen en tamaños grandes gránulos hasta polvos finos.

3.2.2 Tipos de adsorción

Existen dos categorías principales de adsorción que dependen de si la asociación entre el gas y la superficie sólida es de carácter físico o químico, es decir que intervienen

fuerzas de Van Der Waals (o de dispersión) o atracciones análogas a la valencia. El primer tipo corresponde a la adsorción física o de Van Der Waals y la segunda a la quimisorción de alta temperatura y adsorción activada a baja temperatura.

La adsorción o adsorción de Van Der Waals es un fenómeno reversible, resultado de las fuerzas intermoleculares de atracción entre las moléculas del sólido y la sustancia adsorbida. En el caso de las fuerzas atractivas entre un gas y un sólido mayores que los existentes entre las moléculas del mismo gas, el gas se condensará sobre la superficie del sólido, aunque su presión sea menor que la presión de vapor que corresponde a la temperatura predominante. Debido a la condensación habrá liberación de calor, que será mayor que el calor latente vaporización. En la adsorción física los calores de adsorción son relativamente pequeños, unos 5 kcal/mol o menos.

La sustancia adsorbida no penetra en el interior de la red cristalina ni disuelve en ella, si no que permanece totalmente sobre la superficie. Sin embargo, si el sólido es muy poroso y contiene muchos pequeños capilares, la sustancia adsorbida penetrará en los intersticios si es que la sustancia humedece al sólido.

El equilibrio entre un sólido y un gas es reversible, y se alcanza rápidamente cuando se cambian la temperatura y la presión. Si se considera que la velocidad de adsorción del gas requiere de una energía de activación, entonces el establecimiento rápido del equilibrio a temperatura baja significa que la energía de activación es pequeña.

A presiones relativamente bajas, y especialmente temperaturas moderadamente elevadas, es probable que las moléculas adsorbidas por fuerzas de Van Der Waals formen una capa molecular única.

Quimisorción: adsorción activada.- Como se mencionó, la quimisorción implica fuerzas de naturaleza química, lo cual queda demostrado frecuentemente por la irreversibilidad de la adsorción. Es probable que en todos los casos de catálisis de superficie esté implicada la quimisorción, especialmente cuando la energía de activación es notablemente menor que para la correspondiente reacción gaseosa homogénea.

3.2.3 Equilibrio de adsorción

El equilibrio de adsorción se tiene cuando el número de moléculas que llegan a la superficie del sólido es igual al número de moléculas que salen de la superficie hacia la fase fluida. Las características de la adsorción en el equilibrio de un gas o vapor sobre un sólido, son similares a la solubilidad en el equilibrio de un gas líquido.

Como regla general, los vapores y los gases se adsorben más fácilmente cuando mayor es su peso molecular y menor su temperatura crítica, aunque las diferencias químicas, como el grado de instauración de la molécula también influyen sobre el grado de adsorción.

3.2.4 Calor de adsorción

Puesto que la adsorción es un proceso exotérmico, la concentración del gas adsorbido decrece al aumentar la temperatura a una presión dada en el equilibrio.

El calor diferencial de adsorción (H_A) se define como el calor liberado a temperatura constante cuando se adsorbe una cantidad unitaria de vapor en una gran cantidad de sólido que ya contiene adsorbato. Se utiliza esta gran cantidad de sólido para que la concentración del adsorbato no cambie. El calor integral de adsorción en cualquier concentración X de adsorbato sobre el sólido, se define como la entalpía de la combinación adsorbato-adsorbente, menos la suma de las entalpías de peso unitario del adsorbente sólido puro y suficiente sustancia adsorbida pura (antes de la adsorción) para obtener la concentración requerida X , todo a la misma temperatura. Estas son funciones de la temperatura y de la concentración del adsorbato para cualquier sistema.

3.3 Refrigeración Por Adsorción

3.3.1 Generalidades

Debido a la dificultad técnica de transportar el sólido dentro del sistema, el ciclo de refrigeración tiene por lo general un funcionamiento intermitente, es decir; que los procesos de desorción-condensación y evaporación-adsorción están separados en el tiempo.

En el proceso de desorción-condensación se desorbe el refrigerante (adsorbato) se libera y se licua en el condensador en donde se almacena. Se requiere de un cierto tiempo para que la masa del adsorbente alcance las condiciones de adsorción, siendo en este momento donde se inicia el proceso de evaporación del refrigerante el cual se almacena previamente y su adsorción simultáneamente en el sólido.

Es posible obtener un ciclo de refrigeración, cuando se dispone de dos recipientes en donde se desarrollan los procesos de desorción y adsorción respectivamente en donde se intervienen sus funciones. En este caso se usa un condensador y un evaporador; un sistema automático de válvulas permite la inversión de funciones. El inconveniente del funcionamiento intermitente, es que sólo se dispone de la potencia frigorífica durante el proceso de evaporación-adsorción, requiriéndose un almacenamiento frigorífico para su uso en un periodo diferente.

Como se mencionó anteriormente, debido a la dificultad de transportar el sólido del adsorbedor al desorbedor, la mayoría de los sistemas tienen un solo elemento, que desarrolla las dos funciones; primero como adsorbedor en el proceso de producción de frío (evaporación-adsorción) y después como desorbedor en el proceso de recuperación del refrigerante (desorción-condensación).

Para un sistema adsorbente-adsorbato es necesario conocer sus propiedades termodinámicas; básicamente con las isothermas de adsorción y las curvas llamadas isósteras; las cuales se obtienen a partir del conocimiento de la concentración del vapor del adsorbato en el adsorbente, de la temperatura del vapor del adsorbato, y de la presión de vapor del adsorbato sobre el adsorbente. Las isósteras se determinan experimentalmente por termogravimetría.

3.3.2 Principio de Funcionamiento

Hemos seleccionado un ciclo intermitente de refrigeración por adsorción, dado que es el más factible y económico. En este caso; debido a la separación los procesos de desorción-condensación y evaporación-adsorción, ponemos en la práctica un solo recipiente que efectúe las dos funciones de desorbedor y adsorbedor, lo cual está representado en la siguiente figura.

En donde se tiene un ciclo de refrigeración formado por un desorbedor-adsorbedor (DA), un condensador (C), un recipiente de condensados (RC), un evaporador (E) y válvulas de control (V_1 , V_2 y V_3).

3.3.3 Proceso de Adsorción-Condensación

En el inicio del ciclo, el refrigerante adsorbido se encuentra en el desorbedor a las condiciones finales de la adsorción es decir T_{FA} a una presión de vapor (P_E) correspondiente a la presión de vapor en el evaporador, lo cual da una concentración inicial (C_i en este punto las válvulas V_1 y V_3 permanecen cerradas.

Al suministrar calor al desorbedor se produce una elevación en la temperatura en el sólido y su subsecuente elevación en la presión, debido a la desorción en el adsorbente. En el proceso de desorción el trayecto del punto A al punto B, la concentración permanece constante. El aumento en la presión provoca el cierre de la válvula V_3 . Cuando la temperatura alcanza el valor de T_{MD} ; la temperatura mínima de desorción, se inicia el proceso simultáneo de desorción-condensación, abriéndose la válvula V_1 y llegando el vapor de refrigerante al condensador. La temperatura de condensación T_c corresponde de la del sumidero lo cual es casi constante, mientras que la temperatura de desorción aumenta hasta el valor T_{FD} , el cual corresponde a la temperatura máxima final de la desorción, lo cual corresponde al punto C. Como la concentración del vapor del refrigerante disminuye en el adsorbente, es necesario aumentar la temperatura para que el proceso de disociación-

condensación continúe hasta alcanzar las condiciones límites del punto C; con una concentración final C_f , en donde $C_i > C_f$. Una vez alcanzados la presión en el desorbedor comienza a disminuir abajo de la presión de condensación, cerrándose la válvula V_1 .

3.3.4 Proceso de Evaporación-Adsorción

Para alcanzar las condiciones impuestas de evaporación del refrigerante (T_E) es necesario enfriar la masa del sólido desde las condiciones T_{FD} a la temperatura máxima de adsorción (T_{MA}); lo cual está representado por el trayecto del punto C al punto D. Este enfriamiento se puede lograr de manera natural o haciendo circular un fluido para acelerarlo. El tiempo para efectuar este enfriamiento marcará el inicio de los procesos simultáneos de evaporación y de adsorción; punto D.

Cuando el sólido se encuentra en el adsorbedor (A) bajo las condiciones del punto D, se inicia la evaporación del refrigerante a la temperatura (T_E), y la subsecuente producción de frío, por medio de una expansión provocada por la válvula V_2 , lo cual permite el paso del refrigerante líquido hacia el evaporador (E). El vapor se comienza a adsorber aumentando su concentración en el sólido hasta la temperatura mínima de adsorción T_{FA} , representado por el trayecto T_{MA} a T_{FA} y obteniéndose una concentración inicial C_i . Estas condiciones se representan en el punto A.

En este ciclo de refrigeración (I) para las condiciones iniciales (Punto A) y una temperatura final de desorción T_{FD} , se obtiene una masa de refrigerante $C_i - C_f$, disponible para la refrigeración a una temperatura de evaporación T_E .

