



**PROGRAMA INTEGRAL DE “ASISTENCIA TÉCNICA Y CAPACITACIÓN PARA LA FORMACIÓN DE ESPECIALISTAS EN AHORRO Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE GUATEMALA”**

**CURSO – TALLER  
PROMOTORES DE AHORRO Y EFICIENCIA DE  
ENERGÍA ELÉCTRICA**

**MÓDULO VI: AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**



***Guatemala, Guatemala***

---

---

***1 – 5 / Marzo / 2010***



## 6. AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración industrial ha evolucionado notablemente en épocas recientes. El consumo de energía por este concepto a nivel nacional también se ha incrementado a tal grado que representa una gran área de oportunidad para el ahorro de energía.

Durante los últimos 30 años se han desarrollado sistemas de refrigeración por absorción cuya eficiencia se ha incrementado casi en 50%. Al mismo tiempo los sistemas por compresión mecánica se han mejorado sustancialmente. Entre las más interesantes mejoras encontradas se encuentran los compresores. Han pasado de grandes y pesados cilindros (para los compresores recíprocos) a pequeños y más ligeros, en los que se ha disminuido las pérdidas por fricción entre todas sus partes móviles, la magnitud de las fugas y el volumen muerto de los pistones. A mismo tiempo se han mejorado los sistemas de control de carga de los compresores, lo que ha contribuido a mejorar el rendimiento del sistema de refrigeración. Por otro lado han salido al mercado diferentes tipos de compresores, como son los rotatorios, que han permitido tener aún más un mejor control de la carga de refrigeración en el compresor.

Este desarrollo y la importancia que ha cobrado el ahorro de energía en las empresas, fundamentalmente debido al incremento de las tarifas energéticas y al incremento en la competencia, ha impulsado a los empresarios a capacitar a su personal técnico para que comprendan un poco más las características de operación de éstos sistemas y la forma más económica de incrementar su eficiencia y por consecuencia su rentabilidad.

El presente curso va encaminado a satisfacer esta necesidad y contribuir a la disminución de la factura eléctrica de los usuarios así como incrementar la productividad de las empresas usuarias de los sistemas de refrigeración.



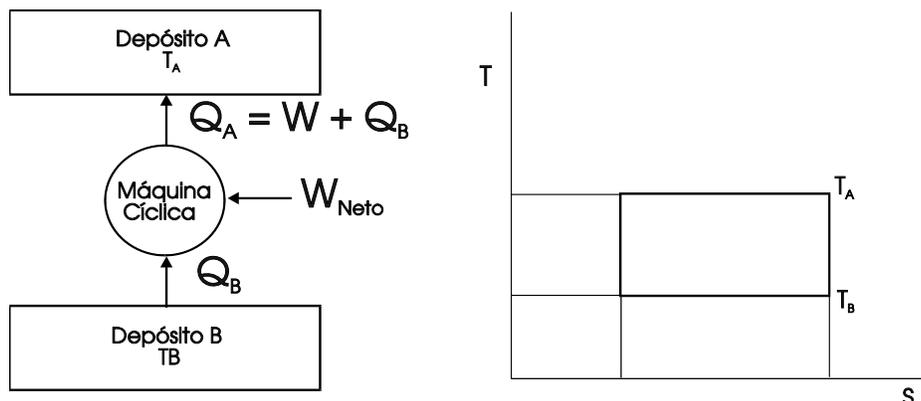
### Fundamentos de operación.

El sistema más representativo para la producción de frío se basa en la condensación y posteriormente evaporación de un fluido frigorífico. Este sistema opera cíclicamente, el cual comprende la compresión del gas, elevando su presión y temperatura; condensación por refrigeración, con desprendimiento de calor; expansión y posteriormente evaporación con absorción de calor (o cesión de frío).

El ciclo de producción de frío corresponde al ciclo de Carnot trabajando en forma inversa entre dos fuentes de calor el cual es totalmente reversible. De acuerdo con esto, el ciclo se realiza entre dos isotermas y dos adiabáticas. Esto define el ciclo frigorífico como aquel que extrae calor de la fuente fría para aportarlo a la fuente caliente. Haciendo alusión al enunciado de Clausius, para que esto sea posible, es necesario aportar al sistema una cierta cantidad de trabajo (figura 1).



Figura 1. Ciclo clásico de Carnot invertido.



La potencia frigorífica será la cantidad de calor extraída de la fuente fría. La relación entre esta última y el trabajo específico aportado al sistema se le denomina eficiencia, coeficiente de desempeño o COP (Coefficient of Performance) y se expresa como:

$$COP = \frac{Q_i}{W_k} = \frac{Q_i}{-(Q_i + Q_r)} = \frac{T_i}{T_r - T_i} > 0$$

Como puede observarse, entre menor sea la temperatura que se pretenda conseguir ( $T_B$ ) y cuanto mayor es la diferencia entre la temperatura de la fuente caliente (frecuentemente el medio ambiente) y la temperatura de la fuente fría, menor será la eficiencia global del sistema.

Este valor de eficiencia es el máximo ideal posible de una máquina frigorífica trabajando entre  $T_B$  y  $T_A$ . Un caso real involucra irreversibilidades en los procesos por lo que la eficiencia decrecerá. La relación existente entre la eficiencia de la máquina real y la de Carnot trabajando entre las mismas fuentes se denomina grado de reversibilidad o coeficiente económico.