El ciclo de refrigeración (II), al tener una temperatura de adsorción T_{FA} , menor que la del punto se obtendrá una mayor concentración del refrigerante en el adsorbente obteniéndose una mayor cantidad de refrigerante para un mismo nivel de temperatura de la fuente térmica disponible T_{FD} .

Durante el proceso de evaporación-adsorción las válvulas V_2 y V_3 permanecerán abiertas y la válvula V_1 cerrada. Como en el caso de la desorción, la concentración

permanece constante durante el trayecto del punto C al punto D. Como se puede observar tanto en el trayecto AB como el CD representan sólo los calores sensibles involucrados en las transformaciones termodinámicas del sólido. Otro calor sensible involucrado, es el sufrido por el refrigerante líquido al pasar de las condiciones de condensación a la de evaporación.

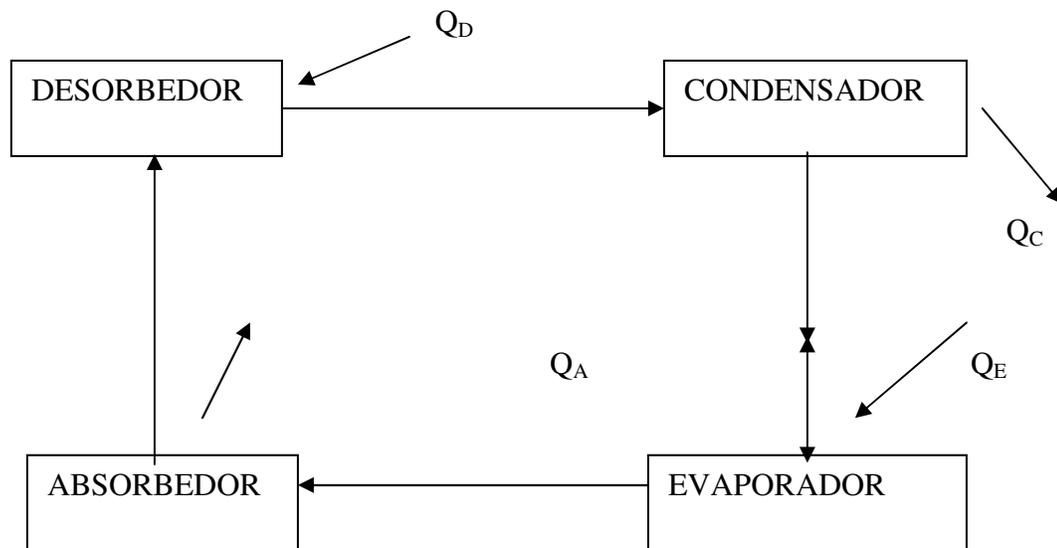


Ilustración 3. Esquema del ciclo básico de refrigeración por adsorción.

3.3.5 Cálculo del Ciclo de Refrigeración Por Adsorción

3.3.5.1 Cálculo de la potencia frigorífica

Para el cálculo de la potencia de refrigeración de un ciclo de adsorción, es necesario establecer primeramente la aplicación específica, es decir si se trata de enfriamiento, refrigeración, congelación, etc.; esto establece el nivel de temperatura en el evaporador (T_E). Lo anterior permite seleccionar, por un lado, tanto el fluido refrigerante más adecuado y por otro el adsorbente que por sus propiedades de adsorción, permite establecer un equilibrio con el adsorbato, en donde el fenómeno de adsorción tiene un carácter reversible por medio de la aplicación de energía térmica (desorción).

Una vez seleccionado el sistema adsorbato-adsorbente, se debe disponer de sus propiedades termodinámicas, básicamente las isothermas de adsorción, con el objeto de establecer si las condiciones de operación del ciclo de refrigeración están incluidas en el rango de los datos termodinámicos disponibles.

Al establecer las temperaturas de evaporación (T_E), condensación (T_C) y la temperatura disponible de la fuente térmica (T_{FD}), podemos trazar nuestro ciclo termodinámico de adsorción sobre la familia de curvas (isósteras), características del sistema adsorbato-adsorbente.

Al establecer el ciclo, se determinan las otras condiciones de operación, del ciclo como T_{MD} , T_{MA} y T_{FA} , la cual está muy próxima a la temperatura de fuente fría.

Para un ciclo específico de refrigeración, la cantidad de vapor del refrigerante en circulación será igual a $(C_i - C_f)$, que es la cantidad de refrigeración teóricamente disponible para la producción de frío, siendo la potencia específica de refrigeración (Q_E) expresada por unidad de tiempo:

$$Q_E = (C_i - C_f) dH_V \text{ -----(I)}$$

En donde dH_V es el calor de vaporización del refrigerante a la temperatura (T_E) y el cual es igual a:

$$dH_V = H_{VTE} - H_{LTE} \text{ -----(II)}$$

en donde H_{VTE} y H_{LTE} son las entalpías del vapor y el líquido refrigerante a la temperatura de evaporación en unidades de energía por masa de refrigerante evaporada.

Si se consideran los calores sensibles, la potencia de refrigeración deberá incluir el subenfriamiento del refrigerante líquido, de la temperatura de condensación (T_C) a la temperatura de evaporación (T_E), siendo este calor sensible (Q_1) igual a:

$$Q_I = m C_P (T_C - T_E) \text{ -----(III)}$$

Entonces la potencia frigorífica considerando los calores sensibles (Q_E^*) será igual:

$$Q_E^* = (C_i - C_f)(dH_V - Q_i) \text{ -----(IV)}$$

Ó

$$Q_E^* = (C_i - C_f)(H_{VTE} - H_{LTE}) \text{ -----(V)}$$

En donde H_{LTE} es la entalpía del líquido a la temperatura de condensación, la ecuación (I) representa la potencia de refrigeración considerando sólo el cambio de fase y las ecuaciones (IV) y (V) incluyendo los calores sensibles.

Para un demanda específica de potencia de refrigeración (Q_o) y conociendo el valor de (Q_E) o (Q_E^*), podemos calcular la cantidad de sólido requerida para adsorber el refrigerante:

$$\text{Masa del adsorbente } (M_A) = Q_o / Q_E$$

3.3.5.2 Balance de energía.

Si consideramos el ciclo básico de refrigeración por adsorción, podemos observar que están involucrados cuatro cantidades de calor: Q_D , Q_C , Q_E y Q_A siendo respectivamente el calor de desorción, condensación, evaporación y adsorción.

Podemos calcular cada una de éstas cantidades, considerando tanto los calores latentes como los sensibles.

El calor en el desorbedor involucra calores sensibles y latentes. Para la desorción del refrigerante en el adsorbente, es necesario suministrar una cantidad de energía suficiente, primero para llevar al sólido de las condiciones de adsorción (T_{FA} , C_i) a las

condiciones mínimas requeridas para el inicio de la desorción (T_{MD}); esta cantidad de calor sensible es igual a (Q_{S1}); expresada en energía / masa de adsorbente.

$$Q_{S1}=mC_{PS}(T_{MD}-T_{FA}) \text{ -----(VI)}$$

La masa M representa la masa del adsorbente más la masa del refrigerante.

A partir de la temperatura mínima T_{MD} , se inicia la desorción del refrigerante hasta las condiciones finales de desorción (T_{FD}), en donde se alcanza la concentración final (C_F). En este caso el calor de desorción tiene que ir aumentando a medida que la desorción avanza, siendo el calor total (Q_L) la suma de todos los calores parciales a las diferentes temperaturas de desorción:

$$Q_L=Q'_{Ldc} \text{ -----(VII)}$$

Entonces, el calor total suministrado al desorberse será:

$$Q_D=Q_{S1}+Q_L \text{ -----(VIII)}$$

Con los valores de Q_E y Q_D podemos calcular el rendimiento térmico teórico de la máquina de refrigeración:

$$N'_T=Q_E^*/Q_D^*=(H_{VTE}-H_{LTE})/Q'_{LTE}(C_i-C_f)+Q_{Si} \text{ -----(IX)}$$

El calor de condensación puede involucrar uno ó dos calores sensibles a parte del latente; es decir, el calor del enfriamiento del vapor del refrigerante de la temperatura final de desorción (T_{FD}) a la temperatura de condensación (T_C):

$$Q_{CS1}=m_v C_{pv}(T_{FD}-T_C) \text{ -----(X)}$$

El calor latente de condensación se desarrolla a presión y temperatura constante y es igual a:

$$Q_{cL} = H_{VTC} - H_{LTC} \text{ -----(XI)}$$

En donde H_{VTC} y H_{LTC} son respectivamente las entalpías del vapor y del líquido refrigerante a la temperatura de condensación.

En el caso de un subenfriamiento del refrigerante líquido a la temperatura (T_S), el calor sensible será igual a:

$$Q_{CS2} = m_L C_{pL} (T_C - T_S) \text{ -----(XII)}$$

Siendo el calor total de condensación:

$$Q_C = Q_{CL} + Q_{CS1} + Q_{CS2} \text{ -----(XIII)}$$

O simplemente:

$$Q_C = (C_i - C_f) (H_{VTFD} - H_{LTS}) \text{ -----(XIV)}$$

En donde H_{VTFD} , H_{LTC} y H_{LTS} representan la entalpía del líquido a la temperatura de condensación y a la temperatura de subenfriamiento respectivamente.