### Ciclo teórico de compresión de vapor.

Para una buena comprensión del proceso de refrigeración, se requiere de un análisis de los procesos particulares que constituyen el ciclo y de las relaciones que existen entre las diferentes variables y los efectos que un cambio en cualquiera de ellas tendría en los demás procesos del mismo. Esta comprensión se simplifica lo suficiente por el uso de gráficas y diagramas sobre los cuales se puede mostrar todo el ciclo completo. Los diagramas más usuales en la representación de los ciclos de refrigeración son los de presión-entalpía y temperatura-entropía.

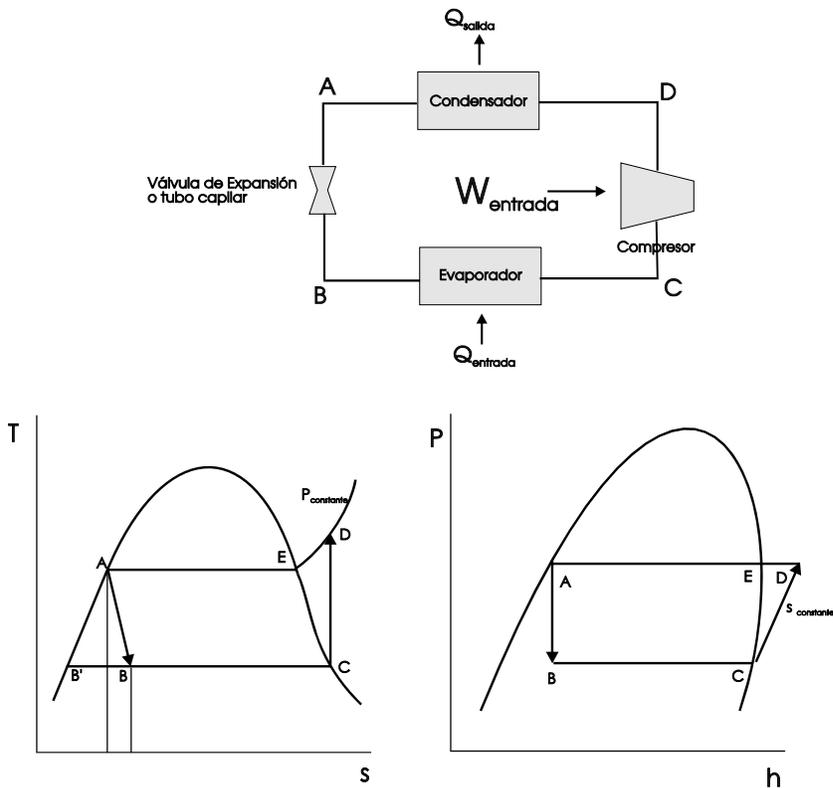
Con el objeto de explicar someramente el uso y la importancia de estos diagramas se tomará como ejemplo un sistema de refrigeración por compresión mecánica. En este sistema, los procesos que sigue el ciclo, como ciclo de refrigeración saturado simple, son el flujo del fluido refrigerante que sale de una válvula de expansión y entra al evaporador (intercambiador), absorbe calor y se evapora. De aquí fluye hacia el compresor donde es comprimido hasta la presión de condensación; entra al condensador donde el calor es removido y condensa al refrigerante. El refrigerante fluye hasta un recipiente para almacenar de donde sale hacia la válvula de expansión, completando así el ciclo. El refrigerante se encuentra a baja presión desde la salida de la válvula de expansión hasta la entrada al compresor, a esta porción del sistema se le denomina "sector de baja". El refrigerante aumentará su presión a la salida del compresor conservándola hasta la entrada a la válvula de expansión. A esta parte del sistema se le llama "sector de alta". Estas presiones son función del refrigerante usado, la temperatura requerida en el evaporador y la temperatura del medio condensante.

Entonces un ciclo de refrigeración saturado simple, ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante. El líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante; será como el mostrado en el diagrama de la figura siguiente. Si bien este diagrama no