En el cálculo del calor a disipar en el adsorbedor, es necesario considerar el enfriamiento de la masa del sólido, de la temperatura final de desorción (T_{FD}) a la temperatura máxima requerida para el inicio de la adsorción (T_{MA}). Este calor (Q_{AS1}) es:

$$Q_{AS1} = m C_{pS} (T_{FD} - T_{MA}) \text{ -----(XV)}$$

El calor total de adsorción será igual a la suma de todos los calores involucrados, desde las condiciones iniciales de T_{MA} con una concentración del refrigerante C_f hasta la temperatura final de adsorción (T_{FA}), para alcanzar la concentración inicial C_i :

$$Q'_L = Q'_A dC \text{ -----(XVI)}$$

Entonces el calor total a disipar en el desorbedor será:

$$Q_A = Q_{AS1} + Q'_L \text{ -----(XVII)}$$

Los calores totales de desorción Q_L y de adsorción Q'_L son prácticamente los mismos, existiendo una pequeña diferencia debido a las diferencias en temperaturas entre los dos procesos T_{FD} y T_{FA} .

Como se puede observar, los cálculos de las diferentes cantidades de calor involucrados en el ciclo de refrigeración son teóricas, ya que no se consideran los calores sensibles de los materiales de construcción del refrigerador ni las pérdidas térmicas que dependen tanto de los materiales como de las condiciones de operación del ciclo.

Ahora, esta máquina la vende HIJC USA, INC su distribuidor en México es MAYCOM MAYEKAWA S.A. y es la siguiente:

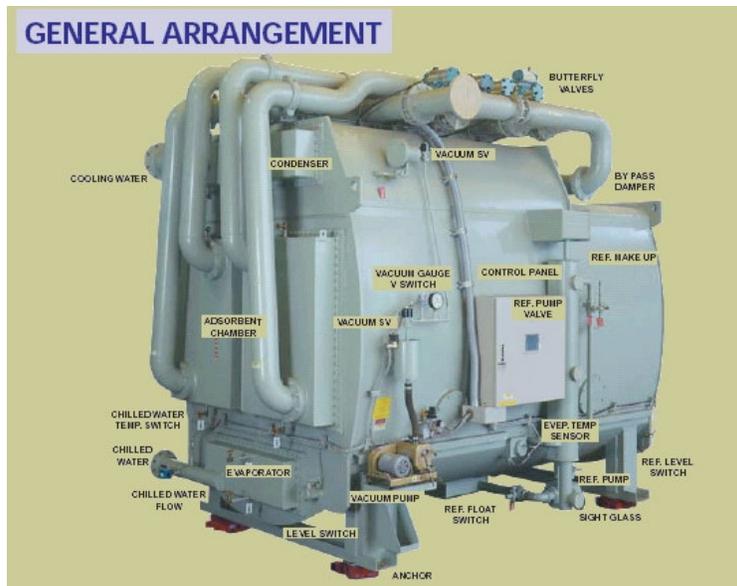


Ilustración 4. Equipo de adsorción comercial
Modelo: Economy ADCM1-360

Capacidad: 385.98 TR.

Precio: \$ 550,000.00 US

El precio incluye gastos de importación, transporte e instalación, además de un curso de operación y mantenimiento sencillo.

3.4 Torres de enfriamiento.

3.4.1 Funcionamiento de las torres de refrigeración

En las torres de enfriamiento se consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene de un circuito de enfriamiento mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior de la torre. A fin de mejorar el contacto aire-agua, se utiliza un entramado denominado “relleno”. El agua entra en la torre por la parte superior y se distribuye uniformemente sobre el relleno utilizando pulverizadores (espreas distribuidoras). De esta forma, se consigue un contacto óptimo entre el agua y el aire atmosférico.

El relleno sirve para aumentar el tiempo y la superficie de intercambio entre el agua y el aire. Una vez establecido el contacto entre el agua y el aire, tiene lugar una cesión de calor del agua hacia el aire. Ésta se produce debido a dos mecanismos: la transmisión de calor por convección y la transferencia de vapor desde el agua al aire, con el consiguiente enfriamiento del agua debido a la evaporación.

En la transmisión de calor por convección, se produce un flujo de calor en dirección al aire que rodea el agua a causa de la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos.

La tasa de enfriamiento por evaporación es de gran magnitud en las torres de enfriamiento; alrededor del 90 % es debida al fenómeno difusivo. Al entrar en contacto el aire con el agua se forma una fina película de aire húmedo saturado sobre la lámina de agua que desciende por el relleno. Esto es debido a que la presión parcial de vapor de agua en la película de aire es superior a la del aire húmedo que circula por la torre, produciéndose una cesión de vapor de agua (evaporación). Esta masa de agua evaporada extrae el calor latente de vaporización del propio líquido. Este calor latente es cedido al aire, obteniéndose un enfriamiento del agua y un aumento de la temperatura del aire. La diferencia de temperaturas del agua a la salida y la temperatura húmeda del aire se llama «acercamiento» o “aproximación”, ya que representa el límite termodinámico de enfriamiento al que puede llegar el agua

3.4.2 Clasificación de las torres de enfriamiento

La forma más simple y usual de clasificar las torres de enfriamiento es según la forma en que se mueve el aire a través de éstas. Según este criterio, existen torres de circulación natural y torres de tiro mecánico. En las torres de circulación natural, el movimiento del aire sólo depende de las condiciones climáticas y ambientales. Las torres de tiro mecánico utilizan ventiladores para mover el aire a través del relleno.

3.4.2.1 Torres de circulación natural

Se clasifican, a su vez, en torres atmosféricas y en torres de tiro natural.

Las torres atmosféricas utilizan las corrientes de aire de la atmósfera. El aire se mueve de forma horizontal y el agua cae verticalmente (flujo cruzado). Son torres de gran altura y pequeña sección transversal. Deben instalarse en lugares muy despejados, de forma que ningún obstáculo pueda impedir la libre circulación de aire a través de la torre. Tienen un costo inicial alto debido a su gran tamaño, pero el costo de mantenimiento es reducido, al no existir partes mecánicas móviles. Una torre de este tipo puede ser una solución muy económica para determinadas necesidades de refrigeración si se puede garantizar que funcionará habitualmente expuesta a vientos de velocidades iguales o superiores a los 8 km/h. Si la velocidad promedio del viento es baja, los costos fijos y de bombeo aumentan mucho en relación a una torre de tiro mecánico y no compensan el ahorro del costo de ventilación. Actualmente, las torres atmosféricas están en desuso.

Una torre de tiro natural es aquella en la que el aire es inducido por una gran chimenea situada sobre el relleno. La diferencia de densidades entre el aire húmedo caliente y el aire atmosférico es el principal motivo por el cual se crea el tiro de aire a través de la torre. La diferencia de velocidades entre el viento circulante a nivel del suelo y el viento que circula por la parte superior de la chimenea también ayuda a establecer el flujo de aire. Por ambos motivos, las torres de tiro natural han de ser altas y, además, deben tener una sección transversal grande para facilitar el movimiento del aire ascendente. Estas torres tienen bajos costos de mantenimiento y son muy indicadas para enfriar grandes caudales de agua. Al igual que las torres atmosféricas, no tienen partes mecánicas. La velocidad media del aire a través de la torre suele estar comprendida entre 1 y 2 m/s. Las torres de tiro natural no son adecuadas cuando la temperatura seca del aire es elevada, ya que ésta debe ser siempre inferior a la del agua caliente. No es posible conseguir un valor de acercamiento pequeño y es muy difícil controlar exactamente la temperatura del agua. En las torres de tiro -natural no se pueden utilizar rellenos de gran compacidad, debido a que la resistencia al flujo de aire debe ser lo más pequeña posible. Estas torres son muy utilizadas en centrales térmicas; muy pocas veces son aplicables a plantas industriales debido a la fuerte inversión inicial necesaria.