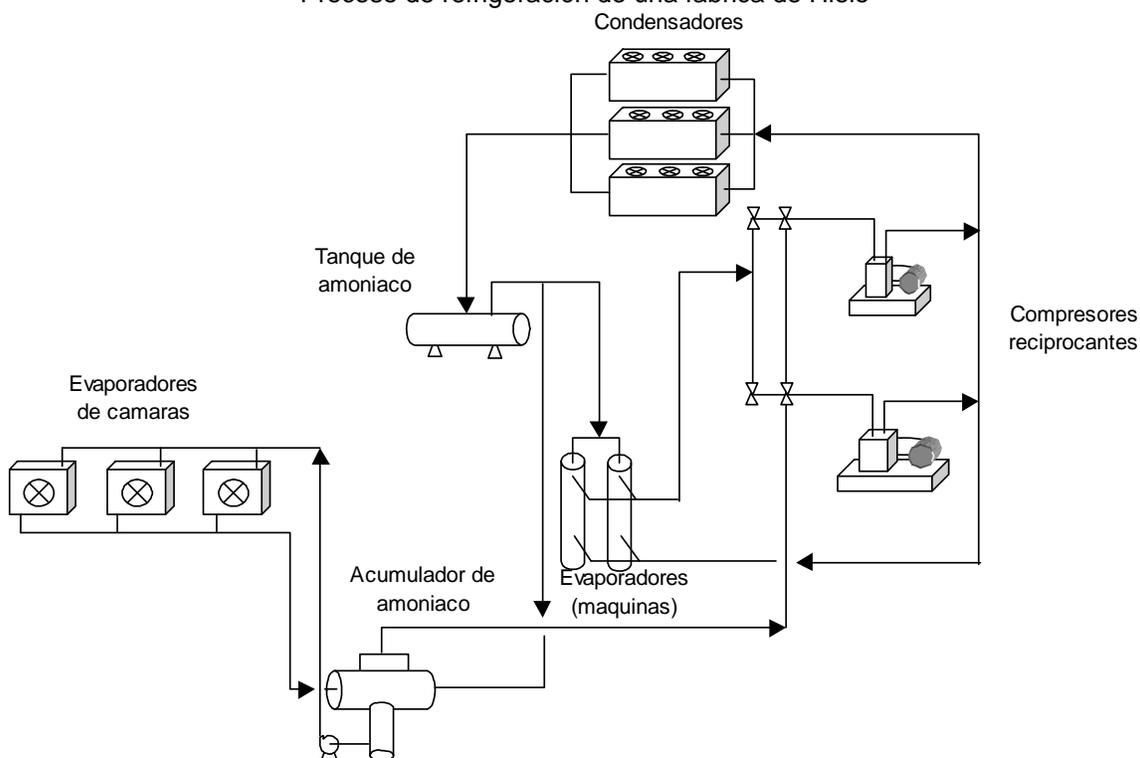


representa un ciclo real de refrigeración sí puede ser usado como estándar de referencia y así poder obtener la eficiencia relativa del ciclo real para diversas condiciones de operación.

Figura. Esquema del equipo y diagramas Ts y Ph.



Proceso de refrigeración de una fabrica de Hielo





*Proceso de expansión (adiabática).*

En el punto A, a la salida del condensador, el refrigerante se encuentra como líquido saturado, a la presión y temperatura del condensante. Por lo tanto se localizará en alguna parte a lo largo de la línea de líquido saturado. Las propiedades del refrigerante en ese punto son las presentadas en la tabla 1 siguiente. (obtenidas de la tabla para R-12).

Se ha considerado que las propiedades del líquido refrigerante no se alteran a medida que éste fluye por las tuberías (ciclo teórico). De esta forma el proceso A-B se realiza en el control de refrigerante (válvula de expansión) cuando la presión del líquido es reducida desde la presión condensante hasta la presión evaporante a medida que el líquido pasa a través de la válvula de control (válvula de expansión o expansor). Este proceso es una expansión adiabática irreversible en la cual el refrigerante pasa a través de una serie de estados cuasiestáticos en tal forma que no se tiene una distribución uniforme de sus propiedades. (No se puede, por esta razón dibujar una línea real de esta trayectoria, solamente se representa un proceso que comienza en A y termina en B).

Con la expansión del líquido, a la entrada del evaporador, la temperatura del líquido disminuye desde la temperatura condensante hasta la evaporante y de inmediato parte del líquido pasa ser vapor. Como resultado de esta vaporización parcial del refrigerante en el punto A coexistirá una mezcla vapor-líquido cuyas propiedades pueden ser determinadas siguiendo una isoentálpica hasta la temperatura o presión del evaporador (tabla 1.).

*Proceso de evaporación (isotérmica).*

La vaporización del refrigerante se lleva a cabo en el evaporador (Sector B-C). Este proceso se efectúa a temperatura y presión constante, por lo tanto el punto C se localiza, bajo esas condiciones, sobre la línea de vapor saturado. Sus propiedades termodinámicas son determinadas como anteriormente se mencionó.

Tabla 1. Propiedades termodinámicas para el refrigerante R-12.					
PUNTO	PRESIÓN	TEMPERATURA	ENTALPIA	ENTROPIA	VOLUMEN
	Psia	°F	Btu/lb	Btu/lb.°F	ft <sup>3</sup> /lb
A	131.6	100	31.16	0.0631	0.0127
B	35.75	20	31.16	0.1354	0.06657
C	35.75	20	80.49	0.1694	1.121
D	131.6	112	90.6	0.1694	0.33
E	131.6	100	88.62	0.1658	0.319

Al fluir el refrigerante por el evaporador, va absorbiendo calor del espacio refrigerado, por consecuencia su entalpía se incrementará. La cantidad de calor absorbido por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia de entalpías del refrigerante entre los puntos B y C, esto es:

$$q_e = h_c - h_a; \quad h_a = h_b$$

De acuerdo con la tabla, para el ejemplo de referencia:  $q_e = 49.33$  Btu/lb

*Proceso de compresión (isoentrópico).*

El proceso, señalado por el sector C-D, se efectúa en el compresor, desde la presión vaporizante o de succión (baja) hasta la condensante o de descarga (alta). Se supone que en el ciclo saturado simple este proceso es isoentrópico. Este proceso es un tipo especial de proceso adiabático que ocurre sin fricción. El punto D se localizará por consecuencia siguiendo la línea isoentrópica hasta llegar a la presión condensante dónde se obtienen las propiedades del refrigerante en ese punto (tabla 5.1.).

Durante la compresión se efectúa un trabajo sobre el vapor refrigerante y se incrementa en consecuencia la energía del vapor en una cantidad igual al trabajo mecánico efectuado sobre éste. La energía equivalente al trabajo efectuado durante este proceso, es igual a la diferencia de valores de entalpía del refrigerante entre los puntos D y C. Si  $q_w$  es el trabajo efectuado de compresión por libra de refrigerante, entonces:

$$q_w = h_d - h_c$$



Esto es, de acuerdo con los datos:  $q_w = 10.11 \text{ Btu / lb}$

El trabajo mecánico ( $w$ ) efectuado sobre el vapor por el pistón del compresor se puede determinar multiplicando a  $q_w$  por el factor de equivalente mecánico del calor  $J$  ( $J = 778 \text{ pies/lb/Btu}$ ) entonces:

$$W = J q_w = 7,865.58 \text{ pies}\times\text{lb/lb}$$

Debido a la absorción de calor en la compresión, el vapor descargado por el compresor está en la condición de sobrecalentado, es decir, a una temperatura superior a la temperatura de saturación a la presión de descarga. Antes que el vapor sea condensado debe eliminarse el sobrecalentamiento del vapor.