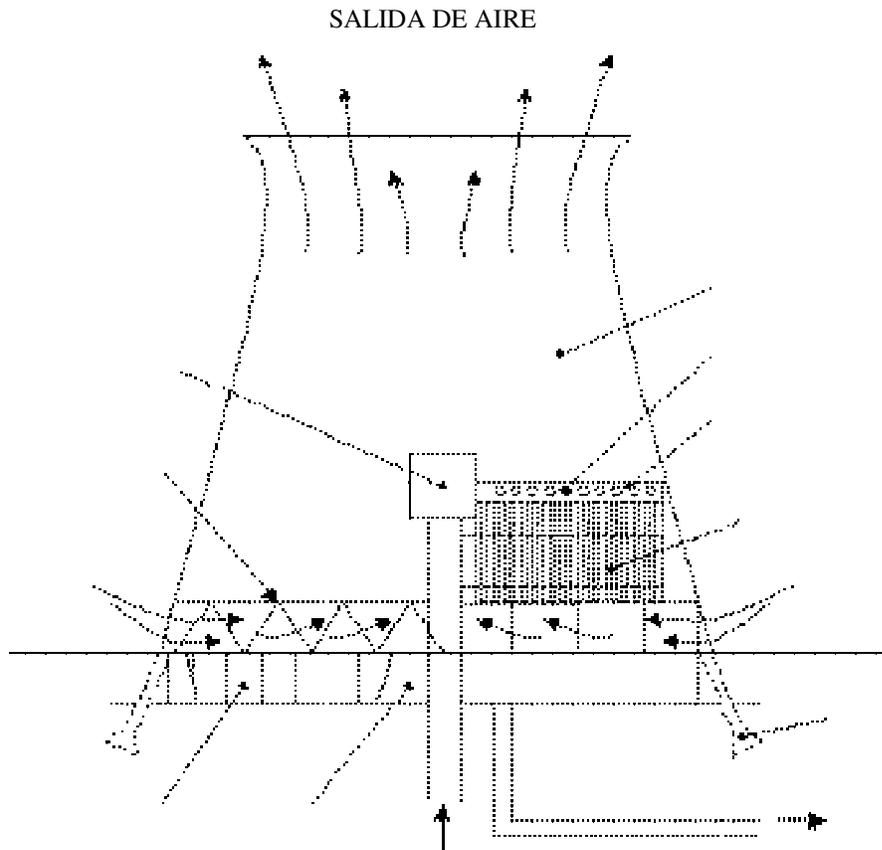


Ilustración 5. Esquema de una torre de tiro natural

3.4.2.2

Torres de tiro mecánico.

Las torres de tiro mecánico proporcionan un control total sobre el caudal de aire suministrado. Se trata de torres compactas, con una sección transversal y una altura de bombeo pequeñas en comparación con las torres de tiro natural. En estas torres se puede controlar de forma precisa la temperatura del agua de salida, y se pueden lograr valores de acercamiento muy pequeños (hasta de 1 ó 2° C, aunque en la práctica acostumbra a ser de 3 ó 4° C). Si el ventilador se encuentra situado en la entrada de aire, el tiro es forzado. Cuando el ventilador se ubica en la zona de descarga del aire, se habla de tiro inducido.

En las torres de tiro forzado el aire se descarga a baja velocidad por la parte superior de la torre. Estas torres son, casi siempre, de flujo a contracorriente. Son más eficientes que las torres de tiro inducido, puesto que la presión dinámica convertida a estática realiza un

trabajo útil. El aire que se mueve es aire frío de mayor densidad que en el caso de tiro inducido. Esto también significa que el equipo mecánico tendrá una

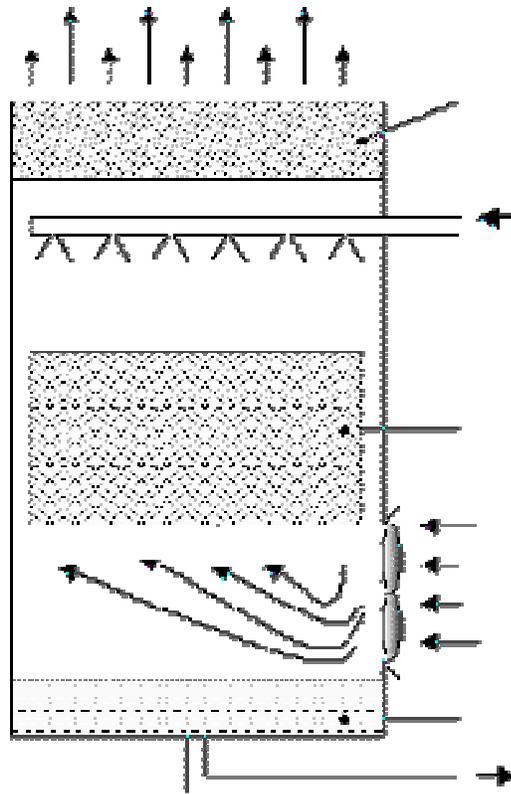


Ilustración 6. Torre de tiro forzado

duración mayor que en el caso de tiro inducido, ya que el ventilador trabaja con aire frío y no saturado, menos corrosivo que el aire caliente y saturado de la salida, Como inconveniente debe mencionarse la posibilidad de que exista recirculación del aire de salida hacia la zona de baja presión, creada por el ventilador en la entrada de aire.

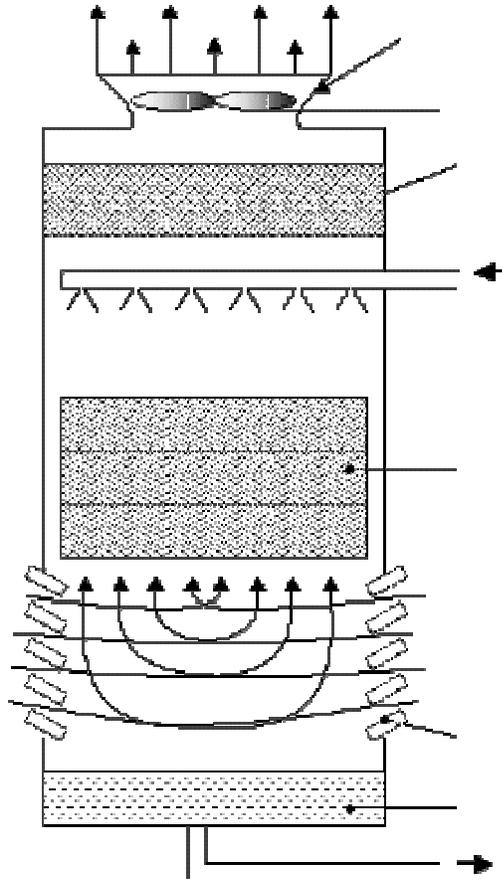


Ilustración 7. Torre de flujo a contracorriente y tiro inducido.

Las torres de tiro inducido pueden ser de flujo a contracorriente o de flujo cruzado. El flujo a contracorriente significa que el aire se mueve verticalmente a través del relleno, de manera que los flujos de agua y de aire tienen la misma dirección pero sentido opuesto. La ventaja que tiene este tipo de torres es que el agua más fría se pone en contacto con el aire más seco, lográndose un máximo rendimiento. En éstas, el aire puede entrar a través de una o más paredes de la torre, con lo cual se consigue reducir en gran medida la altura de la entrada de aire. Además, la elevada velocidad con la que entra el aire hace que exista

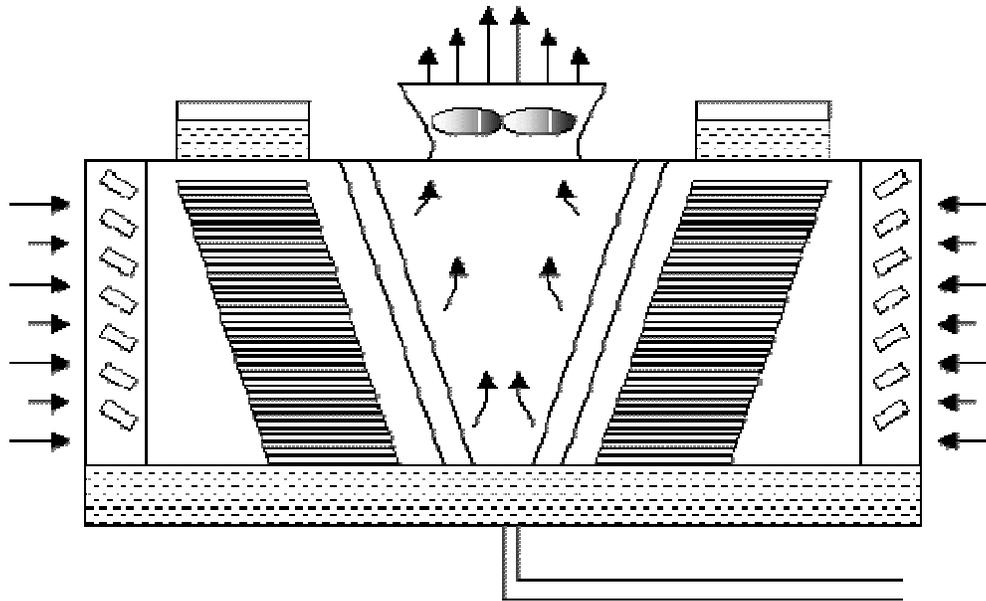


Ilustración 8. Torre de flujo cruzado (tiro inducido)

el riesgo de arrastre de suciedad y cuerpos extraños dentro de la torre. La resistencia del aire que asciende contra el agua que cae se traduce en una gran pérdida de presión estática y en un aumento de la potencia de ventilación en comparación con las torres de flujo cruzado.

En las torres de flujo cruzado, el aire circula en dirección perpendicular respecto al agua que desciende. Estas torres tienen una altura menor que las torres de flujo a contracorriente, ya que la altura total de la torre es prácticamente igual a la del relleno. El mantenimiento de estas torres es menos complicado que en el caso de las torres a contracorriente, debido a la facilidad con la que se pueden inspeccionar los distintos componentes internos de la torre. La principal desventaja de estas torres es que no son recomendables para aquellos casos en los que se requiera un gran salto térmico y un valor de acercamiento pequeño, puesto que ello significará más superficie transversal y más potencia de ventilación, que en el caso de una torre de flujo a contracorriente.