*Proceso de condensación.*

Tanto el proceso de enfriamiento (sector D-A) se realizan en la línea del condensador. El proceso se efectúa a presión constante, de esta forma las propiedades termodinámicas del refrigerante, se obtienen fácilmente siguiendo la línea isobárica, hasta interceptar primero la línea de vapor saturado y luego la línea de líquido saturado (punto A).

Tabla 1. Propiedades termodinámicas para el refrigerante R-12.					
PUNTO	PRESIÓN	TEMPERATURA	ENTALPIA	ENTROPIA	VOLUMEN
	Psia	°F	Btu/lb	Btu/lb.°F	ft <sup>3</sup> /lb
A	131.6	100	31.16	0.0631	0.0127
B	35.75	20	31.16	0.1354	0.06657
C	35.75	20	80.49	0.1694	1.121
D	131.6	112	90.6	0.1694	0.33
E	131.6	100	88.62	0.1658	0.319

Tanto el calor sensible, eliminado en el condensador debido al enfriamiento del refrigerante (sector D-E;  $h_d - h_e$ ), como el calor latente, debido a la condensación del vapor (a presión y temperatura constante;  $h_e - h_a$ ) es una energía cedida al medio condensante. El calor total cedido ( $q_c$ ) por el refrigerante en el condensador es por consecuencia, la diferencia entre las entalpías del vapor sobrecalentado en el punto D y el líquido saturado en el punto A:

$$q_c = h_d - h_a$$

y en este caso:  $q_c = 59.44 \text{ Btu / lb}$

Al llegar al punto A el ciclo se cierra. Si el punto A inicial es igual al A final entonces el calor cedido por el refrigerante al medio condensante debe ser exactamente igual al calor absorbido por el refrigerante en todos los demás puntos del ciclo. En el ciclo que se analiza, la energía del refrigerante se incrementa en sólo dos puntos del ciclo: 1) en el evaporador y 2) en la energía equivalente debido al trabajo mecánico en el compresor ( $q_w$ ). De aquí se tiene:

$$q_c = q_w + q_e$$

Aplicando los datos del ejemplo:  $q_c = 59.44 \text{ Btu / lb}$

Puesto que la información antes obtenida esta por unidad de masa, la razón de flujo másico ( $m$ ) de refrigerante circulado para producir la capacidad de refrigeración requerida  $Q_e$  de 1 tonelada es entonces:

$$\dot{m} = \frac{Q_e}{q_e}$$



Para el ciclo del ejemplo:

$$\dot{m} = \frac{200 \frac{Btu}{\min \text{ ton}}}{49.33 \frac{Btu}{lb}} = 4.05 \frac{lb}{\min \text{ ton}}$$

La cantidad 200 Btu/min ton es la que comúnmente se le denomina toneladas de refrigeración y se refiere a la unidad americana basada en el efecto frigorífico de la fusión del hielo. La tonelada de refrigeración puede definirse como la cantidad de calor absorbido por una tonelada americana (907.185 kg) de hielo sólido puro en 24 horas durante la fusión. Puesto que el calor latente de fusión (o de solidificación) de una libra de hielo es 144 Btu (80 kcal/kg) el calor latente de una tonelada de hielo (2000 lb) será 288,000 Btu por 24 horas (72,575 kcal en 24 horas). El calor por hora es entonces 12,000 Btu/hora (3,024 kcal/hora) el cual recibe el nombre de tonelada de refrigeración.

$Q_c$  es la cantidad de flujo de calor total eliminado en el condensador por minuto y por tonelada es:

$$Q_c = \dot{m} q_c$$

entonces:  $Q_c = 240.73 \text{ Btu/min ton}$

De igual forma la energía térmica equivalente al trabajo de compresión por minuto y por tonelada de capacidad de refrigeración será:

$$Q_w = \dot{m}(h_d - h_c) = \dot{m} q_w$$

por lo que el trabajo de compresión por minuto por tonelada en pies-libra es:

$$W = J Q_w ; \quad J = 778 \frac{ft \cdot lb}{Btu}$$

para el ejemplo:

$$W = (778)(4.05)(90.6 - 80.49) = 31,856 \frac{pies \cdot lb}{\min \text{ ton}}$$

La potencia teórica necesaria para impulsar al compresor por tonelada de refrigeración se puede obtener mediante la expresión:

$$P_t = \frac{W}{33000} [=] \frac{Hp}{ton}$$

para el ejemplo de referencia:  $P_t = 0.965 \text{ hp/ton}$

La expresión anterior puede ser ligeramente modificada obteniéndose:

$$P_t = \frac{\dot{m}(h_d - h_c)}{42.42} [=] \frac{Hp}{ton}$$

La potencia así calculada, sólo representa la potencia necesaria para comprimir el vapor. De esta forma la cantidad obtenida, para el ciclo de referencia, es la potencia teórica que se necesita para una capacidad de una tonelada de refrigeración en un sistema 100% eficiente. Hasta ahora no se ha tomado en cuenta la potencia necesaria para



vencer la fricción en la compresión y otras pérdidas debido a diversas irreversibilidades dentro del sistema. La potencia real en la flecha por tonelada de refrigeración es por lo general de 30% a 50% mayor que la potencia teórica calculada.

### Coeficiente de rendimiento.

El coeficiente de rendimiento (Coefficient of performance; COP), es una expresión de la eficiencia del ciclo y se define como la relación de calor absorbido en el espacio refrigerado a la energía térmica equivalente de la energía suministrada al compresor.

$$COP = \frac{\text{Calor absorbido en el espacio refrigerado}}{\text{Energía térmica equivalente a la energía suministrada al compresor}}$$

De acuerdo con el ciclo representado en la figura:

$$\begin{aligned} COP &= \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Calor de compresión}} \\ &= \frac{(h_c - h_a)}{(h_d - h_c)} \\ &= \frac{q_e}{q_w} \end{aligned}$$

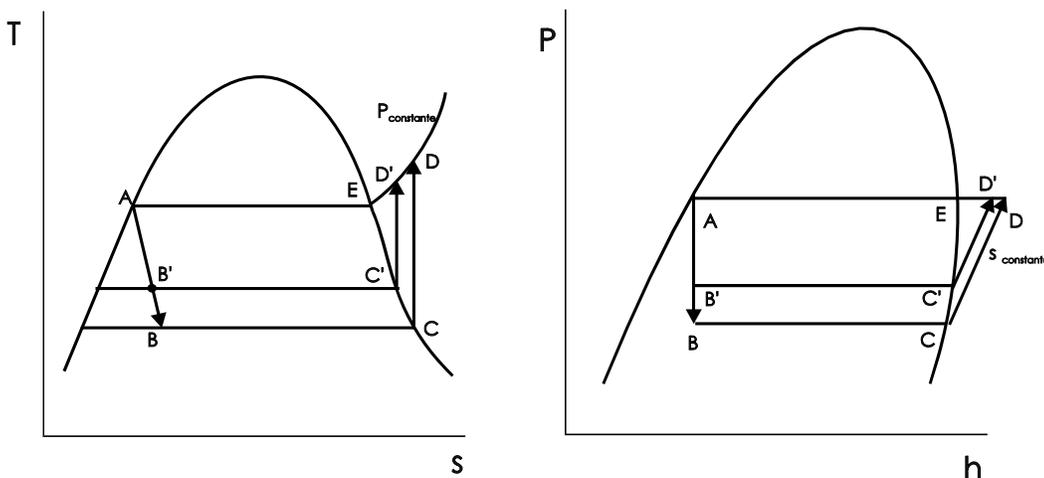
para el ciclo de referencia: COP = 4.88.

### Análisis de sensibilidad de parámetros.

La eficiencia de los ciclos de refrigeración es muy sensible a los cambios en las condiciones de operación. De esta forma la temperatura de succión, la temperatura condensante y por supuesto las presiones en la succión y a la salida del compresor hacen variar considerablemente la eficiencia del ciclo. La temperatura vaporizante es la que produce mayor efecto.

#### Efecto de la Temperatura de Succión.

El efecto de la temperatura de succión sobre la eficiencia del ciclo, puede apreciarse más claramente si se enciman en un diagrama P-h dos ciclos saturados simples operando a diferentes temperaturas vaporizantes.





Partiendo de la base del ciclo de ejemplo (con refrigerante 12) se pueden obtener los datos para ese refrigerante: el efecto ( $Q_e$ ), el trabajo de compresión ( $q_w$ ) y el calor eliminado en el condensador ( $q_c$ ) para ambos ciclos (tabla 5.2.).

Se observa que cuanto mayor sea la temperatura vaporizante el efecto refrigerante por unidad de masa aumenta. (48.2 Btu/lb para 10°F y 51.55 Btu/lb para 40°F). Esto representa un incremento en el efecto refrigerante de 6.95%. Este hecho es debido a que se tiene una diferencial de temperatura entre la temperatura vaporizante y la temperatura del líquido que llega a la válvula de control del refrigerante. En consecuencia a mayor temperatura de succión, se vaporizará una fracción menor de refrigerante en la válvula de control y una mayor parte se vaporizará en el evaporador para producir el enfriamiento útil.

Para producir un mismo efecto refrigerante, la razón de flujo de masa de refrigerante es menor para una temperatura de succión mayor que para una temperatura de succión menor, esto es:

$$m_{(10^{\circ}\text{F})} = \frac{200}{h_c - h_a} = 4.15 \text{ lb/min}$$

y:

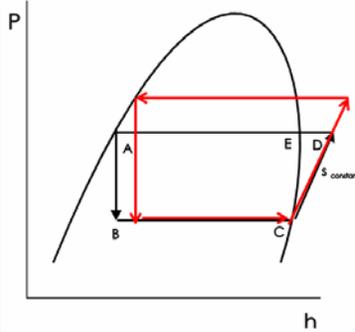
$$m_{(10^{\circ}\text{F})} = \frac{200}{h_c' - h_a'} = 3.88 \text{ lb/min}$$

la disminución de la relación de flujo de masa en la temperatura de succión más alta es de 6.5%.

Puesto que la diferencia de presiones vaporizante-condensante es menor para el ciclo de alta temperatura vaporizante, el trabajo de compresión por unidad de masa necesario para comprimir el vapor desde la presión vaporizante hasta la condensante es menor. Se deduce entonces que el calor de compresión por unidad de masa es menor cuanto mayor sea la temperatura vaporizante.