Este equipo lo tiene a la venta al igual que los dos anteriores, HIJC USA, INC, TRANE, la torre se muestra a continuación:

Modelo: TQ8305E

Capacidad: 738 GPM

Precio: 12,000.00 US.



Ilustración 9. Torre de enfriamiento comercial

La toma de decisión se justificara con base en el método financiero llamado CAUE (costo anual uniforme equivalente) el cual será abordado a en el siguiente capitulo.

4. Evaluación económica del proyecto.

Los procesos de toma de decisión son cada vez más importantes y complejos, debido en particular al desarrollo de la innovación tecnológica que ha reducido el periodo de vida útil de los proyectos, ya que en un corto plazo pueden aparecer nuevas y mejores soluciones técnicas para el mismo problema, lo que también puede significar el éxito o fracaso de un negocio. La justificación económica permite tomar una decisión final sobre la realización del proyecto.

La información generada por los estudios de mercado, técnico y financiero se analiza con el propósito de definir el monto de las inversiones de capital necesarias para implementar el proyecto; así mismo, el resultado de dicho análisis se incorpora a las proyecciones del flujo de efectivo. Durante la vida de un proyecto se requieren realizar inversiones antes de la puesta en marcha y durante la operación del mismo. Invertir en activos fijos, activos diferidos y capital de trabajo son los principales rubros de los recursos financieros necesarios antes de poner en operación el proyecto. Sin embargo, una vez iniciada la operación quizá sea necesario invertir en sustitución de maquinaria para aumentar la capacidad instalada o modernizar procesos de producción de manera que el proyecto mantenga su competitividad en el mercado; así mismo, quizá se tenga que modificar el capital de trabajo para adaptarlo a las condiciones de la oferta y la demanda.

Después de razonar las diferentes maneras en que podemos solucionar un problema, debemos tener a nuestra disposición varios cursos de acción alternativos para alcanzar los objetivos a fin de escoger aquel que resuelva mejor el problema tanto desde el punto de vista técnico, económico, social como ecológico.

El análisis económico compara las mejores posibilidades para el uso futuro de los recursos financieros del negocio, que por su naturaleza se sustentan en estimaciones de los sucesos factibles, si las cosas acontecen de acuerdo con las expectativas de los ejecutivos responsables de la toma de decisiones.

La mayoría de los recursos escasos en la naturaleza se pueden medir en valor monetario (dinero) y por lo general este valor aumenta conforme pasa el tiempo, por esta razón una de las claves para comprender un estudio económico es reconocer que el dinero tiene un valor en el tiempo.

La ingeniería económica nos ofrece a través del concepto de tasa de interés una manera de expresar el valor del dinero en el tiempo, también conocida como tasa de costo de oportunidad o tasa de descuento.

Otro concepto a considerar en el estudio económico es el de equivalencia. Dicho concepto señala que cuando nos es indiferente tener una cantidad de dinero ahora o la seguridad de recibir otra cantidad o un conjunto de sumas de dinero en el futuro, ambas posibilidades (cantidad presente y suma de dinero futura) son equivalentes.

Tanto este concepto como el del valor del dinero en el tiempo pueden ser diferentes para cada persona, ya que mientras para alguien el valor del dinero en un año puede ser 10 %, para otra persona puede llegar a 12 ó 14 %. Ambos criterios son clave para aplicar las técnicas de evaluación económica, ya que incluyen la consideración de varios factores (calidad en el servicio, riesgo en la inversión, personalidad de la empresa, inflación, impuestos, etc.), que hacen que una persona o institución, se decida por una u otra alternativa. Tomemos en cuenta que las decisiones empresariales con frecuencia comprenden inversiones que deben planearse y ejecutarse a mediano o largo plazo.

Existen dos tipos de tasas de interés que sirven como base en los cálculos de los métodos que la ingeniería económica utiliza para realizar evaluaciones desde el punto de vista económico. La primera es la tasa de interés simple, que consiste en aplicar determinado porcentaje de interés durante cierto número de periodos (años) a la misma cantidad de capital (préstamo o inversión); esto es:

$$I = P * i * N$$

Donde: I= monto de interés ganado después de N periodos.

P= capital invertido o prestado

i= tasa de interés simple.

N= número de periodos que dura la inversión o el crédito

El segundo tipo de interés es la tasa de interés compuesto, que se aplica partiendo de la base que el interés ganado durante un periodo también se capitaliza ganando interés sobre interés en cada periodo.

Para facilitar los cálculos con el método de tasa de interés compuesto se ha desarrollado una serie de fórmulas, en las cuales utilizaremos la siguiente notación de las variables que intervienen:

i= tasa de interés por periodo.

n= número de periodos de interés

P= cantidad presente de dinero

F= cantidad futura de dinero, equivalente a la cantidad presente de dinero en “n” periodos a una tasa de interés “i”

A= entradas de dinero o desembolsos al final de cada periodo de una serie uniforme (cantidades iguales de dinero) que continua por “n” periodos a una tasa de interés “i”.

Las formulas son las siguientes:

Pago único

Hallar F (valor futuro), si se conoce

$$F = P(1 + i)^n = P(F/P, i \%, n)$$

Serie uniforme equivalente.

Encontrar F (valor futuro), si se conoce

$$F=A [(1+i)^n-1/i]=A(F/A, i \%, n)$$

Hallar A (serie uniforme), si se conoce

$$A=F i/(1+i)^n-1= F(A/F, i \%, n)$$

Encontrar A, si se conoce

$$A=P i(1+i)^n/[(1+i)^n-1]= P(A/P, i \%, n)$$

Determinar P, si se conoce

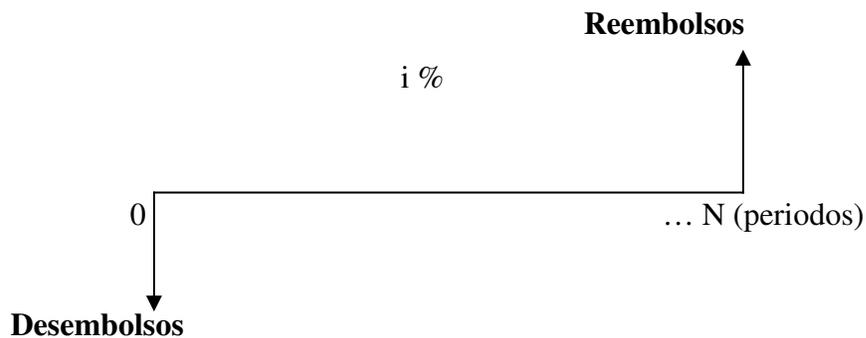
$$P=A (1+i)^n-1/i(1+i)^n=A(P/A, i \%, n)$$

Hasta este punto se han exhibido dos criterios importantes, relacionados con las técnicas de evaluación económica: en primer lugar se comento el concepto de equivalencia, sin el cual no habría ocasión alguna de comparar posibilidades entre series de flujos de efectivo. En segundo termino, la transformación de los flujos de efectivo de una serie a una cantidad o a otra serie de efectivo equivalente, genera la necesidad de especificar las formulas de interés compuesto.

Según el caso, el criterio económico para escoger la mejor opción será:

- Si la posibilidad muestra una situación de costos fijos, entonces el criterio será maximizar la producción.
- Si presenta una situación de producción fija, el criterio será minimizar los costos
- Cuando la opción muestra una situación en que los costos ni la producción son fijos, el criterio será maximizar la relación costo-producción.

Una herramienta útil para visualizar en forma grafica un problema es usar diagramas en el eje horizontal, estos representan el tiempo; en el eje vertical se grafican los reembolsos o desembolsos de dinero en los diferentes periodos, como se muestra a continuación:



4.1 Costo anual uniforme equivalente (CAUE)

Uno de los métodos de evaluación que se utiliza se basa en la transformación del costo de cada alternativa en una serie uniforme equivalente. Esto se conoce como método de comparación del costo anual.

El método del costo anual con frecuencia se utiliza debido a que las personas están más familiarizadas con el concepto de costo anual que con la de valor presente, el de valor futuro, o incluso con el concepto de tasa de rendimiento sobre la inversión. Dado que la comprensión es un requisito previo para la aceptación, es común que se desvíe la atención al comparar alternativas en términos que sean comprensibles para quienes se quiere que adopten las conclusiones.

Además, el método de costo anual es más fácil de explicar y justificar que otras técnicas más modernas y complejas, y es mucho más sencillo en los cálculos, sobre

todo en comparación con los cálculos de prueba y error que se requieren a veces en el método de la tasa de rendimiento.

Pueden utilizarse comparaciones de costo anual para complementar el análisis de valor presente o de tasa de rendimiento, si parece aconsejable presentar la conclusión desde más de un punto de vista.

El costo anual es simplemente el patrón de costo de cada alternativa transformado en una serie uniforme equivalente de costos anuales a una tasa de rendimiento mínima atractiva (TREMA). La alternativa que tenga la serie más baja de costos será, evidentemente, la selección más económica. La transformación es necesaria ya que una simple inspección no mostrará si la alternativa con el costo inicial más bajo es preferible a la que tenga desembolsos de operación menores.