**Tabla 2. Comparación del efecto de las temperaturas vaporizante y condensante.**

TEMP COND	TEMP VAP	$q_e$	$q_w$	$q_c$	$m$	Pt	$m(v)$	$Q_c$	COP
°F	°F	BTU/LB	BTU/LB	BTU/LB	LB/ MIN	Hp	ft <sup>3</sup>	BTU	
100	10	48.2	11.5	59.7	4.15	1.13	5.6	248	4.17
100	40	51.5	7.49	59	3.88	0.68	3.07	229	6.88
120	10	43.2	13.8	57	4.63	1.51	6.25	264	3.12



El calor de compresión por libra de refrigerante para el ciclo de 10°F es 11.54 Btu en tanto para el ciclo de 40°F es tan sólo de 7.49 Btu. Esto representa una disminución por libra en el calor de compresión de **35.1%**.

Esto acarrea por supuesto que el trabajo de compresión por tonelada y por lo tanto de potencia teórica requerida por tonelada será menor en el ciclo de temperatura vaporizante mayor. La potencia teórica necesaria por tonelada de refrigeración, de acuerdo con la ecuación 11 es para el ciclo de 10°F igual a 1.13 hp en tanto para el ciclo de 40°F es de 0.683 hp. La reducción de potencia teórica de compresión es de **39.5%**



Las potencias reales en la flecha por capacidad unitaria se verá afectada por la eficiencia del compresor y, como se verá más adelante la diferencia entre esas potencias será más marcada que las obtenidas por los cálculos teóricos.

Puesto que el efecto refrigerante y el calor de compresión por libra de refrigerante se vieron afectados ante la variación de la temperatura de vaporización, el coeficiente de rendimiento es afectado en la misma medida teniéndose un valor de 4.17 para cuando se tiene 10°F y 6.88 para 40°F. Resulta evidente que el coeficiente de rendimiento mejora grandemente al aumentar la temperatura de vaporización. Este aumento en la eficiencia del ciclo representa un **65%**.

Aún cuando la diferencia en la razón de flujo másico por tonelada de capacidad refrigerante a las diferentes temperaturas vaporizantes es relativamente pequeña, el volumen de vapor que el compresor debe manejar por minuto y por tonelada varía considerablemente con los cambios en esa temperatura. Se tiene entonces que el volumen desplazado por minuto y por tonelada para cada caso es de 5.6 pies<sup>3</sup> para 10°F y 3.07 para 40°F, lo cual representa una disminución de volumen de vapor manejado por el compresor por minuto y por tonelada de **45%**.

Contrariamente la cantidad de calor absorbido en el condensador por minuto y por capacidad unitaria es mucho menor para el ciclo que tiene mayor temperatura vaporizante. Esto es cierto aún cuando la cantidad de calor absorbido en el condensador por libra de refrigerante es muy similar para ambos ciclos. Para el ciclo con 10°F la cantidad de calor absorbido en el condensador por minuto y por tonelada es 247.42 Btu en tanto para el ciclo de 40°F es de 229.08 Btu. Esto es debido básicamente a que existe una menor razón de flujo másico y al menor calor de compresión por unidad de masa.

### **Recomendaciones de la CONAE.**

Algunas de las tácticas de ahorro que pueden emplearse en instalaciones frigoríficas se enumeran a continuación. Los porcentajes que a continuación se presentan son un promedio de los diagnósticos realizados por el CONAE en asociación con la Comisión de la Unión Europea y la Secretaría de Energía (CONAE, 1995a). Sin embargo, cada empresa es diferente y los puntos señalados pueden variar de planta a planta, por lo que debe hacerse un análisis detallado dependiendo del tipo de industria. La aplicación de una o varias de estas medidas debe hacerse sobre bases firmes en el conocimiento de tecnología frigorífica y aspectos específicos de la planta en cuestión.

### **Estrategias generales para lograr un ahorro del 10%**



Las estrategias que a continuación se presentan pertenecen al Nivel 1:

- Aumento de las temperaturas de evaporación.
- Reducción de las temperaturas de condensación.
- Aislamiento de tubería.
- Tratamiento de agua en condensadores y torres de enfriamiento con productos químicos para evitar depósitos.
- Limpieza frecuente de evaporadores y condensadores.
- Deshielo frecuente.
- Aumento de las temperaturas requeridas.
- Cierre de zonas refrigeradas cuando no se usan.
- Aumento de las temperaturas a las necesidades requeridas.
- Reducción de las cargas térmicas en las zonas refrigeradas mediante cortinas hawaianas en las puertas.
- Uso de luz eficiente y reducción de las intensidades de luz.
- Corrección de la mala ubicación del bulbo de la válvula de expansión.
- Sobrecarga en espacios refrigerados.
- Fraccionar las cargas de los compresores alternando equipos en función de la demanda de refrigeración y la eficiencia de los equipos.
- Capacitación del personal que opera el área de producción y/o la instalación frigorífica.
- Mejoras en los servicios como lubricación de los compresores, variaciones en la alimentación de electricidad lo cual puede dañar los equipos, bombas de recirculación de agua a los condensadores, agua proveniente de la torre de enfriamiento para el condensador o el área de producción, etc.

### **Estrategias para lograr un ahorro hasta del 25%**

Las estrategias que a continuación se presentan pertenecen al Nivel 1:

- Mejoramiento del enfriamiento de los condensadores.
- Mejoramiento del movimiento del movimiento de aire en cámaras.
- Mejoramiento de la regulación de los compresores.

Las estrategias que a continuación se presentan pertenecen al Nivel 2:

- Aislamiento de las zonas refrigeradas.
- Cambio de compresores, condensadores, evaporadores, ventiladores de los evaporadores, motores, bombas, etc.
- Aislamiento de tuberías.
- Uso de sistemas de enfriamiento natural para temperaturas medias en lugar de equipo de refrigeración.