El método del CAUE consiste en convertir todos los ingresos y egresos, en una serie uniforme de pagos. Obviamente, si el CAUE es positivo, es porque los ingresos son mayores que los egresos y por lo tanto, el proyecto puede realizarse; pero, si el CAUE es negativo, es porque los ingresos son menores que los egresos y en consecuencia el proyecto debe ser rechazado.

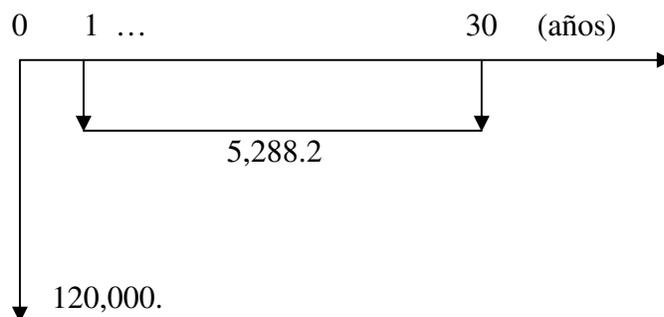
Lo anterior en nuestro problema, no aplica, porque el ingreso que se obtiene es el mismo para las tres máquinas razón suficiente para no tomarlo en cuenta en el análisis porque no afecta en nada al resultado.

El análisis lo efectuaremos para las tres máquinas que se propusieron para la solución del problema de sobrecalentamiento, y será como un primer acercamiento para la toma de decisión para elegir el equipo que optimice dicha solución, apliquemos el CAUE a nuestro problema. Recordando que la utilidad anual es de \$ 22,996 US. Los datos son los siguientes:

Propondremos una TREMA del 15% dado que es recomendable tomar unos cinco puntos porcentuales arriba de la tasa de interés bancaria para créditos que para el día 7 de febrero de 2005 era del 9.87%

Máquina	Absorción.	Adsorción.	Cambiador de calor
Costo inicial (Dls.)	120,000	550,000	20,000
Costo anual de operación	5,288.2	1,000	4000
Valor de salvamento (Dls.)	0.00	11,000	0.00
Vida util	30 años	25 años	15 años
Tasa de interés mínima atractiva	15%	15%	15%

Analicemos a la máquina de absorción:



$$CAUE = -120,000(A/P, 15\%, 30) - 5,288.2$$

Sustituyendo tenemos:

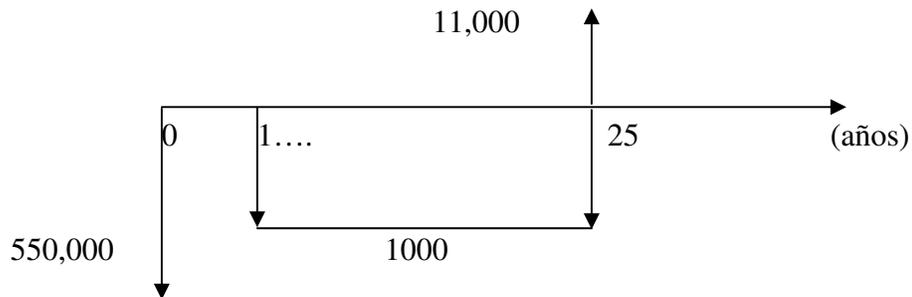
$$CAUE = -120,000 * [i (1+i)^n / [(1+i)^n - 1]] - 5288.2$$

Resolviendo la ecuación obtenemos un resultado de:

$$CAUE = -23564.22.$$

El signo negativo significa que será una inversión para todos los casos aquí vistos.

Haciendo lo propio para el equipo de adsorción tenemos:



$$CAUE = -550,000 (A/P, 15\%, 25) - 1000 + 11,000 (A/F, 15\%, 25)$$

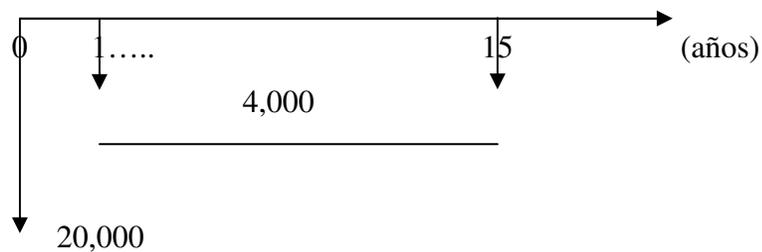
Sustituyendo:

$$CAUE = -550,000 * [i (1+i)^n / [(1+i)^n - 1]] - 1000 + 11,000 [i / (1+i)^n - 1]$$

Resolviendo obtenemos:

$$CAUE = -86,032.9$$

Nos queda el análisis de la torre de enfriamiento:



$$CAUE = -20,000 (A/P, 15\%, 15) - 4,000$$

$$CAUE = -20,000 * [i (1+i)^n / [(1+i)^n - 1]] - 4000.$$

$$CAUE = - 7420.4.$$

Veamos que nos dicen los resultados:

Transformamos los distintos tipos de costos en una serie anual uniforme es decir en anualidades negativas, tenemos también una utilidad anual positiva, comparemos éstas:

Utilidad vs absorción	Utilidad vs adsorción	Utilidad vs torre de ref.
22, 996 vs -23,564.22.	22, 996 vs - 86,032.9	22,996 vs -7420.4

De la primera y segunda comparación nos quedan saldos negativos esto significa que ni siquiera se alcanza a recuperar la inversión en el tiempo que tienen las máquinas de vida útil ésta sí es razón suficiente y necesaria para ser descartados como una posible solución.

La tercer comparación nos da un resultado positivo esto es que no solo se recupera la inversión si no que aparte nos produce una ganancia anual de \$15, 575.6 dólares. Es éste equipo la solución que andamos buscando.

5 CONCLUSIONES:

“Alternativas de los sistemas de enfriamiento de los MCI usados en la planta de Fermic”

Resumen

A continuación presentamos el resultado de la evaluación técnico-económica para resolver el problema de sobrecalentamiento de los motores de fermic realizada a los equipos de refrigeración de absorción, adsorción y torre de enfriamiento, de las máquinas comerciales que se encuentran disponibles en el mercado nacional.

A manera de lista estos son los resultados:

1°. Los tres equipos resuelven el problema desde el punto de vista térmico (retiran el calor que el equipo instalado no puede, es decir $1063.2kW$).

2°. Desde el punto de vista económico el único que lo resuelve es el de la TORRE DE ENFRIAMIENTO, porque los otros dos no recuperan su inversión en el tiempo de vida útil de cada equipo.

Utilidad vs absorción	Utilidad vs adsorción	Utilidad vs torre de ref.
22, 996 vs -23,564.22.	22, 996 vs - 86,032.9	22,996 vs -7420.4

3°. El equipo de absorción propuesto requiere de un intercambiador de calor para su funcionamiento mismo que se tomo en cuenta dentro del precio global del equipo para este análisis.

4°. Los tres equipos los venden proveedores que tienen oficinas en México aunque el de adsorción es importado de Japón.

5°. El análisis económico, realizado como un primer acercamiento a la solución óptima, (porque la decisión final la toman los ejecutivos de la empresa tomando como referencia este documento) nos aporta la siguiente información:

El equipo de la torre de refrigeración que vende TRANE fue seleccionado por:

- Cumple con las características de enfriamiento necesarias,
- ocupa un espacio físico menor que los otros dos en un 50%
- es por mucho más económico representa un 8.6 % del costo del equipo de adsorción y un 31.5% del costo del equipo de adsorción
- la inversión se recupera en menor tiempo, dando utilidades desde el primer año.
- El costo anual de este equipo es de \$ 7,420. US, mismo que debe ser cubierto en un solo pago, es decir, el proveedor no da crédito.
- La utilidad anual de la torre de enfriamiento por mantener la carga del motor al 100% antes de impuestos es de \$15,576. US.

El modelo del equipo seleccionado es el número TQ 830 5E cuyas especificaciones técnicas se muestran en el anexo I, las características de los demás equipos están en el anexo II.

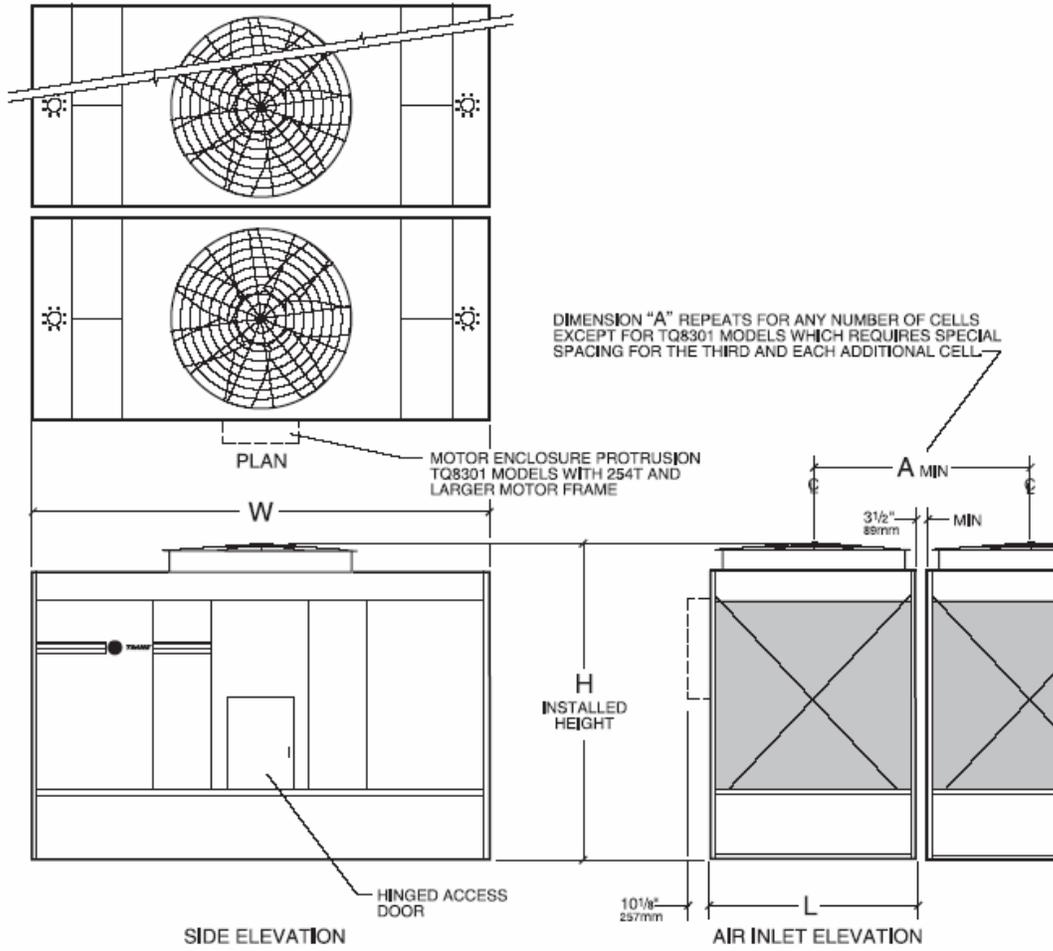
ANEXO I.

Especificaciones técnicas de la torre de enfriamiento:

Tower Model	Motor bhp	GPM Cooling capability at indicated Hot Water, Cold Water and Wet-Bulb temperatures												
		temp												
		HW °F	95	96	100	102	95	97	100	102	95	97	100	102
		CW °F	85	86	85	87	85	87	85	87	85	87	85	87
		WB °F	80	80	80	80	78	78	78	78	76	76	76	76
TQ8301C	5		324	368	261	326	393	476	311	373	456	536	356	416
TQ8301DL	7.5		372	422	300	374	450	544	357	427	521	611	408	476
TQ8301EL	10		414	469	334	416	501	606	397	476	580	680	454	530
TQ8302D	7.5		456	517	368	459	552	667	438	524	639	749	501	584
TQ8302E	10		506	573	408	509	612	740	485	581	708	830	555	647
TQ8302FL	15		568	644	457	571	687	830	545	652	795	931	623	726
TQ8303DL	7.5		509	575	413	512	612	736	489	582	705	823	557	646
TQ8303E	10		571	645	464	575	687	825	549	653	791	924	625	725
TQ8303FL	15		646	730	525	650	777	933	621	739	895	1043	707	820
TQ8303G	20		708	800	575	712	852	1023	680	810	981	1143	775	899
TQ8303H	25		741	837	601	745	891	1070	711	847	1026	1197	810	940
TQ8304CL	7.5		619	697	505	622	741	887	595	706	851	990	676	781
TQ8304D	10		676	762	552	680	810	969	651	771	930	1082	739	854
TQ8304E	15		776	874	634	781	930	1112	747	886	1068	1241	848	981
TQ8304EL	15		779	877	636	784	933	1115	750	889	1071	1244	851	984
TQ8304F	20		850	956	694	855	1017	1215	817	969	1166	1353	928	1072
TQ8304FL	20		849	956	693	855	1017	1215	817	969	1166	1353	928	1072
TQ8304G	25		907	1021	740	912	1086	1298	872	1034	1246	1446	991	1145
TQ8304GL	25		910	1024	742	915	1089	1300	875	1037	1249	1448	994	1148
TQ8304H	30		927	1044	756	932	1110	1327	891	1057	1274	1478	1012	1170
TQ8305CL	7.5		700	791	571	705	843	1020	673	802	975	1148	767	892
TQ8305D	10		788	890	643	794	948	1147	758	902	1096	1291	852	1003
TQ8305E	15		904	1022	738	911	1089	1318	870	1037	1259	1483	990	1153
TQ8305F	20		1004	1134	818	1011	1209	1452	965	1151	1398	1645	1099	1280
TQ8305FL	20		977	1106	795	984	1179	1428	939	1122	1365	1608	1071	1249
TQ8305G	25		1073	1213	875	1081	1293	1564	1032	1231	1495	1760	1175	1369
TQ8305GL	25		1072	1213	874	1080	1293	1565	1031	1230	1496	1760	1175	1369
TQ8305H	30		1128	1275	919	1136	1359	1643	1086	1293	1571	1848	1235	1439
TQ8305HL	30		1118	1266	909	1126	1350	1636	1075	1284	1563	1841	1226	1430
TQ8305J	40		1248	1410	1016	1257	1503	1816	1200	1431	1737	2040	1367	1591

Tower Model	Nominal tons Note 3	Motor hp	dBA 5'-0" from air inlet face	Design Operating Wt/Cell lb	Weight lb	Dimensions			
						W	L	H	A
TO8301C-1	131	5	76	8654	4066	14'-0"	8'-4 3/4"	10'-1 1/4"	6'-5 1/4"
TO8301DL-1	150	7 1/2	76	8792	4204	4268mm	1950mm	3090mm	2039mm
TO8301EL-1	167	10	78	8798	4210				
TO8302D-1	184	7 1/2	74	11075	4818				
TO8302E-1	204	10	76	11101	4844	15'-6"	7'-10 3/4"	10'-2 3/4"	8'-2 1/4"
TO8302FL-1	229	15	76	11266	4999	4725mm	2407mm	3109mm	2496mm
TO8303DL-1	204	6 1/2	72	11656	5399				
TO8303E-1	229	10	76	11501	5244				
TO8303FL-1	259	15	76	11656	5399				
TO8303G-1	284	20	80	11717	5460	15'-6"	7'-10 3/4"	10'-11 1/4"	8'-2 1/4"
TO8303H-1	297	25	81	12022	5765	4725mm	2407mm	3639mm	2496mm
TO8304CL-1	247	7 1/2	66	14003	6328				
TO8304D-1	270	10	72	13917	6142				
TO8304E-1	310	15	76	13983	6308				
TO8304EL-1	311	15	72	14092	6417	17'-0"	8'-10 1/4"	12'-11 1/4"	9'-2 1/4"
TO8304F-1	339	20	77	14044	6369	5182mm	2712mm	3956mm	2801mm
TO8304FL-1	339	20	73	14154	6479				
TO8304G-1	362	25	82	14072	6397				
TO8304GL-1	363	25	76	14303	6628				
TO8304H-1	370	30	83	14463	6788				
TO8305CL-1	281	7 1/2	66	18563	8268				
TO8305D-1	316	10	72	18414	8119				
TO8305E-1	363	15	76	18543	8248				
TO8305F-1	403	20	77	18604	8309				
TO8305FL-1	393	20	73	18744	8449	18'-9"	10'-10 1/4"	12'-11 1/4"	11'-2 1/4"
TO8305G-1	431	25	82	18562	8367	5715mm	3321mm	3956mm	3410mm
TO8305GL-1	431	25	76	18892	8597				
TO8305H-1	453	30	83	18724	8429				
TO8305HL-1	450	30	77	18958	8663				
TO8305J-1	501	40	86	18872	8577				
TO8305EL-1	406	15	71	22221	10408				
TO8305F-1	441	20	74	21725	9912				
TO8306G-1	474	25	77	21827	10014	19'-10"	11'-10 1/4"	12'-11 1/4"	12'-2 1/4"
TO8306H-1	503	30	79	21862	10049	6046mm	3626mm	3956mm	3715mm
TO8306J-1	557	40	81	22053	10240				
TO8306JL-1	556	40	78	22706	10893				
TO8306K-1	582	50	82	22969	11156				

TQ8301, TQ8302, TQ8303, TQ8304, TQ8305, TQ8306



ANEXO II

Especificaciones del la máquina de absorción.