Las estrategias que a continuación se presentan pertenecen al Nivel 3:

- Automatización de la línea de proceso y/o sistemas de refrigeración.
- Sustitución tecnológica ya sea por que el equipo es obsoleto en cuanto a su tecnología o por que el equipo no cumple ya con su función y consume demasiada energía.

Las estrategias que a continuación se presentan pertenecen al Nivel 4:

- Instalación de sistemas de refrigeración de absorción en base a energía térmica de cogeneración o excedente de energía.
- Instalación de capacitores de corrección de FP o controladores automáticos, que dan la porción reactiva necesaria (kVAR) de forma que la instalación eléctrica no tiene que ceder esta energía.



## Ejemplos de aplicación práctica de ahorro de energía.

### PROCESO PRINCIPAL Y PASTEURIZACION.

Este es un proceso térmico que funciona mediante la variación abrupta de temperatura, tanto para calentar como para enfriar la leche. El objetivo de la pasteurización es la eliminación de microorganismos patógenos y la mayoría de los no patógenos que pudieran estar presentes en la leche. La pasteurización no debe afectar las propiedades físico - químicas y organolépticas de la leche.

Tiempos de sostenimiento de temperatura para la eliminación de algunas bacterias presentes en a leche.

Bacteria	Temperaturas en grados Celcius °C			
	65	70	75	80
Microbacterium Tuberculosis	17-32	10-17	5 - 8	2-3
Brucela Melitensis (Fiebre de Malta)	32-55	22-29	10 - 12	2-4
Corynenacterium Diphtheriae (Difteria)	9 -10	3	2	2
Solmonella Typhosa (Fiebre Tifoidea)	17-19	6-7	2-3	2
Streptococcus Pyogenes (intoxicación)	58-63	12-15	5-7	3-4
Escherichla Coli	18	-----	2	2

De acuerdo a las normas se especifica que para una temperatura de pasteurización de 74°C la leche debe tener 16 segundos de sostenimiento y en contraparte, al disminuir la temperatura de pasteurización, la cual no puede ser menor a 71.7°C el tiempo de sostenimiento se incrementa hasta 20 segundos. Para ello se adiciona un tramo de tubo en la zona de sostenimiento considerando que la leche alcanza una velocidad en el proceso de 30 a 61 cm sobre segundo.

El proceso se lleva a cabo en intercambiadores de calor de placas, los cuales están integrados por tres o cuatro, a saber:

- Zona de Calentamiento.
- Zona de Regeneración.
- Zona de Agua Filtrada.
- Zona de Agua Helada.

Cuando se procesa leche fresca, el enfriador que se tiene para bajar la temperatura de la leche que va a ser envasada se utiliza como calentador. La leche fresca pasa de este calentador a la clarificadora y del clarificador a la tina de balance.

Del tanque de balance la mezcla es enviada por medio de una bomba a la zona de regeneración del pasteurizador, donde entra a 35°C y después de intercambiar calor con la leche proveniente de los tubos de sostenimiento sale hacia el homogeneizador a 69°C.

En el homogeneizador la leche es bombeada a alta presión para lograr la emulsión y evitar la separación de la grasa. Del homogeneizador la leche pasa a la zona de calentamiento del pasteurizador. En esta zona la leche entra a 64°C e intercambia calor con agua caliente proveniente de la pierna de calentamiento. La leche sale hacia el tubo de sostenimiento a 75°C.

El agua caliente entra a 80°C y retorna a 70°C.



En el tubo de sostenimiento la leche permanece 15 segundos. A la salida del tubo se tiene una válvula con sensor de temperatura. Si la leche se encuentra a 72.5°C como mínimo, pasa a la zona de regeneración. En caso contrario es retornada al tanque de balance y se repite el ciclo.

La leche entra en la zona de regeneración a 75°C. En esta zona intercambia calor con la leche proveniente del tanque de balance y sale hacia la zona de agua filtrada a 42°C.

En la zona de agua filtrada la leche intercambia calor con el agua tratada.

La leche sale de esta zona a 25°C hacia la zona de agua helada.

En la zona de agua helada la leche intercambia calor con el agua proveniente de los bancos de hielo.

La leche sale de esta sección a 5°C y es enviada hacia un mezclador estático que se encuentra antes de los silos de producto terminado.

El agua fría entra en esta zona a 1°C y retorna a los bancos de hielo a 8°C.

En algunas plantas la concentración de la leche es mayor a uno, en tal caso, para alcanzar la concentración normal, antes de la entrada de la leche a los silos de producto terminado se agrega el agua faltante. De no ser el caso la leche entra directa a los silos.

El agua de complemento proviene de la segunda batería de filtros y es enfriada por medio de un intercambiador de placas. Para controlar el volumen de agua se tienen tanques Mueller ubicados en el área de proceso. En cada uno de estos tanques se adiciona la cantidad correspondiente a un lote de rehidratación, según la formulación del día.

De los tanque Mueller el agua de complemento es bombeada hacia el mezclador estático entre 3 y 4°C, previo paso por una unidad de luz ultravioleta.

Una vez que la leche a mayor concentración y el agua de complemento han sido mezcladas, la leche, ya a concentración normal, es enviada por medio de una bomba hacia uno de los tanques silo que se tienen en operación.

## **PROCESO FINAL.**

Ya liberados los silos de almacenamiento, la leche es enviada hacia el área de envasado por medio de una bomba que regula el flujo de acuerdo al requerimiento de las máquinas envasadoras.