Table PD-1 — Performance Data

Model	Capacity (tons)	Coefficient Of Performance (COP)				Cooling Duty Fuel Consumption (MBH)				Heating Performance		
		Std. Eff. Unit		High Eff. Unit		Std. Eff. Unit		High Eff. Unit		Capacity (MBH)	Fuel Consumption (MBH)	
		(HHV)	(LHV)	(HHV)	(LHV)	(HHV)	(LHV)	(HHV)	(LHV)			
ABDL-100	96	0.97	(1.07)	1.03	(1.14)	1.191	(1.072)	1.119	(1.007)	1.099	1.286	(1.167)
ABDL-120	116	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	1.429	(1.286)	1.343	(1.209)	1.317	1.643	(1.389)
ABDL-150	144	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	1.787	(1.608)	1.679	(1.511)	1.651	1.928	(1.736)
ABDL-180	173	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	2.144	(1.929)	2.015	(1.813)	1.980	2.314	(2.083)
ABDL-200	192	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	2.382	(2.144)	2.238	(2.016)	2.198	2.571	(2.314)
ABDL-240	230	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	2.869	(2.673)	2.686	(2.417)	2.639	3.086	(2.777)
ABDL-300	288	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	3.673	(3.216)	3.368	(3.023)	3.297	3.866	(3.471)
ABDL-360	336	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	4.169	(3.752)	3.918	(3.626)	3.849	4.602	(4.061)
ABDL-400	384	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	4.764	(4.288)	4.478	(4.030)	4.397	5.142	(4.627)
ABDL-460	432	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	5.360	(4.824)	5.037	(4.634)	4.948	5.787	(5.208)
ABDL-500	480	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	5.956	(5.360)	5.697	(5.037)	5.496	6.427	(5.786)
ABDL-560	528	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	6.551	(5.896)	6.167	(5.641)	6.047	7.073	(6.365)
ABDL-600	576	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	7.146	(6.432)	6.717	(6.045)	6.596	7.714	(6.942)
ABDL-700	672	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	8.337	(7.604)	7.896	(7.062)	7.694	8.999	(8.099)
ABDL-800	768	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	9.528	(8.676)	8.966	(8.060)	8.793	10.286	(9.267)
ABDL-900	864	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	10.719	(9.647)	10.076	(9.067)	9.992	11.571	(10.414)
ABDL-1000	960	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	11.910	(10.719)	11.194	(10.076)	10.991	12.856	(11.671)
ABDL-1100	1056	0.97	(1.08)	1.03	(1.14)	13.101	(11.791)	12.314	(11.082)	12.090	14.142	(12.728)

Based upon the following conditions:
 cooling duty: 54-44 F chilled water, 85-95 F condenser water, std. fouling factor.
 heating duty: 130-140 F hot water, std. fouling factor.

Table PD-2 — Weights

Model	Basic Model				Enclosed Outdoor Model				Unit Brine Charge			
	Standard Efficiency		High Efficiency		Standard Efficiency		High Efficiency		Standard Model		High Efficiency Model	
	Shipping (Lbs.)	Operation (Lbs.)	Shipping (Lbs.)	Operation (Lbs.)	Shipping (Lbs.)	Operation (Lbs.)	Shipping (Lbs.)	Operation (Lbs.)	Solution (Lbs.)	Refng. (Gals.)	Solution (Lbs.)	Refng. (Gals.)
ABDL-100	9,600	10,800	10,100	11,400	11,600	10,300	12,300	11,200	1,466	23	1,620	21
ABDL-120	10,600	11,900	11,200	12,600	12,800	11,400	13,600	12,300	1,720	27	1,886	25
ABDL-150	12,100	13,700	13,000	14,500	14,500	13,100	15,600	14,000	2,083	33	2,271	32
ABDL-180	14,100	15,900	15,200	17,000	17,000	15,300	18,100	16,200	2,623	37	2,778	36
ABDL-200	15,200	17,100	16,500	18,400	18,400	16,200	19,700	17,700	2,877	40	3,120	36
ABDL-240	17,200	19,300	18,500	20,700	20,900	18,500	22,000	19,800	3,296	50	3,769	49
ABDL-300	25,000	29,000	26,800	30,800	32,300	28,200	34,000	30,000	4,641	70	4,971	68
ABDL-360	27,900	32,200	29,600	34,200	35,400	31,000	37,400	32,800	5,181	82	5,666	79
ABDL-400	30,200	35,000	32,400	37,200	38,200	33,400	40,400	35,600	5,820	93	6,360	91
ABDL-460	33,100	38,100	35,000	40,800	42,400	37,300	45,100	39,700	6,911	96	7,540	93
ABDL-500	36,700	42,600	39,200	45,200	46,900	40,900	48,400	43,400	7,617	106	8,267	102
ABDL-560	41,400	47,800	44,200	50,400	52,900	46,600	55,900	48,600	8,344	116	9,017	111
ABDL-600	51,400	60,400	56,000	65,200	N/A	N/A	N/A	N/A	9,612	114	10,637	109
ABDL-700	55,100	64,800	61,500	71,100	N/A	N/A	N/A	N/A	10,361	130	11,562	123
ABDL-800	61,900	73,300	69,000	80,300	N/A	N/A	N/A	N/A	12,280	154	13,702	146
ABDL-900	69,400	81,200	77,100	88,900	N/A	N/A	N/A	N/A	13,647	169	15,090	161
ABDL-1000	67,300	83,600	74,100	101,600	N/A	N/A	N/A	N/A	14,363	188	16,027	179
ABDL-1100	72,000	100,200	79,700	109,200	N/A	N/A	N/A	N/A	16,468	206	18,363	196

Especificaciones de la máquina de adsorción.

Model		ADCM1-360				
TYPE			Economy	Standard	Standard	
CAPACITY	USRT		358.05	300.30	244.86	
		KW	1259.00	1055.94	861.00	
Chilled Water	COP		0.59	0.70	0.65	
		IN	C	11.70	11.70	6.00
	OUT	F	53.06	53.06	42.80	
		C	6.7	6.7	3.00	
	FLOW	F	44.1	44.1	37.40	
		m3/min	3.61	3.03	4.11	
	PRES DROP	GPM	952.81	799.13	1086.00	
		mAq	7.00	7.00	7.00	
	Cooling Water	IN	p/in2g	10.01	10.01	10.01
			C	29.4	29.4	29.4
OUT		F	84.9	84.9	84.9	
		C	35.49	34.01	33.31	
FLOW		F	95.89	93.22	91.96	
		m3/min	8.00	8.00	8.00	
Heat Rej.		GPM	2112.00	2112.00	2112.00	
		Kcal/H	2924143.20	2213534.14	1877870.83	
Hot Water		PRES DROP	MBtu/h	11603.74	8783.87	7451.87
			KW	3400.17	2573.88	2183.57
	IN	mAq	10.00	10.00	10.00	
		p/in2g	14.30	14.30	14.30	
	OUT	C	90.00	90.00	90.00	
		F	194.00	194.00	194.00	
	FLOW	C	83.03	85.06	85.69	
		F	181.45	185.10	186.24	
	Heat Req.	m3/min	4.40	4.40	4.40	
		GPM	1161.60	1161.60	1161.60	
Electric Power	PRES DROP	Kcal/H	1841400.00	1305426.94	1137414.19	
		MBtu/h	7307.14	5180.27	4513.55	
	PRES DROP	KW	2141.16	1517.94	1322.57	
		mAq	8.00	8.00	8.00	
	VOLT	p/in2g	11.44	11.44	11.44	
		V	200.00	200.00	200.00	
	FREQ	HZ	60.00	60.00	60.00	
		POWER CAP	KVA	0.50	0.50	0.50
	Air Supply	VAC. P	KW	0.40	0.40	0.40
		Air Press.	Kg/cm2g	5.00	5.00	5.00
WEIGHT	EMPTY	p/in2g	71.43	71.43	71.43	
		L/min	9.60	9.60	9.60	
	Consumption	CFM	0.34	0.34	0.34	
DIMENSION	EMPTY	Ton	30.00	30.00	30.00	
		LB	66000.00	66000.00	66000.00	
	RUNNING	Ton	32.80	32.80	32.80	
		LB	72160.00	72160.00	72160.00	
	W	mm	4572.00	4572.00	4572.00	
		inch	180.00	180.00	180.00	
DIMENSION	H	mm	2863.00	2863.00	2863.00	
		inch	112.72	112.72	112.72	
	L	mm	4817.00	4817.00	4817.00	
		inch	189.65	189.65	189.65	

Bibliografía

- ✦ FAIRES, Virgil Moring; “Termodinámica”; Editorial Limus, México DF 1997
- ✦ SALA LIZARRAGA, José M.; “Cogeneración”; Servicio Editorial Universidad del País Vasco, Bilbao 1994
- ✦ Carrier Air Conditioner Company; “Manual de Aire Acondicionado”; Marcombo
- ✦ MARON Y PRUTTON “fundamentos de fisicoquímica” ed Limusa
- ✦ MCQUISTON, Faye; Parker, Jerald; “calefacción, ventilación y aire acondicionado” México Ed. Limusa, 2003.
- ✦ “ Métodos de Producción de Frío”
Universidad Nacional Autónoma de México
- ✦ OCAMPO, José Eliseo “Costos y evaluación de proyectos” CECSA, México Df 2002.
- ✦ TAYLOR, George A. “Ingeniería Económica” ed Limusa México 2000.
- ✦ LÓPEZ ABURTO, Víctor M “Instrucciones generales para la redacción de informes técnicos” FI, UNAM México 1983.

Bibliografía electrónica.

- ✦ www.cfe.gob.mx
- ✦ www.conae.com
- ✦ www.adsopionchiller.com