Antes de llegar al área de envasado la leche se hace pasar por un enfriador de placas para garantizar la baja temperatura del producto. La leche es envasada según requerimientos productivos. Los envases se reciben en canastillas de alta densidad. Las canastillas son transportadas hacia el estibador donde se sobreponen en estibas de seis.

Las canastillas son lavadas en una máquina lavadora y enviadas hacia el envasado por medio de un sistema de transportadores de cadena. El proceso de la leche reconstituida a concentración simple es similar al de la leche a concentración. Solo que en este caso se utiliza menor cantidad de materia prima por lote rehidratado y no se adiciona agua de complemento.

## **Oportunidad de Ahorro.**

Disminución a la temperatura de pasteurización.

Como se menciona antes la temperatura para una pasteurización rápida puede ser de 76°C con un periodo de sostenimiento de 16 segundos, la NOM-091-SSA1-1994 establece en el punto 5.3.2, que la leche se pasteurizará a 72°C, sosteniéndola por un período mínimo de 15 segundos (Pasteurización rápida).



Tiempos de sostenimiento de temperatura para la eliminación de algunas bacterias presentes en a leche.

Bacteria	Temperaturas en grados Celcius °C			
	65	70	75	80
Microbacterium Tuberculosis	17-32	10-17	5 - 8	2-3
Brucela Melitensis (Fiebre de Malta)	32-55	22-29	10 - 12	2-4
Corynenacterium Diphtheriae (Difteria)	9 -10	3	2	2
Solmonella Typhosa (Fiebre Tifoidea)	17-19	6-7	2-3	2
Streptococcus Pyogenes (intoxicación)	58-63	12-15	5-7	3-4
Escherichla Coli	18	-----	2	2

En la pasteurización se hace a 86°C, esto representa un potencial de ahorro energético tanto térmico como eléctrico, desde el punto de vista eléctrico la manifestación es representada por los requerimiento adicionales de enfriamiento.

En nuestro ejemplo la pasteurización se utiliza en el proceso de leche pasteurizada y ultra pasteurizada, ahora se presenta un cuadro comparativo en cuanto al aspecto eléctrico que representa pasteurizar a 86°C y hacerlo a 75°C.

Pasteurización:

Pasteurización		75	86°C	Ahorros
<b>cantidad</b>	litros/hr	4000	4000	0
<b>C<sub>p</sub> Leche</b>	kJ/(kg K)	3.90	3.90	0.00
<b>T<sub>ent</sub></b>	C	35.00	35.00	0.00
<b>T<sub>int</sub></b>	C	75.00	86.00	11.00
<b>q</b>	kJ/hr	624,000	795,600	171,600
<b>q</b>	kcal/hr	149,040	190,026	40,986
<b>q</b>	TR	49.28	62.84	13.55
<b>REE</b>	kW/TR	1.90	1.90	0.00
<b>q</b>	kW	93.64	119.39	25.75
<b>Tiempo</b>	horas base	0	0	0.00
	horas intermedia	260	260	0.00
	horas punta	0	0	0.00
<b>q</b>	kWh base	0.00	0.00	0.00
	kWh inter	24,345.51	31,040.52	6,695.01
	kWh punta	0.00	0.00	0.00
	kWh total	24,345.51	31,040.52	6,695.01
<b>q</b>	\$/base	\$0.00	\$0.00	\$0.00
	\$/inter	\$14,636.52	\$18,661.56	\$4,025.04
	\$/punta	\$0.00	\$0.00	\$0.00
<b>q</b>	\$/mes	\$14,636.52	\$18,661.56	\$4,025.04



Ultra Pasteurización:

Ultrapasteurización		75	86°C	Ahorros
<b>cantidad</b>	litros/hr	14000	14000	0
<b>C<sub>p</sub> Leche</b>	kJ/(kg K)	3.90	3.90	0.00
<b>T<sub>ent</sub></b>	C	35.00	35.00	0.00
<b>T<sub>int</sub></b>	C	75.00	86.00	11.00
<b>q</b>	kJ/hr	2,184,000	2,784,600	600,600
<b>q</b>	kcal/hr	521,639.44	665,090.28	143450.85
<b>q</b>	TR	172.49	219.92	47.43
<b>REE</b>	kW/TR	1.90	1.90	0.00
<b>q</b>	kW	327.73	417.85	90.13
<b>Tiempo</b>	horas base	120	120	0.00
	horas intermedia	260	260	0.00
	horas punta	78	78	0.00
<b>q</b>	kWh base	39,327.36	50,142.38	10815.02
	kWh inter	85,209.27	108,641.82	23,432.55
	kWh punta	25,562.78	32,592.55	7029.76
	kWh total	150,099.41	191,376.75	41,277.34
<b>q</b>	\$/base	\$19,651.88	\$25,056.15	\$5,404.27
	\$/inter	\$51,227.81	\$65,315.46	\$14,087.65
	\$/punta	\$49,205.80	\$62,737.39	\$13,531.59
<b>q</b>	\$/año	\$120,085.49	\$153,109.00	\$33,023.51

**Ahorros económicos posibles**

Pasteurización	\$4,025.04
Ultrapasteurización	\$33,023.51
Total mes	\$37,048.55
Al año	\$444,582.64

La leche es un alimento de sabor tan delicado y fácilmente alterable que muchos métodos de conservación rígidos no son aplicables a la misma sin modificarla desfavorablemente o en el mejor de los casos sin convertirla en un alimento distinto. A continuación se mencionan algunos de los métodos aptos para la conservación de la leche: