



---

---

**INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL**  
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECANICA  
Y ELECTRICA  
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

---

---



**PROPUESTA DE SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO PARA  
MEJORAR EL USO DE LA ENERGÍA EN SISTEMAS DE  
REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE  
VAPOR.**

**TESIS**  
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

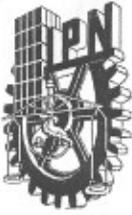
**MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

**ING. EDUARDO NÚÑEZ SÁNCHEZ**

DIRECTOR DE TESIS: **DR. PEDRO QUINTO DIEZ**

MEXICO D.F., ENERO 2007



# INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL SECRETARIA DE INVESTIGACION Y POSGRADO

## ACTA DE REVISION DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 19:00 horas del día 22 del mes de Noviembre del 2006 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de la E. S. I. M. E. para examinar la tesis de grado titulada:

**“PROPUESTA DE SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO PARA MEJORAR EL USO DE LA ENERGÍA EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR”.**

Presentada por el alumno:

**NUÑEZ**

Apellido paterno

**SÁNCHEZ**

Apellido materno

**EDUARDO**

Nombre(s)

Con registro:

B	0	4	0	9	8	2
---	---	---	---	---	---	---

Aspirante al grado de:

**MAESTRO EN CIENCIAS**

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACION DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

### LA COMISION REVISORA

Director de tesis

DR. PEDRO QUINTO DIEZ

Segundo Vocal

Presidente

DR. FLORENCIO SANCHEZ SILVA

Tercer Vocal

DR. JOSÉ ALFREDO JIMÉNEZ BERNAL

Secretario

M. EN C. GUILIBALDO TOLENTINO ESLAVA

Suplente

DR. MIGUEL TOLEDO VELÁZQUEZ

M. EN C. JUAN ABUGABER FRANCIS

SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION  
EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. JAIME ROBLES GARCIA



**INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL**  
COORDINACION GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACION

**CARTA CESION DE DERECHOS**

En la Ciudad de México, Distrito Federal, el día 06 del mes de Diciembre del año 2006, el (la) que suscribe Eduardo Nuñez Sánchez alumno(a) del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica opción Energética con número de registro B040982, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor(a) intelectual del presente Trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Pedro Quinto Diez y cede los derechos del trabajo titulado: Propuesta de Subenfriamiento Mecánico para mejorar el uso de la energía en sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, graficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: [eduns@hotmail.com](mailto:eduns@hotmail.com).

Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

  
Ing. Eduardo Nuñez Sánchez

Nombre y firma

**AGRADECIMIENTOS:**

A dios por permitirme llegar a esta instancia por que sin su gracia y bendiciones no habría logrado este objetivo.

A mis padres por el apoyo que siempre me han brindado de manera incondicional para poder lograr mis objetivos. Los amo y mil gracias.

A mis hermanos que siempre me han impulsado a seguir adelante. Los amo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología.

A la sección de Estudios de Postgrado e investigación (SEPI-ESIME).

Al Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP).

A los miembros de la comisión revisora de este trabajo:

Dr. Florencio Sánchez Silva.

Dr. Pedro Quinto Diez.

Dr. Miguel Toledo Velázquez

M. en C. Guilibaldo Tolentino Eslava.

Dr. José Alfredo Jiménez Bernal.

M. en C. Juan Abugaber Francis.

Al Dr. Pedro Quinto Diez por haber dirigido este trabajo de tesis y por las aportaciones, apoyo, paciencia, comentarios y tiempo dedicado para la terminación de este trabajo de tesis.

A los compañeros que compartimos clases en la SEPI-ESIME-ZAC que fueron parte importante en mi estancia por esta institución.

## Índice

	<b>Pag.</b>
<b>Lista de figuras y tablas</b>	I
<b>Resumen</b>	II
<b>Abstract</b>	III
<b>Introducción</b>	IV
<b>Capítulo 1 Termodinámica de la refrigeración por compresión mecánica de vapor</b>	
1.1 Ciclo teórico de refrigeración.	1
1.2 Análisis del ciclo teórico de refrigeración.	3
1.3 Ciclo real de la refrigeración.	10
1.4 Análisis del ciclo real de la refrigeración.	14
1.5 Métodos para mejorar el COP.	19
<b>Capítulo 2 Efecto del subenfriamiento en el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor.</b>	
2.1 Subenfriamiento en el ciclo teórico de refrigeración.	24
2.2 Subenfriamiento en el ciclo real de la refrigeración.	29
2.3 Variación del COP por efecto del subenfriamiento.	34
<b>Capítulo 3 Subenfriamiento Mecánico Dedicado</b>	
3.1 Modificación del sistema de refrigeración.	37
3.2 Análisis del subenfriamiento mecánico dedicado.	39
3.3 Evaluación del COP.	49
<b>Capítulo 4 Subenfriamiento Mecánico Integrado</b>	
4.1 Modificación del sistema de refrigeración.	60
4.2 Análisis del subenfriamiento mecánico integrado.	62
4.3 Evaluación del COP.	70
<b>Capítulo 5 Análisis de Resultados</b>	
5.1 Diferencias entre los sistemas con subenfriamiento mecánico.	79
5.2 Comparación del COP.	81
5.3 Análisis del uso de la Energía.	83
<b>Conclusiones y recomendaciones</b>	90
<b>Referencias</b>	92
<b>Anexo A</b>	96
<b>Anexo B</b>	98
<b>Anexo C</b>	102

## Índice de figuras

No.	FIGURA	PAG.
1.1	Ciclo teórico de refrigeración por compresión en ejes T-s.	1
1.2	Esquema del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor.	2
1.3	Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración por compresión mecánica de vapor.	4
1.4	Variación de los parámetros, del ciclo teórico de refrigeración cuando $T_{\text{evap}}=0^{\circ}\text{C}$ y $40^{\circ}\text{C} \geq T_{\text{cond}} \geq 20^{\circ}\text{C}$	6
1.5	Variación de los parámetros, del ciclo teórico de refrigeración cuando $T_{\text{cond}}=20^{\circ}\text{C}$ y $0^{\circ}\text{C} \geq T_{\text{cond}} \geq -20^{\circ}\text{C}$ .	8
1.6	Variación de los parámetros, del ciclo teórico de refrigeración cuando $T_{\text{evap}}=0^{\circ}\text{C}$ y $40^{\circ}\text{C} \geq T_{\text{cond}} \geq 20^{\circ}\text{C}$ .	9
1.7	Diagrama T-s del ciclo real de refrigeración.	10
1.9	Diagrama esquemático para la obtención del modelo irreversible.	14
1.10	Gráfica del comportamiento de las ecs. (1.36),(1.37) y (1.38).	18
1.11	Subenfriamiento con aire atmosférico.	19
1.12	Subenfriamiento con agua.	20
1.13	Condensador evaporativo.	20
1.14	Sistema de refrigeración con intercambiador de calor en línea de succión.	21
1.15	Sistema de refrigeración con sumidero de calor externo.	21
2.1	Ciclo teórico de refrigeración con subenfriamiento.	24
2.2	Ciclo teórico de refrigeración con subenfriamiento con $T_{\text{cond}}= \text{cte} =20^{\circ}\text{C}$ .	27
2.3	Ciclo teórico de refrigeración con subenfriamiento con $T_{\text{evap}}= \text{cte} =0^{\circ}\text{C}$ .	27
2.4	Porcentajes de energía para $0^{\circ}\text{C}$ , $4^{\circ}\text{C}$ y $8^{\circ}\text{C}$ de subenfriamiento $T_{\text{evap}}=\text{cte}$ .	28
2.5	Efecto del subenfriamiento y sobrecalentamiento de manera conjunta.	29
2.6	Esquema del sistema real de refrigeración.	30
2.7	Diagrama P-h del sistema real de refrigeración.	30
2.8	Diagrama P-h del sistema real de refrigeración con subenfriamiento.	32
2.9	Efecto del subenfriamiento en el COP del ciclo real de refrigeración.	34
2.10	Trabajo específico en el ciclo real de la refrigeración.	34
2.11	Comportamiento del flujo másico en el sistema simple	35
2.12	Comportamiento del efecto refrigerante en el sistema simple	35
3.1	Diagrama esquemático del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado.	37
3.2.	Diagrama P-h de un sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado.	39
3.3.	Diagrama de flujo para resolver el conjunto de ecuaciones que integran el modelo termodinámico.	48
3.4.	Variación del $\text{COP}_{\text{total}}$ en función de $T_{\text{evap}}^{\text{sub}}$ para el modelo con pérdidas en todos los intercambiadores. (ec. (3.30)).	51

3.5.	Gráfica que muestra la variación del $COP_{total}$ con $T_{evap}^{sub}$ para el modelo dependiente de temperatura con pérdidas únicamente en el subenfriador. (ec. (3.25)).	53
3.6.	Variaciones del $COP_{total}$ como función de $f_h = (\dot{\epsilon}C)_{cond}/k$ .	55
3.7	Comportamiento de las temperaturas del sistema en función de $f_h = (\dot{\epsilon}C)_{cond}/k$ .	56
3.8.	Variaciones del COPN como función de $f_h^{sub}$ .	56
3.9	Comportamiento de las temperaturas del sistema en función de $f_h^{sub}$ .	57
4.1.	Diagrama esquemático del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico integrado.	60
4.2.	Diagrama P-h de un sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico integrado.	62
4.3.	Diagrama de flujo para resolver el conjunto de ecuaciones que integran el modelo termodinámico.	69
4.4.	Comportamiento del COP en función del parámetro $\theta$ .	75
4.5.	Comportamiento de las temperaturas que intervienen en el sistema en función de $\theta$ .	75
4.6.	Comportamiento del COP en función del parámetro $f_h = (\dot{\epsilon}C)_{cond}/k$	76
4.7.	Comportamiento de las temperaturas que intervienen en el sistema en función de $f_h = (\dot{\epsilon}C)_{cond}/k$ .	76
5.1	Comportamiento de las distintas temperaturas en los sistemas de Subenfriamiento.	
5.2	Comportamiento de las temperaturas $T_{cond}$ y $T_{evap}^{sub}$ en los sistemas de subenfriamiento.	81
5.3	Comparación del COP entre el sistema simple y el SSMD.	82
5.4	Comparación del COP entre el sistema simple y el SSMI.	82
5.5	Comparación del COP entre el SSMI y el SSMD.	83
5.6	Comportamiento del trabajo en los sistemas de subenfriamiento.	84
5.7	Porcentajes de consumo de energía tomando como referencia el trabajo consumido por el sistema simple en el punto $f_h=0.55$ y $k=9$ .	85
5.8	Ampliación de los porcentajes de energía consumidos por el SS, SSMD y SSMI en el punto $f_h=0.55$ .	86
5.9	Comparación de los porcentajes de mejoría del COP de los sistemas con subenfriamiento mecánico en comparación con un punto de referencia del sistema simple en función de $f_h$	87
5.10	Gráfica del comportamiento de la relación $(COP_C/COP_{SSMD})$ en función de $f_h$ .	87
5.11	Porcentajes del COPc para los SS, SSMD y SSMI.	88

## Resumen

El subenfriamiento del refrigerante a la salida del condensador en un sistema simple de refrigeración por compresión mecánica de vapor permite que más refrigerante líquido entre al evaporador del ciclo principal. Con este efecto, el refrigerante absorbe más calor en el evaporador incrementando el efecto refrigerante y mejorando el coeficiente de operación del sistema. En este trabajo se estudia el sistema de subenfriamiento mecánico integrado y el sistema de subenfriamiento mecánico dedicado para compararlos con el sistema de refrigeración sin subenfriamiento, para evaluar la mejoría que se tiene en la utilización de la energía.

Para esta comparación se evalúan modelos termodinámicos de los sistemas de refrigeración simple [4], sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico integrado [5] y sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado [6] en función de los parámetros que definen el comportamiento del COP . Para estos modelos termodinámicos de los sistemas de subenfriamiento mecánico se desarrollaron metodologías de solución.

Se observó que los sistemas con subenfriamiento mantienen un comportamiento similar en el consumo de energía y por consecuencia el comportamiento del COP también es similar. Los sistemas con subenfriamiento en comparación con el sistema sin subenfriamiento muestran una mejoría del 15% en el COP y una mejoría del 10% en el consumo de energía de estos sistemas.

## Abstract

Subcooling the refrigerant at the condenser's exit in a simple mechanical compression refrigeration system allows more liquid refrigerant to enter to the main cycle evaporator. With this effect the refrigerant absorbs more heat in the evaporator increasing the refrigerant effect and improving the system COP. In this work the Integrated Mechanical Subcooling System (IMSS) and the Dedicated Mechanical Subcooling System (DMSS) are studied to evaluate the improvements in energy utilization.

In order to evaluate the thermodynamics models of simple system, integrated mechanical subcooling system and dedicated mechanical subcooling system ([4], [5] y [6]) these models are evaluated through parameters that defined the COP on these systems. Methodologies to solve the models were developed.

It is observed that subcooling systems have similar behavior in energy consumption and therefore COP's behavior is also similar. Systems with mechanical subcooling in compare with systems without mechanical subcooling shows 15% improvement in system's COP and 10% improvement in system's energy consumption.

## Introducción

En la actualidad, los sistemas de refrigeración han tomado un lugar muy importante en el ámbito industrial, de servicios y en la vida diaria. Por esta razón se ha convertido en una prioridad que estos sistemas sean más eficientes respecto al uso de la energía. Se sabe, de estudios realizados en esta área, que en los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor una parte de la energía no es utilizada debido a irreversibilidades del sistema que son generadas principalmente en el compresor, condensador y evaporador; debido entre otras causas a transferencias de calor no deseadas, a caídas de presión a lo largo del sistema, expansiones y compresiones no adiabáticas, bajas eficiencias de los intercambiadores de calor, etc.

Para reducir las irreversibilidades y en consecuencia mejorar el uso de la energía, se ha trabajado en el compresor para realizar mejoras a la eficiencia isentrópica y así disminuir el trabajo de compresión, en los intercambiadores de calor se aumenta la efectividad logrando mejorar la transferencia de calor, se han desarrollado mejores aislantes para disminuir las transferencias de calor no deseadas con los alrededores, etc. En este trabajo se analiza el efecto del subenfriamiento, que incrementa la capacidad de refrigeración específica y además ayuda a lograr el mejor funcionamiento del dispositivo de expansión. Subenfriamiento significa enfriar el refrigerante condensado a una temperatura menor a la temperatura de saturación. El subenfriamiento permite que más refrigerante en forma líquida llegue al evaporador provocando que se absorba una mayor cantidad de calor por unidad de masa y en consecuencia se logra una mejor eficiencia del sistema. El subenfriamiento tiene una limitante y es que el refrigerante líquido saturado a la salida del condensador no puede ser enfriado de manera natural a una temperatura menor a la temperatura del ambiente, lo que limita su eficiencia. Como una solución a esta restricción surge el subenfriamiento mecánico. El subenfriamiento mecánico logra que el refrigerante a la salida del condensador sufra un enfriamiento por debajo de la temperatura ambiente mediante el empleo de un sistema de subenfriamiento mecánico. Este sistema funciona agregando un sistema de refrigeración más pequeño a la salida del condensador con dos variantes subenfriamiento mecánico integrado y subenfriamiento mecánico dedicado. Estos tipos de subenfriamiento han sido estudiados por Khan JR et al. [4,5,6,7] y se han obtenido modelos termodinámicos para simular el COP.

En este trabajo se analizan estos modelos para después compararlos con el modelo del sistema de refrigeración por compresión de vapor sin subenfriamiento. De esta comparación obtendrá el impacto que se logra en el mejoramiento del uso de la energía.

Para lograr esta comparación esta tesis esta conformada por 5 capítulos. En **capítulo 1** se revisan y analizan el ciclo ideal de refrigeración y del ciclo real de la refrigeración, para revisar la influencia de las temperaturas que intervienen en los procesos sobre el COP del sistema. También se revisan algunas formas en las que tradicionalmente se logra el subenfriamiento en los sistemas de refrigeración.

En el **capítulo 2** se revisan los efectos del subenfriamiento sobre el COP de los ciclos teórico y real. Para revisar esta influencia en el ciclo real se utiliza un modelo termodinámico de tiempo finito desarrollado por **Khan [4]** .

El **capítulo 3** describe el sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado, se describe la forma en la cual se obtienen el modelo termodinámico **[5]** utilizado y se desarrollo una metodología de solución de este modelo. El modelo se emplea para analizar la influencia de algunos parámetros en el comportamiento del  $COP_{total}$  del sistema dedicado..

El **capítulo 4** describe el sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico integrado, se describe la forma en la cual se obtienen el modelo termodinámico **[6]** utilizado y se desarrollo una metodología de solución de este modelo. El modelo se emplea para analizar la influencia de algunos parámetros en el comportamiento del  $COP_{total}$  del sistema integrado.

En el **capítulo 5** se comparan los resultados obtenidos de las evaluaciones a los modelos revisados en los capítulos 2, 3 y 4. Con estas comparaciones se logra ver los beneficios que se obtiene al utilizar el subenfriamiento mecánico en comparación con el sistema sin subenfriamiento en relación con parámetros como trabajo específico y COP del sistema.

# CAPÍTULO

# 1

---

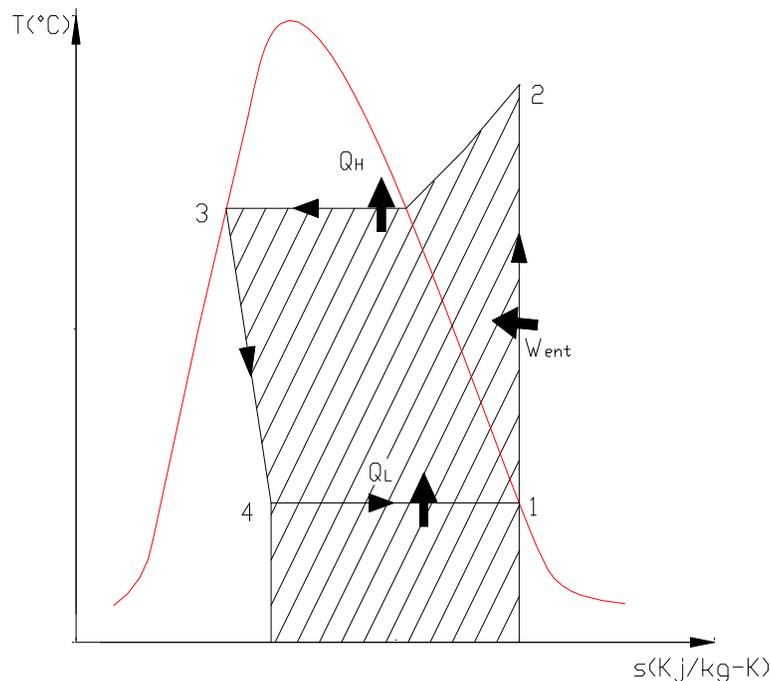
**TERMODINAMICA DE LA  
REFRIGERACIÓN POR  
COMPRESIÓN MECANICA DE  
VAPOR.**

En este capítulo se presentan los fundamentos termodinámicos de la refrigeración por Compresión Mecánica de Vapor mediante el estudio del ciclo teórico y sus modificaciones, así como el estudio del ciclo real.

### 1.1 Ciclo teórico de refrigeración por compresión mecánica de vapor

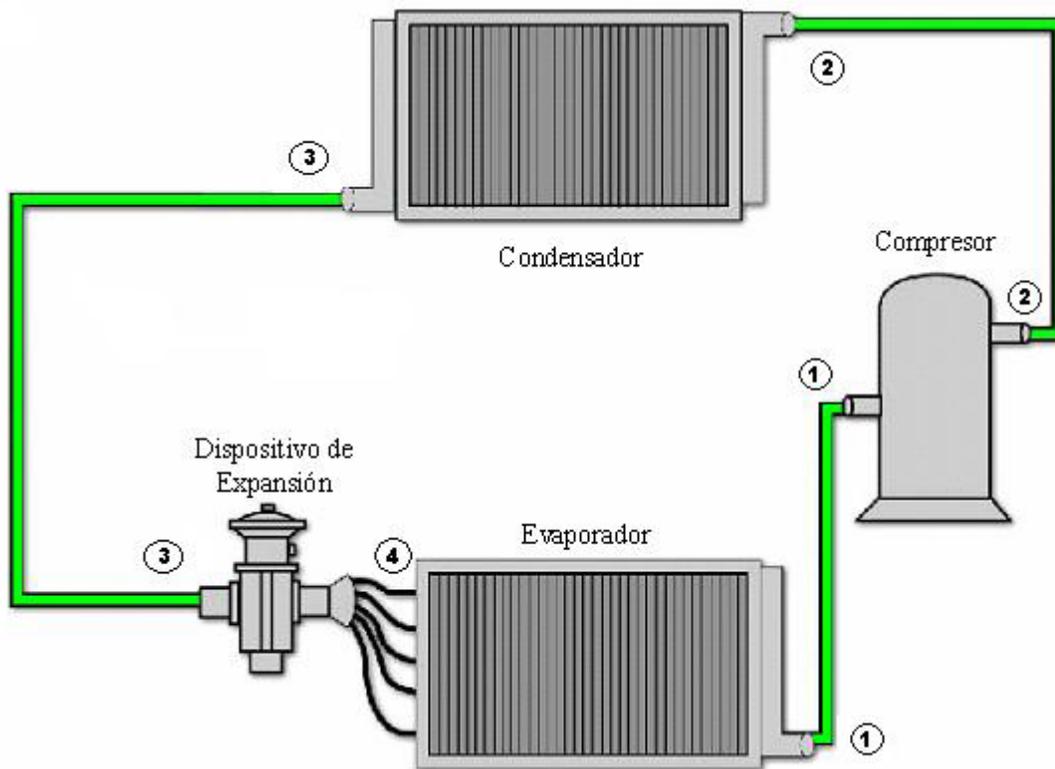
El ciclo teórico de refrigeración es una adaptación del ciclo invertido de Carnot, para eliminar aspectos imprácticos asociados a este, como son la dificultad de comprimir un refrigerante en fase líquido-vapor, y la dificultad de expandir un refrigerante con alto contenido de humedad [1]. Estas dificultades se logran eliminar si se evapora por completo el refrigerante antes de comprimirlo, y si se sustituye la turbina por un dispositivo de estrangulamiento. También se acepta que en el sistema de refrigeración no se presentan caídas de presión en los equipos y en las tuberías que los interconectan

En la figura 1.1 se muestra el ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor en los ejes T-s y en la figura 1.2 se muestra el sistema de refrigeración correspondiente.



**Figura 1.1** Ciclo teórico de refrigeración por compresión en ejes T-s

La descripción del ciclo teórico de refrigeración por compresión, haciendo referencia a la figura 1.1 es la siguiente. El refrigerante entra al evaporador en estado de mezcla líquido-vapor de baja calidad y a una presión tal, que su temperatura de saturación sea inferior a la temperatura de la sustancia que se requiere enfriar; este estado se localiza en el punto 4. Durante la evaporación, la temperatura del refrigerante permanece constante y sale del evaporador en estado de vapor saturado de baja presión y baja temperatura; indicado por el punto 1. En el punto 1, el refrigerante entra al compresor. El compresor suministra trabajo mecánico en un proceso isentrópico y el refrigerante sale como vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura en el punto 2. El refrigerante entra al condensador en el punto 2 y se condensa saliendo como líquido saturado a alta presión y alta temperatura, designado por el punto 3.



**Figura 1.2** Esquema del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor

En el estado 3, el refrigerante entra a la válvula de expansión, en donde ocurre un proceso de estrangulación y sale en el estado 4. Para el análisis térmico de este ciclo, se necesitan conocer los valores de entalpías del refrigerante en cada uno de los 4 puntos del ciclo.

## 1.2 Análisis del Ciclo Teórico de Refrigeración

El análisis del ciclo teórico de refrigeración se hace a partir de la figura 1.3, en donde el ciclo teórico se representa en los ejes p-h.

### 4-1 Proceso de evaporación (p=cte)

El refrigerante pasa del estado líquido vapor al de vapor saturado, por medio de un proceso isobárico. El calor suministrado al refrigerante por unidad de masa calculado como:

$$q_{evap} = (h_1 - h_4) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (1.1)$$

$h_4$ : entalpía de la mezcla líquido-vapor a la entrada del evaporador

$h_1$ : entalpía de vapor saturado a la salida del evaporador y a la entrada del compresor.

El flujo de calor suministrado al flujo másico de refrigerante,  $m_r$ , que circula por el evaporador es:

$$\dot{Q}_{evap} = m_r (h_1 - h_4) = m_r q_{evap} \quad [kW] \quad (1.2)$$

La diferencia de entalpías ( $h_1-h_4$ ) se conoce como efecto refrigerante, y se designa por  $Q_{evap}$ .

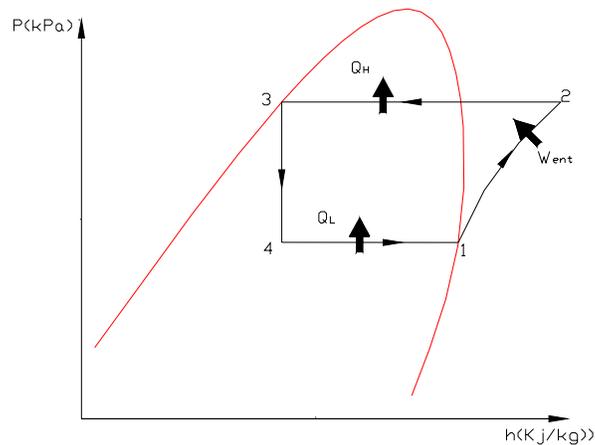
### 1-2 Proceso de compresión (s=cte)

El refrigerante en estado de vapor saturado de baja presión y baja temperatura se comprime en el compresor en un proceso isentrópico y sale como vapor sobrecalentado de alta presión y alta temperatura.

El trabajo que se suministra al refrigerante por unidad de masa es:

$$w_{comp} = (h_2 - h_1) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (1.3)$$

$h_2$ : entalpía de vapor sobrecalentado a la salida del compresor y a la entrada del condensador



**Figura 1.3** Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración por compresión mecánica de vapor

La potencia que se suministra al flujo másico de refrigerante,  $\dot{m}$ , que circula por el compresor es:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad [kW] \quad (1.4)$$

### 2-3 Proceso de condensación (p=cte)

El refrigerante en estado de vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura entra al condensador, en donde sale como líquido saturado a alta presión y a alta temperatura, mediante un proceso isobárico. El calor que cede el refrigerante por unidad de masa es:

$$\dot{q}_{cond} = (h_2 - h_3) \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (1.5)$$

$h_3$ : entalpía de líquido saturado a la salida del condensador y a la entrada del dispositivo estrangulación.

El flujo térmico que cede el gasto de refrigerante,  $\dot{m}_r$ , circulando por el condensador, hacia el medio condensante, es:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) = \dot{m}_r q_{cond} \quad [kW] \quad (1.6)$$

3-4 Proceso de expansión (h=cte).

El refrigerante que sale del condensador entra al dispositivo de expansión en donde disminuye de presión. El refrigerante pasa de un estado de líquido saturado de alta presión y alta temperatura, a un estado de mezcla líquido vapor de baja presión y baja temperatura, llegando así al punto inicial del ciclo. Para este caso

$$h_3 = h_4 \quad (1.7)$$

Los 4 procesos asociados con el ciclo teórico de refrigeración se consideran en flujo permanente. Los cambios de energía cinética y potencial suelen ser pequeños en relación con los intercambios de trabajo y calor, por lo que pueden despreciarse. Para este caso, la ecuación de la energía (primera ley de la termodinámica) por unidad de masa se reduce a:

$$q_{evap} + w_{comp} = q_{cond} \quad (1.8)$$

Y considerando el flujo másico de refrigerante,  $m_r$ , se tiene

$$Q_{evap} + W_{comp} = Q_{cond} \quad (1.9)$$

Coeficiente de Operación.

Para el ciclo teórico, este parámetro queda expresado como:

$$COP_T = \frac{q_{evap}}{w_{comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.10)$$

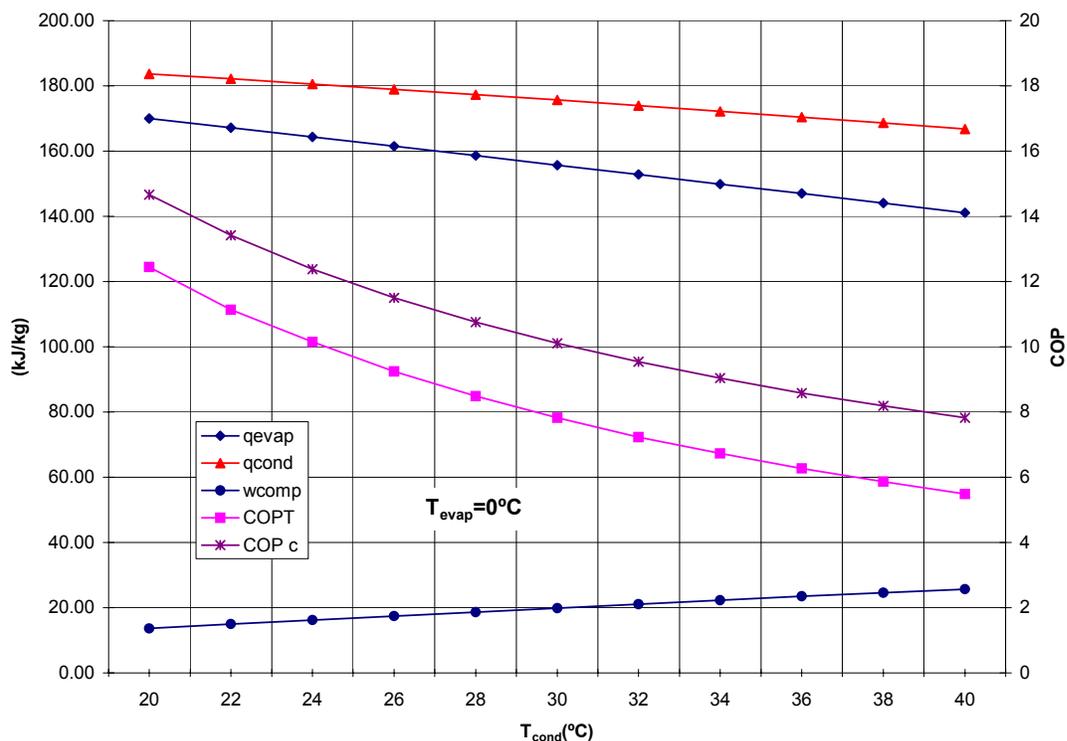
Con el apoyo de las ecuaciones anteriores, se analiza la influencia de los diversos parámetros (presión y temperatura) sobre el comportamiento del ciclo teórico de refrigeración por compresión. Este análisis se realizó para tres casos, usando como refrigerante, el R134a. En el primer caso, la temperatura de condensación es variable y la temperatura de evaporación permanece constante. En el segundo caso, la temperatura de evaporación es variable, mientras se

mantiene constante la temperatura de condensación. Para el tercer y último caso, ambas temperaturas son variables.

### PRIMER CASO: $T_{\text{evap}}$ constante y $T_{\text{cond}}$ variable

Los resultados de este caso, se muestran en la figura 1.4. Aquí se mantuvo constante la temperatura de evaporación a  $T_{\text{evap}}=0^{\circ}\text{C}$ , y la temperatura de condensación varió de 20 a  $40^{\circ}\text{C}$  ( $20^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{cond}} \leq 40^{\circ}\text{C}$ ).

Los cálculos se hicieron para  $q_{\text{evap}}$ ,  $q_{\text{cond}}$ ,  $\text{COP}_C$  y  $\text{COP}_T$ . EL  $\text{COP}_C$  es el coeficiente de operación del ciclo de Carnot inverso y sirve como variable de referencia, y el  $\text{COP}_T$  en el coeficiente de operación del ciclo teórico de refrigeración.



**Figura 1.4** Variación de los parámetros, del ciclo teórico de refrigeración cuando  $T_{\text{evap}}=0^{\circ}\text{C}$  y  $40^{\circ}\text{C} \geq T_{\text{cond}} \geq 20^{\circ}\text{C}$

Para la  $T_{\text{cond}}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $q_{\text{evap}}= 169.97$  [kJ/kg],  $w_{\text{comp}}= 13.65$  [kJ/kg],  $q_{\text{cond}}= 183.62$  [kJ/kg],  $\text{COP}_T= 12.45$ ,  $\text{COP}_C= 14.65$ , y para  $T_{\text{cond}}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $q_{\text{evap}}= 141.04$  [kJ/kg],  $w_{\text{comp}}= 25.70$  [kJ/kg],  $q_{\text{cond}}= 166.74$  [kJ/kg],  $\text{COP}_T= 5.48$  [kJ/kg],  $\text{COP}_C= 7.82$  [kJ/kg], cuando se mantiene constante la  $T_{\text{evap}}=0^{\circ}\text{C}$ . Estos resultados tienen la misma tendencia cuando se cambia el valor de  $T_{\text{evap}}$  y se hace variar la  $T_{\text{cond}}$ .

Con esto se define que la tendencia del ciclo de refrigeración por compresión de vapor es la siguiente:

Con  $T_{\text{evap}}= \text{cte}$  cuando  $T_{\text{cond}}$  aumenta,  $q_{\text{evap}}$  disminuye,  $w_{\text{comp}}$  se incrementa,  $q_{\text{cond}}$  se incrementa,  $\text{COP}_T$  y  $\text{COP}_C$  disminuyen,  $\text{COP}_C > \text{COP}_T$ , cuando  $T_{\text{cond}}$  disminuye,  $q_{\text{evap}}$  aumenta,  $w_{\text{comp}}$  disminuye,  $q_{\text{cond}}$  disminuye,  $\text{COP}_T$  y  $\text{COP}_C$  aumentan.  $\text{COP}_C > \text{COP}_T$ .

$$T_{\text{evap}} = \text{cte} \text{ y } T_{\text{cond}} \uparrow; q_{\text{evap}} \downarrow, w_{\text{comp}} \uparrow, q_{\text{cond}} \uparrow, \text{COP}_T \downarrow, \text{COP}_C \downarrow$$

$$T_{\text{evap}} = \text{cte} \text{ y } T_{\text{cond}} \downarrow; q_{\text{evap}} \uparrow, w_{\text{comp}} \downarrow, q_{\text{cond}} \downarrow, \text{COP}_T \uparrow, \text{COP}_C \uparrow$$

## SEGUNDO CASO: $T_{\text{cond}}$ constante y $T_{\text{evap}}$ variable

La figura 1.5 muestra los resultados para este caso. Aquí, la temperatura de condensación se mantuvo constante a  $T_{\text{cond}}=20^{\circ}\text{C}$  y la temperatura de evaporación vario de 0 a  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{evap}} \leq 0^{\circ}\text{C}$ ). Al igual que para el caso anterior, se graficaron los valores del calor de evaporación  $q_{\text{evap}}$ , calor de condensación  $q_{\text{cond}}$ , trabajo suministrado  $w_{\text{comp}}$ , coeficiente de operación teórico y  $\text{COP}_T$ , coeficiente de operación de Carnot  $\text{COP}_C$ .

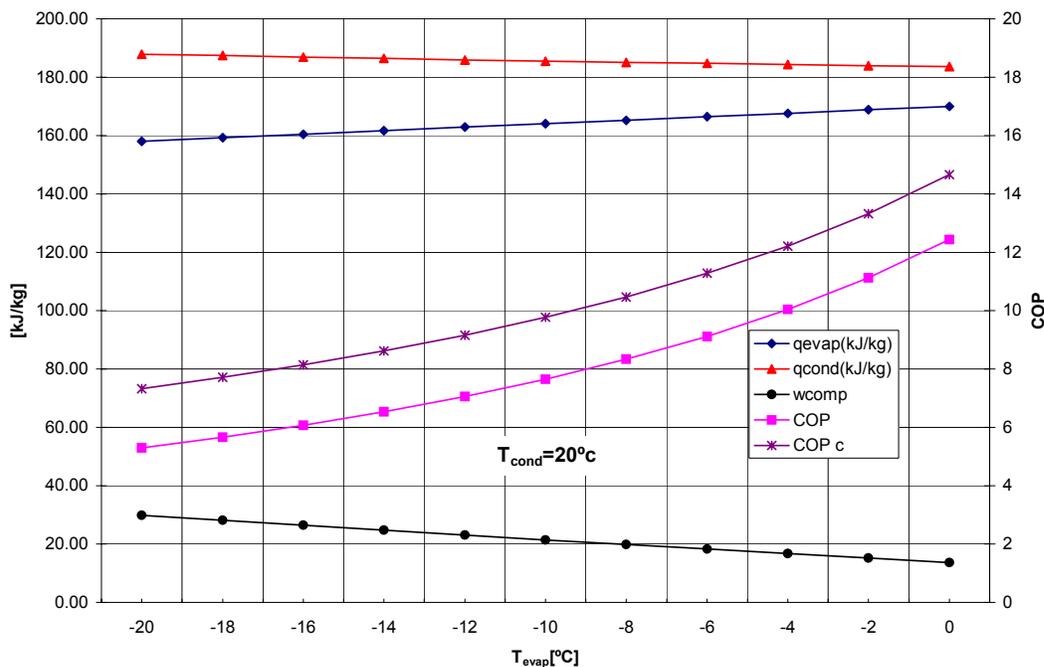
Para  $T_{\text{evap}}= -20^{\circ}\text{C}$ ,  $q_{\text{evap}}= 158.05$  [kJ/kg],  $w_{\text{comp}}= 29.87$  [kJ/kg],  $q_{\text{cond}}= 187.92$  [kJ/kg],  $\text{COP}_T= 5.29$ ,  $\text{COP}_C= 7.32$ , y para  $T_{\text{evap}}= 0^{\circ}\text{C}$ ,  $q_{\text{evap}}= 169.97$  [kJ/kg],  $w_{\text{comp}}= 13.66$  [kJ/kg],  $q_{\text{cond}}= 183.63$  [kJ/kg],  $\text{COP}_T= 12.43$ ,  $\text{COP}_C= 14.65$ . Todo esto, manteniendo constante  $T_{\text{cond}}=20^{\circ}\text{C}$ . Estos resultados tienen la misma tendencia cuando se cambia el valor de  $T_{\text{cond}}$  y se hace variar la  $T_{\text{evap}}$ .

De lo anterior se define que la tendencia del ciclo de refrigeración por compresión de vapor para este caso es la siguiente:

Si  $T_{cond} = cte$ , y  $T_{evap}$  aumenta,  $q_{evap}$  aumenta,  $w_{comp}$  disminuye,  $q_{cond}$  disminuye,  $COP_T$  y  $COP_C$  aumentan,  $COP_C > COP_T$ . Si  $T_{evap}$  disminuye,  $q_{evap}$  disminuye,  $w_{comp}$  incrementa,  $q_{cond}$  incrementa,  $COP_T$  y  $COP_C$  disminuyen,  $COP_C > COP_T$ .

$$T_{cond} = cte \text{ y } T_{evap} \uparrow; q_{evap} \downarrow, w_{comp} \downarrow, q_{cond} \downarrow, COP_T \uparrow, COP_C \uparrow$$

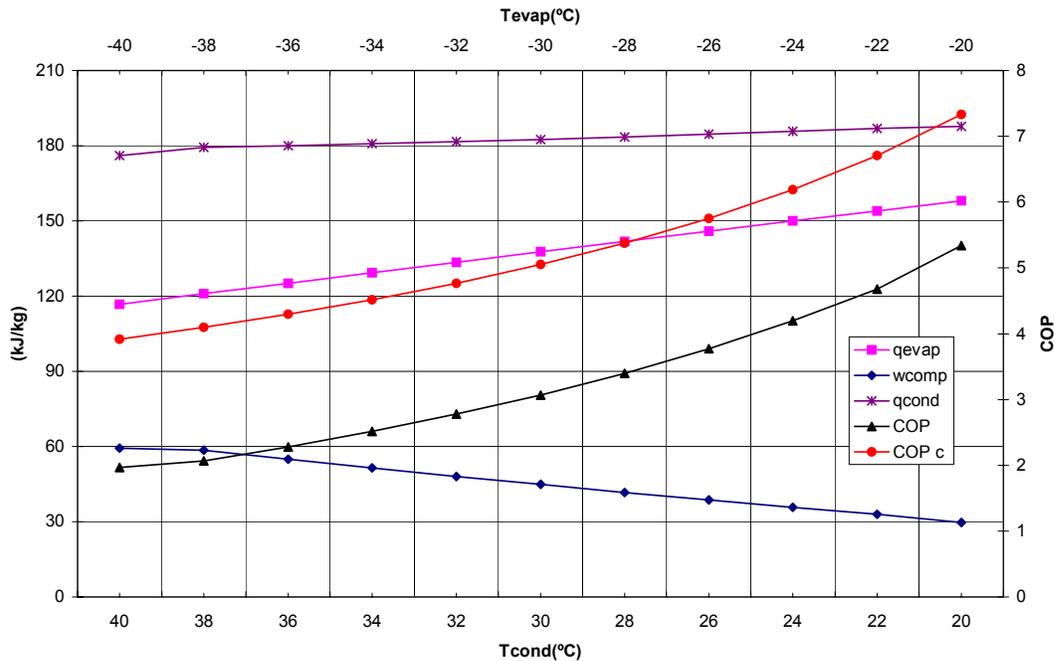
$$T_{cond} = cte \text{ y } T_{evap} \downarrow; q_{evap} \downarrow, w_{comp} \uparrow, q_{cond} \uparrow, COP_T \downarrow, COP_C \downarrow$$



**Figura 1.5** Variación de los parámetros, del ciclo teórico de refrigeración cuando  $T_{cond} = 20^{\circ}C$  y  $0^{\circ}C \geq T_{cond} \geq -20^{\circ}C$

### TERCER CASO: $T_{cond}$ y $T_{evap}$ variables

Para el tercer y último caso, se elaboró figura 1.6, en donde se muestran una las gráficas de los valores de calor de evaporación  $q_{evap}$ , calor de condensación  $q_{cond}$ , trabajo suministrado  $w_{comp}$ , coeficiente de operación teórico  $COP_T$ , coeficiente de operación de Carnot  $COP_C$ . En este caso, tanto  $T_{evap}$  como  $T_{cond}$  varían  $-40^{\circ}C \leq T_{evap} \leq -20^{\circ}C$  y  $20^{\circ}C \leq T_{cond} \leq 40^{\circ}C$ .



**Figura 1.6** Variación de los parámetros, del ciclo teórico de refrigeración cuando  $T_{\text{evap}}=0^{\circ}\text{C}$  y  $40^{\circ}\text{C} \geq T_{\text{cond}} \geq 20^{\circ}\text{C}$

Para  $T_{\text{cond}}=40^{\circ}\text{C}$  y  $T_{\text{evap}}=-40^{\circ}\text{C}$ ,  $q_{\text{evap}}=116.69$  [kJ/kg],  $w_{\text{comp}}=59.35$  [kJ/kg],  $q_{\text{cond}}=176.04$  [kJ/kg],  $\text{COP}_T=1.96$ ,  $\text{COP}_C=3.91$ , y para  $T_{\text{cond}}=20^{\circ}\text{C}$  y  $T_{\text{evap}}=-20^{\circ}\text{C}$ ,  $q_{\text{evap}}=158.05$  [kJ/kg],  $w_{\text{comp}}=29.59$  [kJ/kg],  $q_{\text{cond}}=187.64$  [kJ/kg],  $\text{COP}_T=5.34$ ,  $\text{COP}_C=7.32$ .

Con lo anterior se observa que la tendencia del ciclo de refrigeración por compresión de vapor es la siguiente:

Cuando  $T_{\text{cond}}$  se incrementa y  $T_{\text{evap}}$  disminuye:  $q_{\text{evap}}$  disminuye,  $w_{\text{comp}}$  aumenta,  $q_{\text{cond}}$  disminuye,  $\text{COP}_T$  y  $\text{COP}_C$  disminuyen.  $\text{COP}_C > \text{COP}_T$ .

Cuando  $T_{\text{cond}}$  disminuye y  $T_{\text{evap}}$  aumenta,  $q_{\text{evap}}$  aumenta,  $w_{\text{comp}}$  disminuye,  $q_{\text{cond}}$  aumenta,  $\text{COP}_T$  y  $\text{COP}_C$  aumentan,  $\text{COP}_C > \text{COP}_T$ .

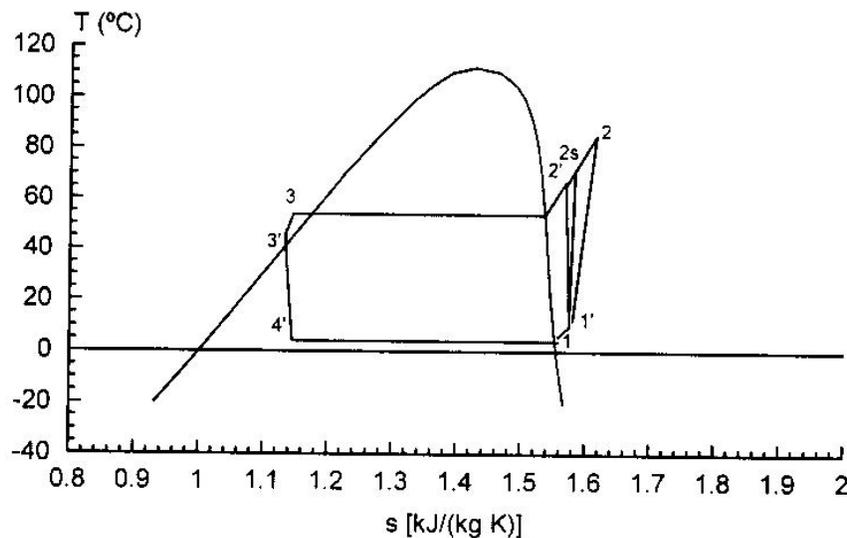
$$T_{\text{cond}} \uparrow \text{ y } T_{\text{evap}} \downarrow; q_{\text{evap}} \downarrow, w_{\text{comp}} \uparrow, q_{\text{cond}} \downarrow, \text{COP}_T \downarrow, \text{COP}_C \downarrow$$

$$T_{\text{cond}} \downarrow \text{ y } T_{\text{evap}} \uparrow; q_{\text{evap}} \uparrow, w_{\text{comp}} \downarrow, q_{\text{cond}} \uparrow, \text{COP}_T \uparrow, \text{COP}_C \uparrow$$

En los tres casos analizados se observa que a menor diferencia entre las temperaturas de condensación y evaporación ( $T_{\text{evap}}$  y  $T_{\text{cond}}$ ), se obtienen mayores valores de  $q_{\text{evap}}$ ,  $q_{\text{cond}}$ ,  $\text{COP}_C$ ,  $\text{COP}_T$  y menores valores  $w_{\text{comp}}$ . A mayor diferencia entre estas dos temperaturas, ocurre lo contrario: se incrementa  $w_{\text{comp}}$  y todos los demás parámetros disminuyen.

### 1.3.-Ciclo Real de Refrigeración

El ciclo real de refrigeración difiere del ciclo teórico sobre todo porque se presentan irreversibilidades en los diferentes componentes del sistema de refrigeración. Las irreversibilidades se producen por la fricción del fluido, que provoca caídas de presión, y por la transferencia de calor desde y hacia los alrededores. En la Fig. 1.7 se muestra un diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.



**Figura 1.7** Diagrama T-s del ciclo real de refrigeración

En el ciclo real, el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y se sobrecalienta ligeramente (proceso 1-1') debido a la diferencia de temperaturas, para asegurar que entre al compresor como vapor seco. Por otro lado, la línea que conecta el evaporador con el compresor suele ser muy larga, por lo que las caídas de presión provocadas por la fricción del fluido y la transferencia de calor con los alrededores son considerables. Como resultado del

sobrecalentamiento, las caídas de presión y la transferencia de calor, se presenta un aumento en el volumen específico del refrigerante que provoca un incremento de potencia suministrada por el compresor.

El proceso de compresión, en el ciclo teórico, es internamente reversible y adiabático (isentrópico), y en ciclo real se presentan efectos irreversibles. Esto incrementa la entropía del refrigerante (proceso 1-2) durante un proceso de compresión real. Otra diferencia entre estos ciclos, es que el ciclo ideal supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor, cuando en realidad es inevitable tener una caída de presión en el condensador y en las líneas que lo conectan con el compresor y con el dispositivo de estrangulamiento. No es fácil realizar un proceso de condensación que logre tener únicamente líquido saturado al final, tampoco es deseable que el refrigerante entre en la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. Como una solución a este inconveniente, el refrigerante se subenfria un poco antes de que entre a la dispositivo de estrangulamiento. Este subenfriamiento permite que el refrigerante entre al evaporador con una entalpía inferior, por lo que puede absorber más calor del espacio refrigerado. En el evaporador de igual forma que en el condensador, no se puede evitar tener una caída de presión antes de llegar al compresor.

El análisis termodinámico de los sistemas de refrigeración se hace aplicando la primera y segunda leyes de la termodinámica, y a partir de los valores de las propiedades en cada estado termodinámico del sistema, se hacen los cálculos del balance de energía; de los flujos másicos de refrigerante; de la potencia real suministrada y de las irreversibilidades generadas en cada uno de los componentes.

La **carga térmica**, que es el flujo de calor suministrado por la sustancia a enfriar al refrigerante en el evaporador, se expresa de la siguiente manera.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}C\Delta T. \quad [kJ] \quad (1.11)$$

La potencia real suministrada al sistema de refrigeración se obtiene con la siguiente ecuación:

$$W_{elect} = \sqrt{3}VICos\phi. \quad [kW] \quad (1.12)$$

Donde:

$\sqrt{3}$ : Coeficiente que toma en cuenta el suministro de energía eléctrica en forma trifásica

V : Tensión de línea en volts.

I : corriente de línea en amperes.

$Cos\phi$  : Factor de potencia.

La descripción de los procesos que componen el ciclo real de refrigeración, de acuerdo a la figura 1.7, es la siguiente:

#### **Proceso 4'-1' .- Proceso de evaporación**

El refrigerante entra al evaporador como una mezcla líquido-vapor a baja presión y baja temperatura en el estado (4'), y se evapora al absorber calor del espacio refrigerado o del fluido a refrigerar, y sale como vapor sobrecalentado en el estado (1) a menor presión y mayor temperatura, que las correspondientes al estado (4'). En este proceso se presentan irreversibilidades debido principalmente a la transmisión de calor entre el refrigerante y el espacio refrigerado o el fluido a refrigerar.

#### **Proceso 1-1' .- Línea de succión**

La tubería que une al evaporador con el compresor, se le conoce como línea de succión. El refrigerante entra como vapor sobrecalentado de baja presión y baja temperatura, en el estado (1), y debido a que el medio ambiente se encuentra a mayor temperatura que la del refrigerante, se produce una transmisión de calor hacia el refrigerante, provocándole un sobrecalentamiento adicional. Además se presenta una caída de presión como consecuencia del rozamiento del refrigerante con las paredes del tubo. El estado final se designa por 1', a baja presión y baja temperatura.

**Proceso 1`-2`.- Proceso de compresión**

El refrigerante entra al compresor como vapor sobrecalentado de baja presión y baja temperatura en el estado (1`), y se comprime mediante el suministro de trabajo mecánico hasta el estado (2) a alta presión y alta temperatura que corresponde a vapor sobrecalentado. Este es un proceso politrópico, en el que se presentan irreversibilidades debido a la transmisión de calor entre el refrigerante y el medio ambiente y la fricción entre los elementos mecánicos en contacto.

**Proceso 2`-2`.- Línea de descarga**

Se designa así a la tubería que une al compresor con el condensador. En esta línea, el refrigerante presenta una ligera caída de presión, debido a la fricción del refrigerante, y disminuye su temperatura como consecuencia de disipar calor hacia el medio ambiente.

**Proceso 2`-3`.- Proceso de condensación**

El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura en el punto (2`), y cambia de fase hasta alcanzar el estado líquido subenfriado a alta presión y alta temperatura, designado por (3). Aquí se presentan irreversibilidades debido a la transmisión de calor entre el refrigerante y el medio condensante, que pueden ser agua o aire a las condiciones del medio ambiente.

**Proceso 3`-3`.- Línea de líquido subenfriado**

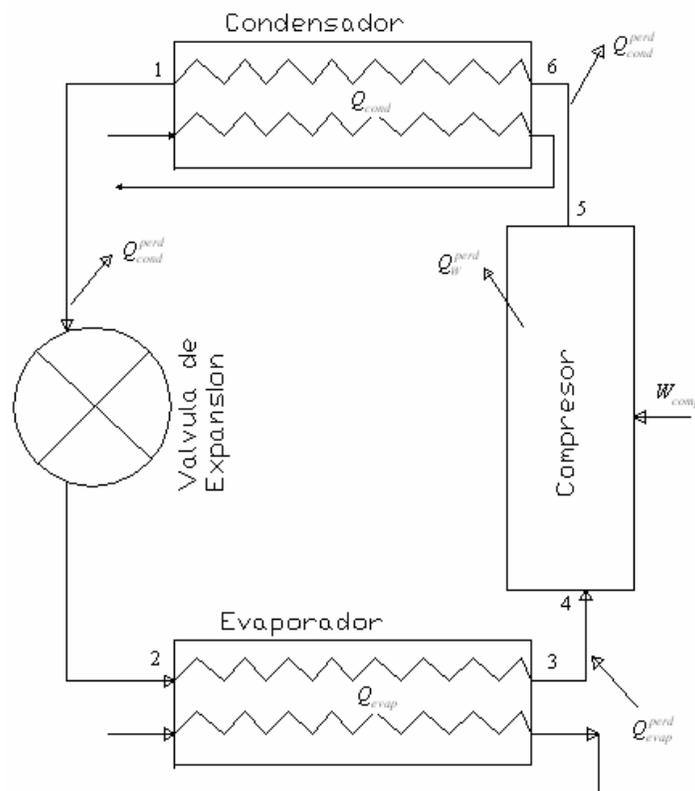
Se designa así a la tubería que va de la salida del condensador a la entrada de la válvula de expansión. En esta línea, el refrigerante entra como líquido subenfriado en el estado (3), y sigue un proceso donde se presentan irreversibilidades debido a la transmisión de calor entre el refrigerante y el medio ambiente, tanto en la línea, como en los dispositivos de almacenamiento del refrigerante, filtro deshidratador, válvula solenoide y mirilla de humedad.

### Proceso 3'-4'.- Proceso de expansión

El refrigerante entra en la válvula de expansión con una presión de condensación de líquido subenfriado en el estado (3') y al circular por este dispositivo disminuye drásticamente su presión hasta la presión de evaporación en el estado (4'). Este proceso es adiabático, irreversible a entalpía constante.

#### 1.4 Análisis del ciclo real de la refrigeración.

Para el análisis de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor, actualmente se proponen modelos endorreversibles, que solo toman en cuenta la transferencia de calor finita, como único mecanismo de irreversibilidades. Por lo tanto las predicciones que se obtienen son limitadas. Estos modelos indican que el COP del sistema debe decrecer uniformemente en la medida en que la capacidad de enfriamiento aumenta. Además de que el COP calculado así es más grande que el valor del  $COP_{real}$ .



**Figura 1.8** Diagrama esquemático del sistema real de refrigeración

A los modelos endorreversibles se les han propuesto mejoras basadas en considerar las diferentes pérdidas que se presentan en el sistema, mediante la aplicación de la primera y segunda leyes de la termodinámica, y así se ha logrado mejorar la evaluación de los sistemas reales de refrigeración, como se indica a continuación:

Se considera un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor operando en estado estacionario. El esquema de éste es el mostrado en la figura 1.8. Las temperaturas del refrigerante en el evaporador y en el condensador son  $T_{cond}$  y  $T_{evap}$  respectivamente, que son valores medios para cada proceso.

De la primera ley de la termodinámica, para el cambio de la energía interna del refrigerante en un ciclo se tiene:

$$Q_{cond} + Q_{cond}^{perd} - (Q_{evap} + Q_{evap}^{perd}) - (W_{comp} - Q_W^{perd}) = 0 \quad (1.31)$$

De la segunda ley, el balance de entropía del refrigerante en un ciclo es:

$$\frac{Q_{cond} + Q_{cond}^{perd}}{T_{cond}} - \frac{Q_{evap} + Q_{evap}^{perd}}{T_{evap}} - \Delta S_{int} = 0 \quad (1.32)$$

Relacionando las temperaturas del refrigerante con las temperaturas de los fluidos externos, se establecen los balances de energía en cada equipo intercambiador de calor,

$$Q_{cond} = (mCE)_{con} (T_{cond} - T_{cond}^{entr}) \quad (1.33)$$

$$Q_{evap} = (mCE)_{evap} (T_{evap}^{entr} - T_{evap}) \quad (1.34)$$

Combinando las ecuaciones (1.31) a (1.34), Gordon y Chua [2] han obtenido una ecuación para el cálculo del COP en función de la carga de enfriamiento, de las temperaturas de los fluidos externos, de las características de los intercambiadores de calor, de los términos de las pérdidas y ganancias calor y de las irreversibilidades internas, como se muestra en la ecuación (1.35).

$$\frac{1}{COP} = \left\{ \begin{aligned} & -1 + \frac{T_{cond}^{entr} \Delta S_{int} + Q_W^{perd} - Q_{evap}^{perd}}{Q_{evap}} + \left[ 1 + \frac{Q_{evap}^{perd}}{Q_{evap}} \right] \left[ \frac{\frac{T_{cond}^{entr}}{Q_{evap}}}{\frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}}} \right] \\ & + \frac{1 + \frac{Q_{evap}^{perd} + Q_s^{perd}}{Q_{evap}} + \frac{Q_{evap}^{perd} Q_s^{perd}}{Q_{evap}^2}}{(mCE)_{cond} \left[ \frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}} \right]} + \frac{\Delta S_{int}}{(mCE)_{cond}} \left[ 1 + \frac{Q_s^{perd}}{Q_{evap}} \right] \end{aligned} \right\} \quad (1.35)$$

$$\left[ 1 - \frac{\Delta S_{int}}{(mCE)_{cond}} \frac{\left[ 1 + \frac{Q_{evap}^{perd}}{Q_{evap}} \right]}{(mCE)_{cond} \left[ \frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}} \right]} \right]^{-1}$$

En donde

$$Q_s^{perd} = Q_{evap}^{perd} - Q_{cond}^{perd} - Q_W^{perd} \quad (1.36)$$

En el caso particular, en el que no se consideren las pérdidas internas en el sistema, ( $\Delta S_{int} = 0$ ), se obtiene el siguiente resultado:

$$\frac{1}{COP} = \left\{ \begin{aligned} & -1 + \frac{Q_W^{perd} - Q_{evap}^{perd}}{Q_{evap}} + \left[ 1 + \frac{Q_{evap}^{perd}}{Q_{evap}} \right] \left[ \frac{\frac{T_{cond}^{entr}}{Q_{evap}}}{\frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}}} \right] \\ & + \frac{1 + \frac{Q_{evap}^{perd} + Q_s^{perd}}{Q_{evap}} + \frac{Q_{evap}^{perd} Q_s^{perd}}{Q_{evap}^2}}{(mCE)_{cond} \left[ \frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}} \right]} \end{aligned} \right\} \quad (1.37)$$

$$\left[ 1 - \frac{\left[ 1 + \frac{Q_{evap}^{perd}}{Q_{evap}} \right]}{(mCE)_{cond} \left[ \frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}} \right]} \right]^{-1}$$

Y cuando no se consideran las pérdidas y ganancias de calor, se obtiene el modelo endorreversible simple:

$$\frac{1}{COP} = \left\{ \begin{aligned} & -1 + \frac{Q_W^{perd} - Q_{evap}^{perd}}{Q_{evap}} + \left[ \frac{\frac{T_{cond}^{entr}}{Q_{evap}}}{\frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}}} \right] \\ & + \frac{1}{(mCE)_{cond} \left[ \frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}} \right]} \end{aligned} \right\} \cdot \left[ 1 - \frac{\left[ 1 + \frac{Q_{evap}^{perd}}{Q_{evap}} \right]}{(mCE)_{cond} \left[ \frac{T_{evap}^{entr}}{Q_{evap}} - \frac{1}{(mCE)_{evap}} \right]} \right]^{-1} \quad (1.38)$$

La ecuación (1.35) representa el modelo del COP para un ciclo de refrigeración real, y las ecuaciones (1.37) y (1.38) son simplificaciones de este ciclo de refrigeración.

Para mostrar las diferencias que se presentan con la aplicación de estos modelos, se graficaron las ecuaciones (1.35), (1.37) y (1.38) en la figura 1.9. Los valores utilizados para obtener estas gráficas se encuentran en la tabla 1.1, que fueron proporcionados por Gordon y Chuan [2]. En este caso  $Q_{evap}$  se hizo variar de 5.5 a 25 kW.

Como se observa en la figura 1.9, el modelo endorreversible puro es el que proporciona mayor COP, seguido del modelo endorreversible y por último del modelo irreversible. En el caso del modelo irreversible, se observa un régimen lineal (a), que aparece a cargas de enfriamiento relativamente bajas. En este régimen el comportamiento del sistema de refrigeración está dominado por pérdidas internas. En la región (b) con cargas de enfriamiento relativamente altas, el COP es bajo, como consecuencia de que la transferencia de calor es un factor clave para el comportamiento del sistema de refrigeración, que provoca que el COP se vea afectado con la carga de enfriamiento. También se observa un punto (c) en donde el COP es máximo, por lo que las pérdidas internas, las pérdidas y ganancias por transferencia de calor se encuentran en un balance óptimo.

$T_{cond}^{entr}$	302.580 K	$(mCE)_{cond}$	0.838 kW/K
$T_{evap}^{entr}$	285.540 K	$(mCE)_{evap}$	0.594 kW/K
$DS_{int}$	0.005 kW/K	$Q_s^{perd}$	0.006 kW
$Q_w^{perd}$	0.195 kW	$T_{cond}$	320.750 K
$Q_{evap}^{perd}$	0.219 kW	$T_{evap}$	271.500 K
$Q_{cond}^{perd}$	0.006 kW	$Q_{cond}$	9.459 kW
$Q_{evap}$	9.090 kW		

Tabla 1.1 Datos para evaluar modelos termodinámicos de ecs. (1.35),(1.37) y (1.38)

(1/COP) VS (1/Qevap)

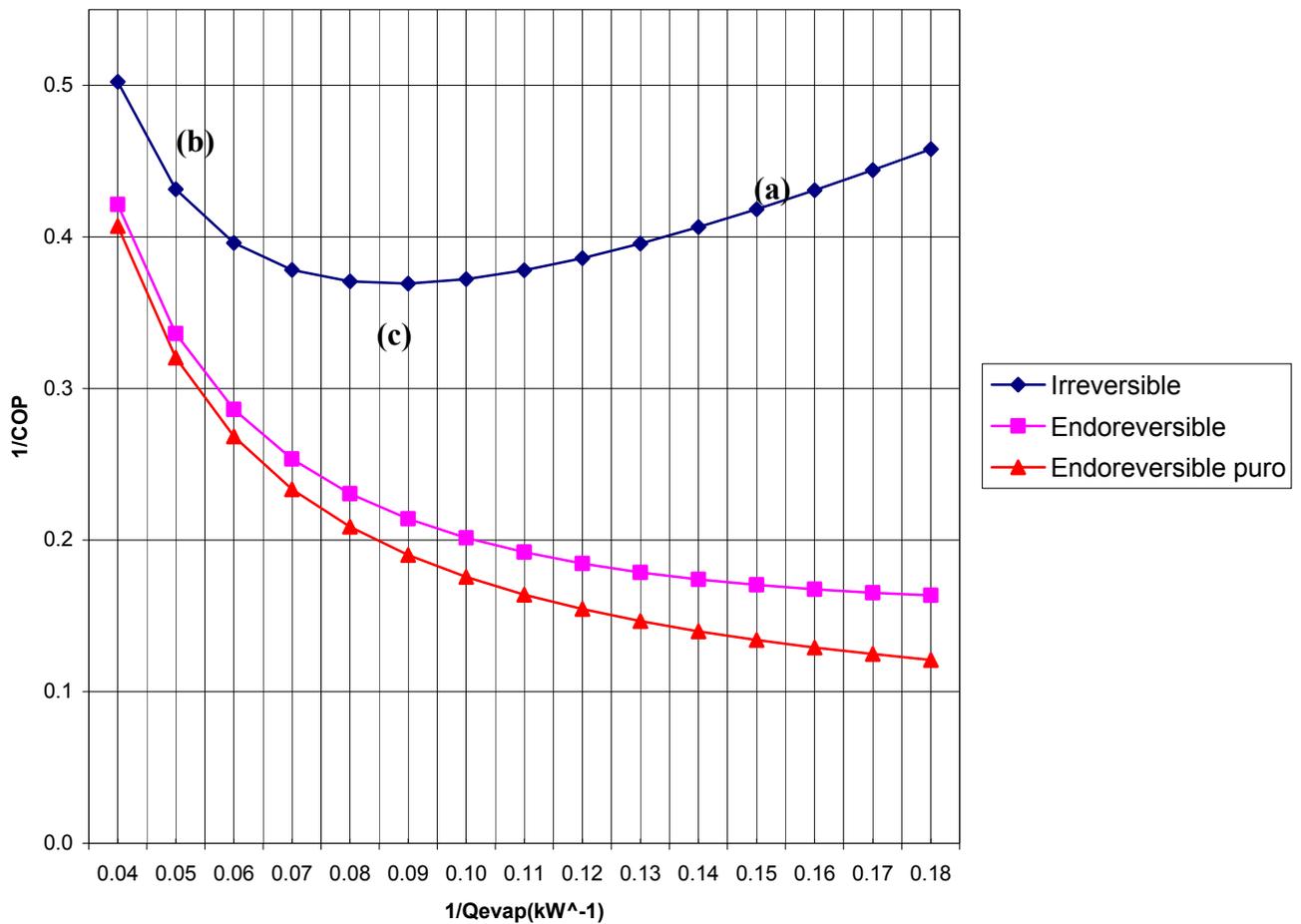


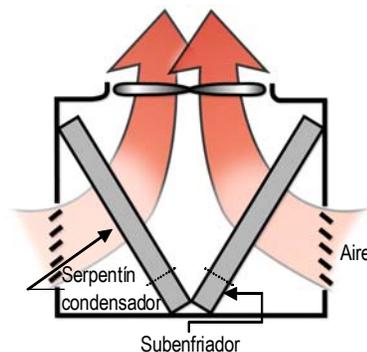
Figura 1.9 Gráfica del comportamiento de las ecs. (1.35),(1.37) y (1.38)

## 1.5 Métodos para mejorar el COP.

El subenfriamiento del refrigerante ha mostrado ser muy efectivo para mejorar el uso de la energía en los sistemas de refrigeración al propiciar el incremento del COP. En general, los beneficios del subenfriamiento son mayores en regiones con temperaturas ambientes altas constantes la mayor parte del año( 120 días o mas con temperatura ambiente de  $26.7\text{ }^{\circ}\text{C}$  [ $80\text{ }^{\circ}\text{F}$ ] ) y con temperaturas bajas y medias<sup>1</sup> [3]. El subenfriamiento modifica los sistemas de refrigeración por compresión de vapor convencionales, agregando un intercambiador de calor entre el condensador y la válvula de expansión. En los procesos de compresión de vapor estándar se puede lograr un subenfriamiento del orden de  $5.6^{\circ}\text{C}$  a  $8.3^{\circ}\text{C}$  [ $10^{\circ}\text{F}$  a  $15^{\circ}\text{F}$ ]. La cantidad de subenfriamiento puede incrementarse con un sumidero de calor externo, con temperatura menor a la temperatura del aire ambiente, que usualmente utiliza agua de fuentes subterráneas o calor de la línea de succión al compresor.

El subenfriamiento esta limitado por la temperatura del sumidero de calor. Pruebas de laboratorio indican que por cada  $1^{\circ}\text{C}$  [ $2^{\circ}\text{F}$ ] de subenfriamiento, se logra un incremento de 1% en la capacidad de enfriamiento[3]. A continuación se muestran algunas formas comunes de subenfriar el refrigerante utilizando el ambiente como sumidero de calor.

La figura 1.10 muestra un esquema de un equipo enfriado por aire, en el cual se observa que una parte de la superficie del intercambiador de calor es utilizada para subenfriar el líquido refrigerante con el aire a temperatura atmosférica. Este subenfriamiento depende de las condiciones de temperatura del aire ambiente.



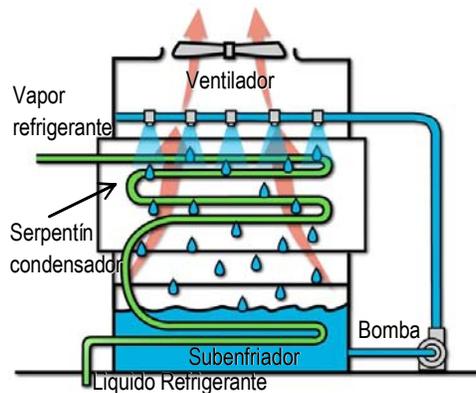
**Figura 1.10** Subenfriamiento con aire atmosférico

La figura 1.11 muestra un condensador enfriado por agua en el que también se emplea una parte de la superficie de intercambio para subenfriar el refrigerante e incrementar su capacidad de absorción de calor. En ambos casos el subenfriamiento logrado puede perderse en la línea de líquido antes de la válvula de expansión, si no se aísla térmicamente.



**Figura 1.11** Subenfriamiento con agua

La figura 1.12 muestra un condensador evaporativo. En este dispositivo, el refrigerante en forma de vapor, circula por dentro de los tubos y el ventilador fuerza al aire a pasar entre estos. Se observa que en este caso, el refrigerante es subenfriado en el sumidero del condensador.



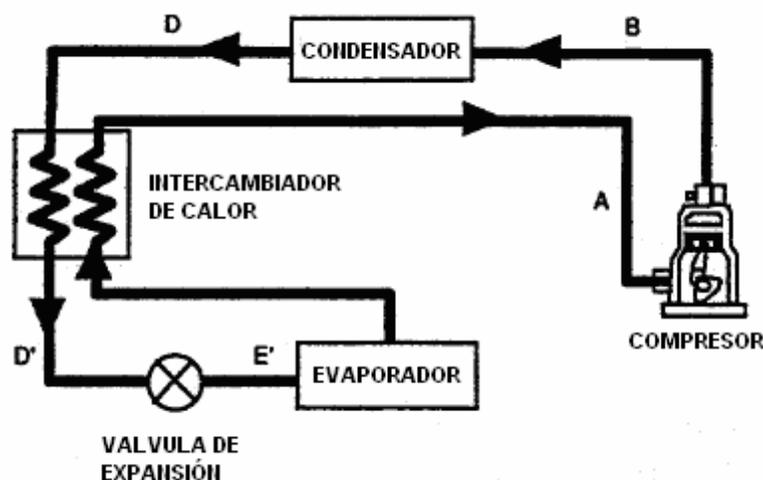
**Figura 1.12** Condensador evaporativo

Después de mostrar algunas formas convencionales de subenfriar el refrigerante, a continuación se muestran otras tecnologías de subenfriamiento que son: intercambiadores de calor de línea de succión al compresor e intercambiadores de calor con sumidero de calor externo.

La figura 1.13 muestra un sistema de refrigeración con intercambiador de calor de línea

de succión [3]. El intercambiador de calor de línea de succión subenfía el refrigerante que sale del condensador con el vapor refrigerante que sale del evaporador. Este tipo de sistema presenta mayor efecto refrigerante que un sistema tradicional. Este sistema de subenfriamiento incrementa el consumo eléctrico del compresor debido a que el refrigerante entra al compresor como vapor sobrecalentado y ocasiona un aumento de trabajo. Las ventajas de este sistema de subenfriamiento son: incremento en la capacidad de enfriamiento, menor cantidad de gotas de refrigerante entrando al compresor, mejor operación de la válvula de expansión y bajo costo de instalación. Sin embargo, esta técnica puede ser utilizada solo para temperaturas en el evaporador bajas y medias.

La figura 1.14 muestra un sistema de refrigeración con un sumidero de calor externo [3]. Este sistema consiste de un intercambiador de calor y una mini torre de enfriamiento. La mini torre de enfriamiento puede ser remplazada por un circuito de agua subterránea. El líquido refrigerante del condensador circula en contra flujo en el intercambiador de calor, donde es subenfriado por el agua fría de la torre de enfriamiento. El calor que el agua obtuvo en el intercambiador es rechazado por evaporación en la mini torre de enfriamiento. Para lograr este sistema de subenfriamiento se requieren de componentes adicionales que incluyen una bomba para circular el agua en el intercambiador de calor y en la mini torre de enfriamiento y un ventilador para circular el aire exterior. En comparación con un ciclo de refrigeración convencional este sistema muestra un incremento en el efecto refrigerante.



**Figura 1.13** Sistema de refrigeración con intercambiador de calor en línea de succión

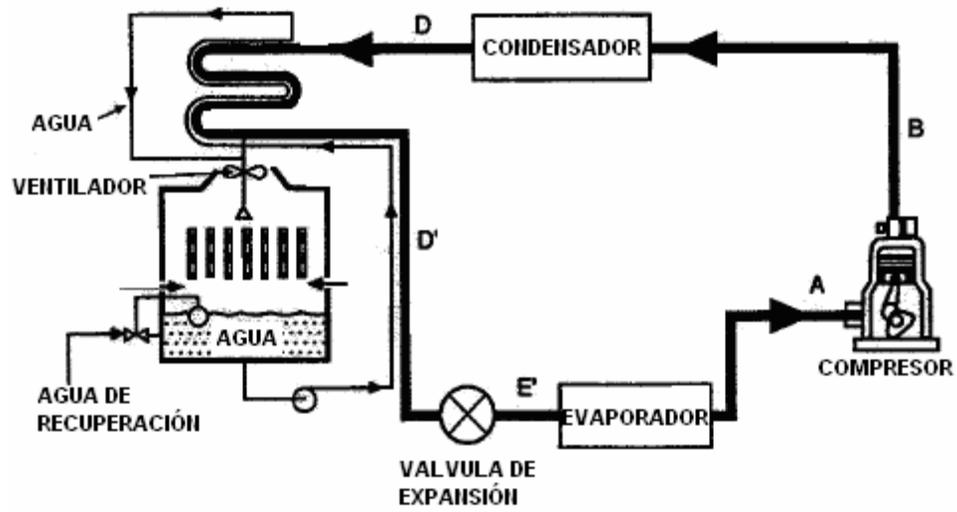


Figura 1.14 Sistema de refrigeración con sumidero de calor externo

# CAPÍTULO

# 2

---

**EFFECTO DEL SUBENFRIAMIENTO  
EN EL SISTEMA DE  
REFRIGERACIÓN POR  
COMPRESIÓN MECÁNICA DE  
VAPOR.**

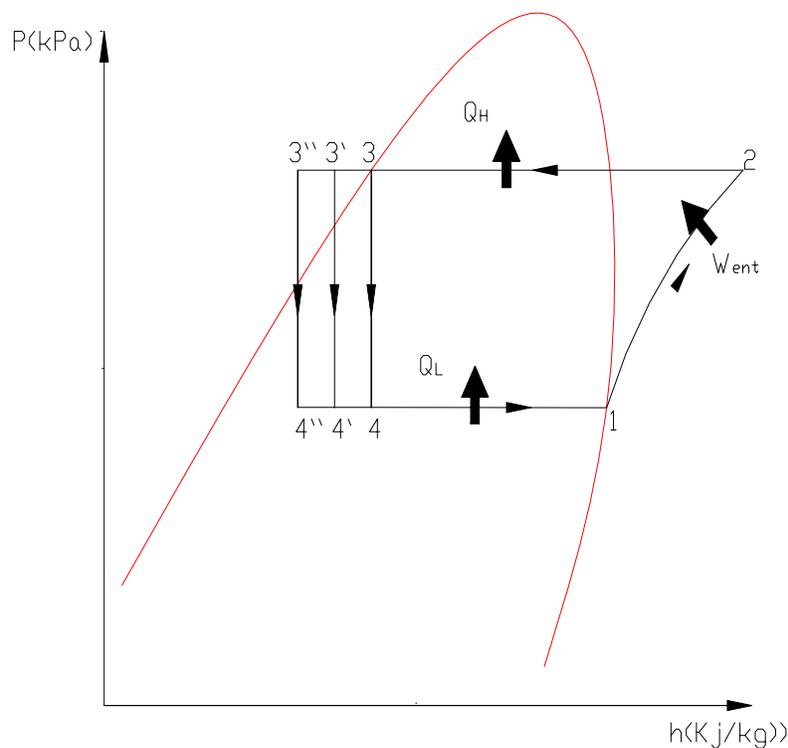
En este capítulo se presenta el análisis de la influencia del subenfriamiento sobre el uso de la energía en los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Esto se hace a través del estudio de los ciclos teóricos y real con subenfriamiento tanto para el ciclo teórico como para el ciclo real de refrigeración.

## 2.1 Subenfriamiento en el ciclo teórico de refrigeración

En la figura 2.1 se muestra en los ejes p-h, el ciclo teórico de la refrigeración (1-2-3-4-1), así como sus modificaciones y dos valores distintos de subenfriamiento, que se representan por 3-3' y 3-3'' respectivamente. Así los nuevos ciclos teóricos de refrigeración con subenfriamiento están formados por los puntos (1, 2, 3', 4') y (1, 2, 3'', 4'').

La modificación que se presentan en estos ciclos son las siguientes:

### 2.1.1 Ciclo 1-2-3'-4'



**Figura 2.1** Ciclo teórico de refrigeración con subenfriamiento

Proceso de evaporación (4'-1):

$$q'_{evap} = (h_1 - h_{4'}) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]. \quad (2.1)$$

Proceso de compresión:

$$w'_{comp} = (h_2 - h_1) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.2)$$

Proceso de condensación:

$$q'_{cond} = (h_2 - h_{3'}) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.3)$$

Proceso de expansión:

$$h_{3'} = h_{4'} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.4)$$

Coefficiente de Operación:

$$COP_T' = \frac{q'_{evap}}{w'_{comp}} = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

### 2.1.2 Ciclo 1-2-3''-4''

Proceso de evaporación:

$$q''_{evap} = (h_1 - h_{4''}) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]. \quad (2.6)$$

Proceso de compresión:

$$w''_{comp} = (h_2 - h_1) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.7)$$

Proceso de condensación:

$$q''_{cond} = (h_2 - h_{3''}) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.8)$$

Proceso de expansión:

$$h_{3''} = h_{4''} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.9)$$

Coefficiente de Operación.:

$$COP_T'' = \frac{q''_{evap}}{w''_{comp}} = \frac{h_1 - h_{4''}}{h_2 - h_1} \quad (2.10)$$

De las ecuaciones (1.1), (2.1) y (2.6) se observa que  $q''_{evap} > q'_{evap} > q_{evap}$ , y de (1.3), (2.2) y (2.7) se tiene que  $w''_{comp} = w'_{comp} = w_{comp}$ . Este resultado indica que el subenfriamiento mejora el COP, por que con el mismo trabajo suministrado se obtiene mayor efecto refrigerante. Lo anterior se confirma mediante cálculos, en los que se consideran dos valores de subenfriamiento, como se muestran en la tabla 2.1.

**Tabla 2.1** Casos con subenfriamiento

Caso	$T_{cond}$ [°C]	$T_{evap}$ [°C]	Subenfriamiento
1	20	VARIABLE	4°C
2	20	VARIABLE	8°C
3	VARIABLE	0	4°C
4	VARIABLE	0	8°C

En la figura 2.2 se muestran las graficas de los resultados para los casos 1 y 2. Aquí la temperatura de condensación permanece constante,  $T_{cond} = 20^\circ\text{C}$ , y la temperatura de evaporación,  $T_{evap}$ , varía de  $0^\circ\text{C}$  a  $-32^\circ\text{C}$ . Los parámetros graficados son: el efecto refrigerante  $q_{evap}$ , calor de condensación  $q_{cond}$ , trabajo suministrado  $w_{comp}$ , y coeficiente de operación  $COP_T$ ; se consideran valores de  $0^\circ\text{C}$ ,  $4^\circ\text{C}$  y  $8^\circ\text{C}$  de subenfriamiento.

Las tendencias de las curvas del ciclo con subenfriamiento son similares a las del ciclo teórico. Los valores de  $w_{comp}$  son los mismos para todos los casos, por lo que el subenfriamiento no influye sobre este parámetro, mientras que el valor de  $q_{evap}$ ,  $q_{cond}$  y  $COP_T$  se incrementa con el subenfriamiento. En la figura 2.3 se muestran las gráficas de los resultados para los casos 3 y 4 de la tabla 2.1. Estos casos se calcularon manteniendo constante la temperatura de evaporación,  $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$ , y variando la temperatura de condensación,  $T_{cond}$ , entre  $20^\circ\text{C}$  a  $40^\circ\text{C}$ . Los parámetros graficados son: el efecto refrigerante  $q_{evap}$ , calor de condensación  $q_{cond}$ , trabajo suministrado  $w_{comp}$ , y coeficiente de operación  $COP_T$ ; los valores de subenfriamiento empleados fueron  $0^\circ\text{C}$ ,  $4^\circ\text{C}$  y  $8^\circ\text{C}$ . Las tendencias de las curvas del ciclo con subenfriamiento son similares a las del ciclo teórico. Los valores de  $w_{comp}$  son los mismos para cualquier valor de subenfriamiento, mientras que el valor de  $q_{evap}$ ,  $q_{cond}$  y  $COP_T$  incrementa para mayores subenfriamientos.

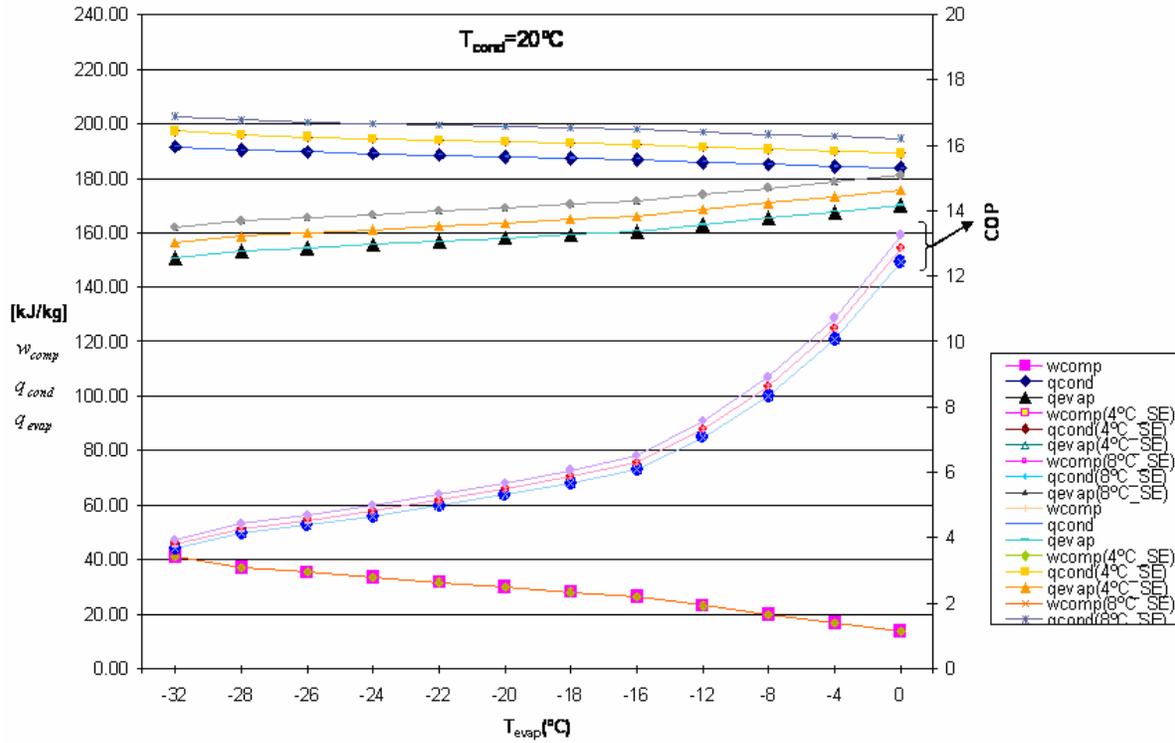


Figura 2.2 Ciclo teórico de refrigeración con subenfriamiento con  $T_{cond} = \text{cte} = 20^{\circ}\text{C}$

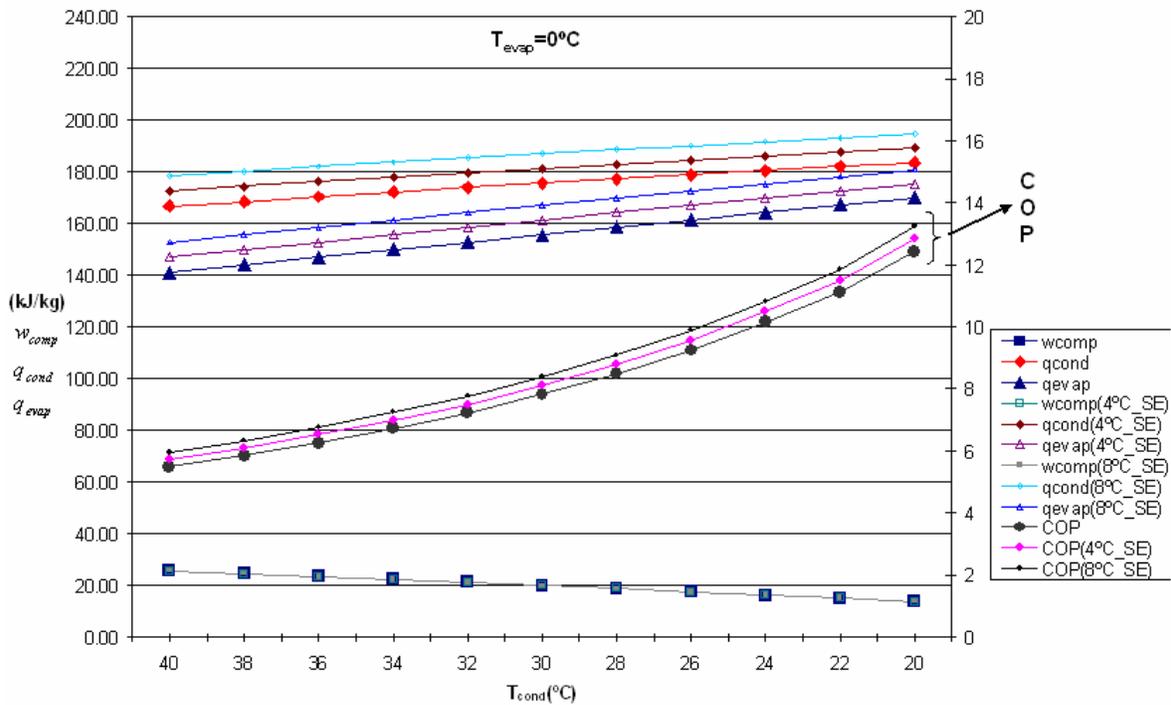
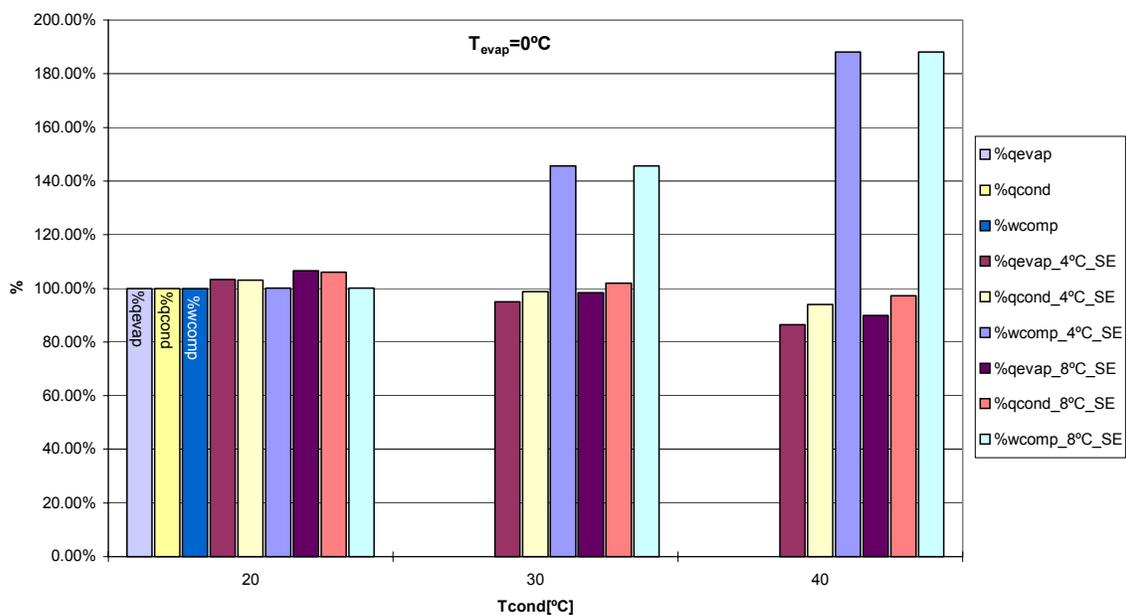


Figura 2.3 Ciclo teórico de refrigeración con subenfriamiento con  $T_{evap} = \text{cte} = 0^{\circ}\text{C}$

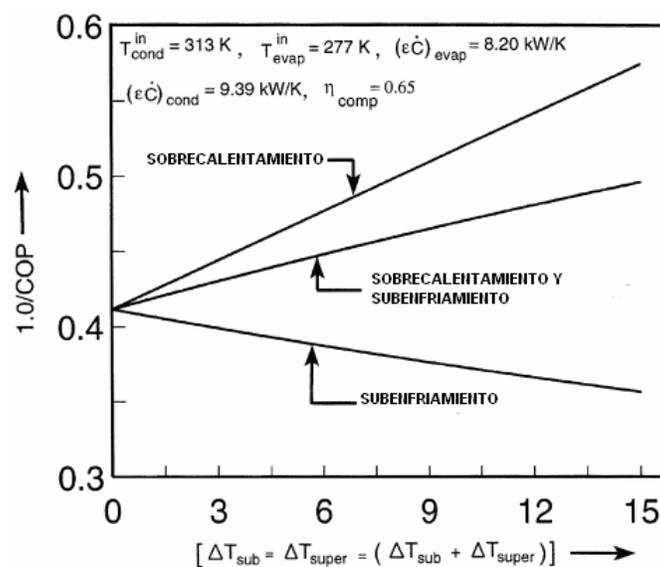
De lo observado en las figuras 2.2 y 2.3, se puede concluir que el subenfriamiento incrementa el efecto refrigerante sin variar el trabajo de compresión, por lo que necesariamente el  $COP_T$  se incrementa.

Para mostrar la variación de los parámetros  $q_{evap}$ ,  $q_{cond}$ ,  $w_{comp}$  en función del subenfriamiento, se graficaron estos valores en la figura 2.4 para poder compararlos de manera sencilla. Se tomaron como referencia los parámetros del ciclo teórico sin subenfriamiento, con  $T_{evap}=0^{\circ}C$  y  $T_{cond}=20^{\circ}C$  que son:  $q_{evap}= 169.97$  [kJ/kg],  $w_{comp}= 13.67$  [kJ/kg],  $q_{cond}= 183.63$  [kJ/kg],  $COP_T= 12.43$ . Estos valores representan el 100% para cada parámetro y las variaciones que se grafican son con respecto a estos valores. Para los ciclos teóricos entre  $T_{evap}=0^{\circ}C$  y  $T_{cond}=20^{\circ}C$  y con  $4^{\circ}C$  de subenfriamiento,  $q_{evap}= 103.28\%$ ,  $q_{cond}= 103.03\%$ ,  $w_{comp}= 100\%$ , y con  $8^{\circ}C$  de subenfriamiento  $q_{evap}= 106.52\%$ ,  $q_{cond}= 106.03\%$ ,  $w_{comp}= 100\%$ . Para los ciclos teóricos entre  $T_{evap}= 0^{\circ}C$  y  $T_{cond}= 30^{\circ}C$  y con  $4^{\circ}C$  de subenfriamiento,  $q_{evap}= 95.01\%$ ,  $q_{cond}= 98.77\%$ ,  $w_{comp}= 145.65\%$  y con  $8^{\circ}C$  de subenfriamiento  $q_{evap}= 98.34\%$ ,  $q_{cond}= 101.86\%$ ,  $w_{comp}= 145.65\%$ . Para los ciclos teóricos entre  $T_{evap}= 0^{\circ}C$  y  $T_{cond}= 40^{\circ}C$  y con  $4^{\circ}C$  de subenfriamiento  $q_{evap}= 86.47\%$ ,  $q_{cond}= 94.03\%$ ,  $w_{comp}= 188.06\%$  y con  $8^{\circ}C$  de subenfriamiento  $q_{evap}= 89.92\%$ ,  $q_{cond}= 97.22\%$ ,  $w_{comp}= 188.06\%$ .



**Figura 2.4** Porcentajes de energía para  $0^{\circ}C$ ,  $4^{\circ}C$  y  $8^{\circ}C$  de subenfriamiento.  $T_{evap}=cte$ .

Para completar la información anterior, se ha incluido la fig 2.5, proporcionada por Khan y Zubair [4]. Esta figura muestra los efectos del subenfriamiento y sobrecalentamiento por separado, así como los efectos de éstos de manera combinada. En esta figura se observa que el sobrecalentamiento degrada y disminuye el desempeño del sistema, mientras que el subenfriamiento lo mejora. Esta figura también muestra que cuando se toman cantidades iguales de subenfriamiento y sobrecalentamiento, el COP del sistema disminuye, por lo que se puede concluir que el sobrecalentamiento tiene mayor influencia en el desempeño general del sistema de refrigeración.



**Figura 2.5** Efecto del subenfriamiento y sobrecalentamiento de manera conjunta

## 2.2 Subenfriamiento en el ciclo real de refrigeración

En este inciso se utiliza un modelo termodinámico desarrollado por Khan y Zubair [4], para evaluar el efecto del subenfriamiento en el ciclo real de la refrigeración. La obtención del modelo termodinámico se muestra a continuación.

Se considera una operación estable de un sistema de refrigeración mostrado en la figura 2.6 y su respectivo ciclo mostrado en la figura 2.7. En el estado 4 entra vapor de refrigerante saturado al compresor y sale como refrigerante líquido sobrecalentado del condensador en el estado 1. El refrigerante fluye a través de la válvula de expansión hacia el evaporador.

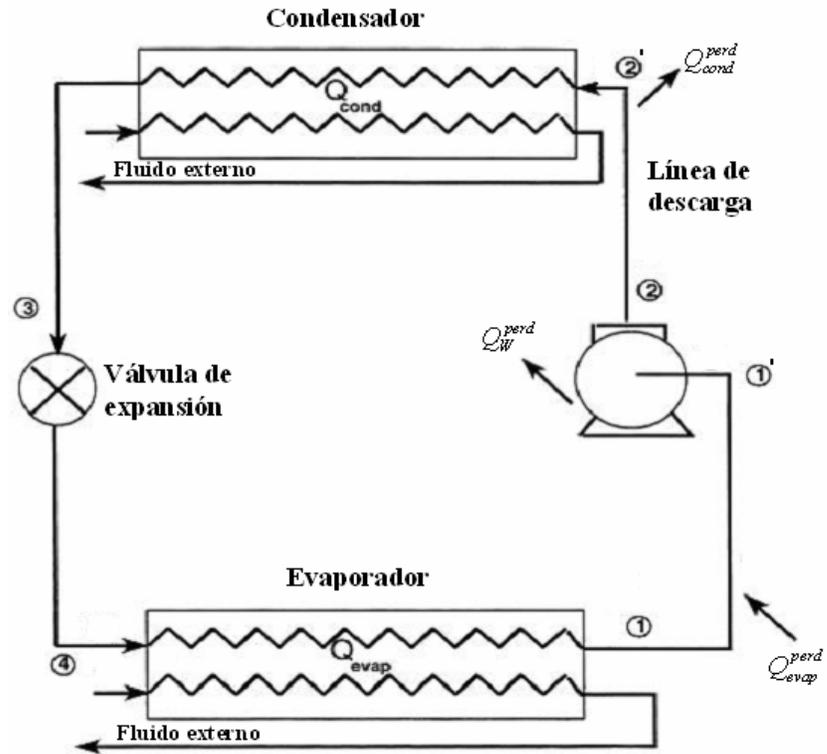


Figura 2.6 Esquema del sistema real de refrigeración

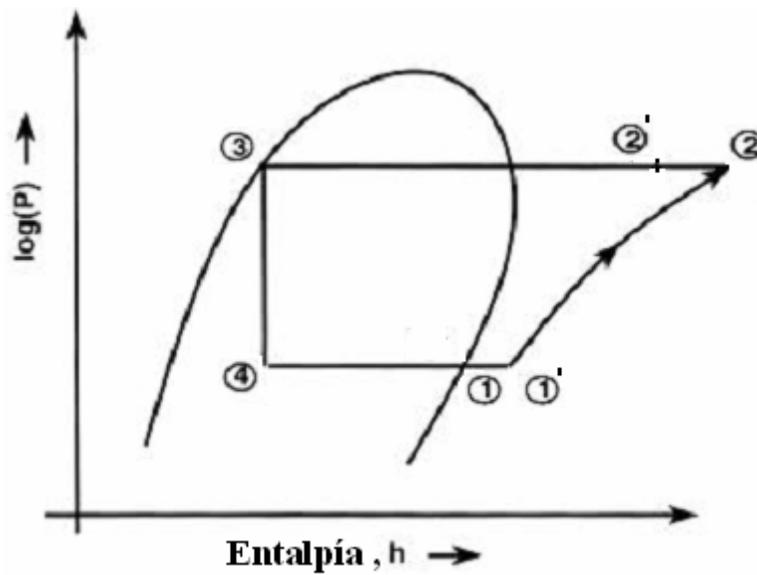


Figura 2.7 Diagrama P-h del sistema real de refrigeración

Referido a la figura 2.6, la primera ley de la termodinámica para el ciclo queda como:

$$\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{cond}^{perd} - (\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{evap}^{perd}) - (\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_W^{perd}) = 0 \quad (2.11)$$

El flujo de calor transmitido se calcula como:

$$\dot{Q}_{evap} = (\varepsilon C)_{evap} (T_{evap}^{entr} - T_{evap}) = m_{ref} (h_2 - h_3) \quad (2.12)$$

De forma similar el calculo de flujo de calor transmitido queda como:

$$\dot{Q}_{cond} = (\varepsilon C)_{cond} (T_{cond} - T_{cond}^{entr}) = m_{ref} (h_6 - h_1) \quad (2.13)$$

La potencia suministrada al refrigerante en el es:

$$\dot{W}_{comp} = m_{ref} (h_5 - h_4) = \frac{W_s}{\eta_{comp}} \quad (2.14)$$

En donde  $\eta_{comp}$  es la eficiencia isentrópica del compresor. La pérdida de flujo de calor en línea de succión esta dada por:

$$\dot{Q}_{evap}^{perd} = m_{ref} (h_4 - h_3) \quad (2.15)$$

De forma similar, la pérdida de flujo de calor de la línea de descarga se expresa por:

$$\dot{Q}_{cond}^{perd} + \dot{Q}_W^{perd} = m_{ref} (h_6 - h_5) \quad (2.16)$$

El COP esta definido como el efecto refrigerante sobre la entrada de trabajo como:

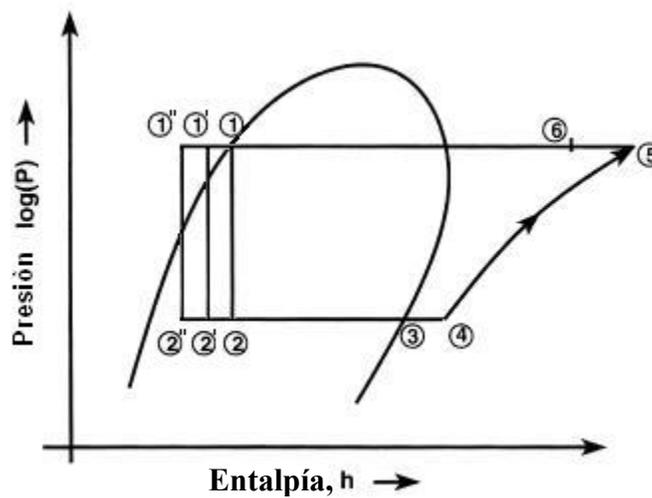
$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.17)$$

Este modelo termodinámico es modificado para mostrar el efecto del subenfriamiento sobre el comportamiento del COP, por lo que las ecuaciones (2.12) y (2.13) se ven modificadas de la siguiente forma para diferentes valores de subenfriamiento.

$$\dot{Q}_{evap} = m_{ref}(h_3 - h_{2'}) ; \dot{Q}_{evap} = m_{ref}(h_3 - h_{2'}) \quad (2.18)$$

$$\dot{Q}_{cond} = m_{ref}(h_6 - h_1') ; \dot{Q}_{cond} = m_{ref}(h_6 - h_1') \quad (2.19)$$

La figura 2.8 muestra el ciclo de refrigeración con dos valores de subenfriamiento



**Figura 2.8** Diagrama P-h del sistema real de refrigeración con subenfriamiento

El área total de intercambio de calor en el sistema, compuesta por el area del evaporador y del condensador, puede ser definido en término del inventario térmico  $k^{princ}$ , un parámetro adimensional utilizado por Khan y Zubair [4] para mostrar la influencia de los tamaños de los intercambiadores de calor en los sistemas de refrigeración. Este parámetro se define como:

$$k^{princ} = (\varepsilon \dot{C})_{cond}^{princ} + (\varepsilon \dot{C})_{evap}^{princ} \quad (2.20)$$

Otro parámetro adimensional propuesto por Khan y Zubair [4] que se usa para evaluar el efecto del subenfriamiento en el ciclo real de la refrigeración es el factor  $f_h^{princ}$  del tamaño relativo del intercambiador de calor definido como:

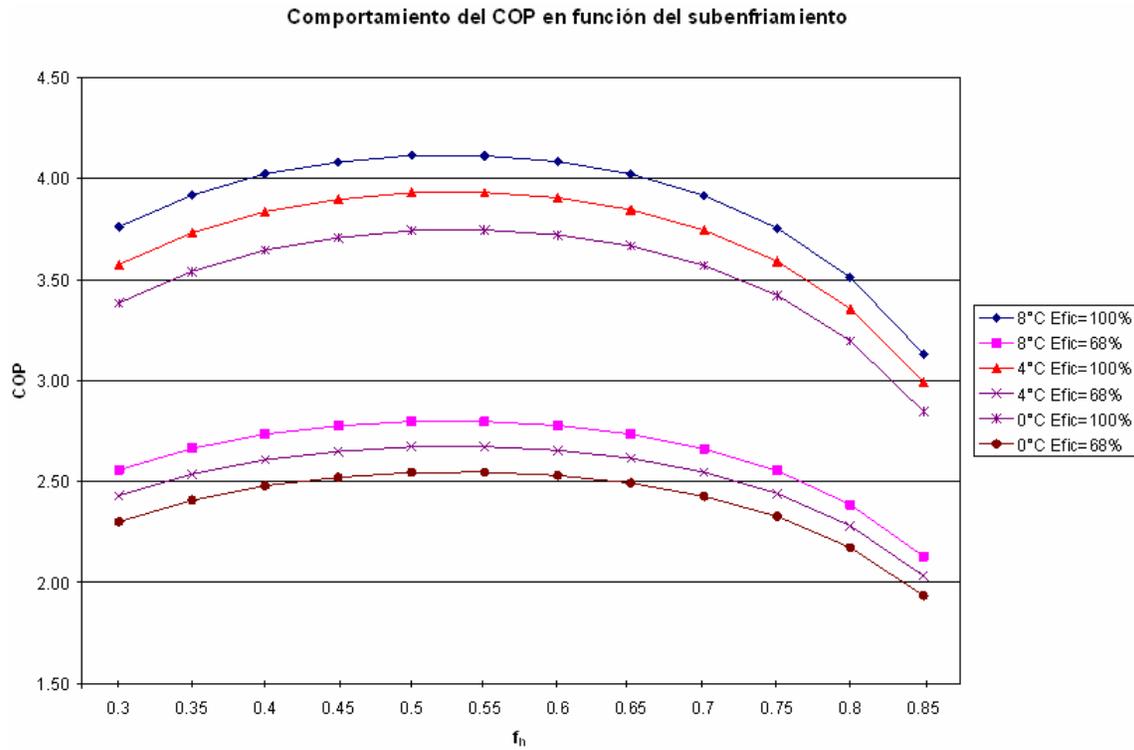
$$f_h^{princ} = \frac{(\varepsilon \dot{C})_{cond}^{princ}}{(\varepsilon \dot{C})_{cond}^{princ} + (\varepsilon \dot{C})_{evap}^{princ}} = \frac{(\varepsilon \dot{C})_{cond}^{princ}}{k^{princ}} \quad (2.21)$$

Este sistema de ecuaciones mostrado anteriormente se resuelve con los siguientes datos de entrada:  $T_{evap}^{entr} = 0^{\circ}C$ ,  $T_{cond}^{entr} = 40^{\circ}C$ ,  $Q_{evap} = 25kW$ , con  $k = 9$  y dos valores de eficiencia  $\eta = 68\%$  y  $\eta = 100\%$ . Este ejercicio se realizó con tres diferentes valores de subenfriamiento que muestran el comportamiento del COP frente a este parámetro. Los valores de subenfriamiento utilizados fueron 4 y 8 °C. La forma en la que se resuelve este sistema de ecuaciones se encuentra descrita en el anexo “A”. Los resultados del comportamiento del COP en el ciclo real de refrigeración son mostrados en la siguiente tabla:

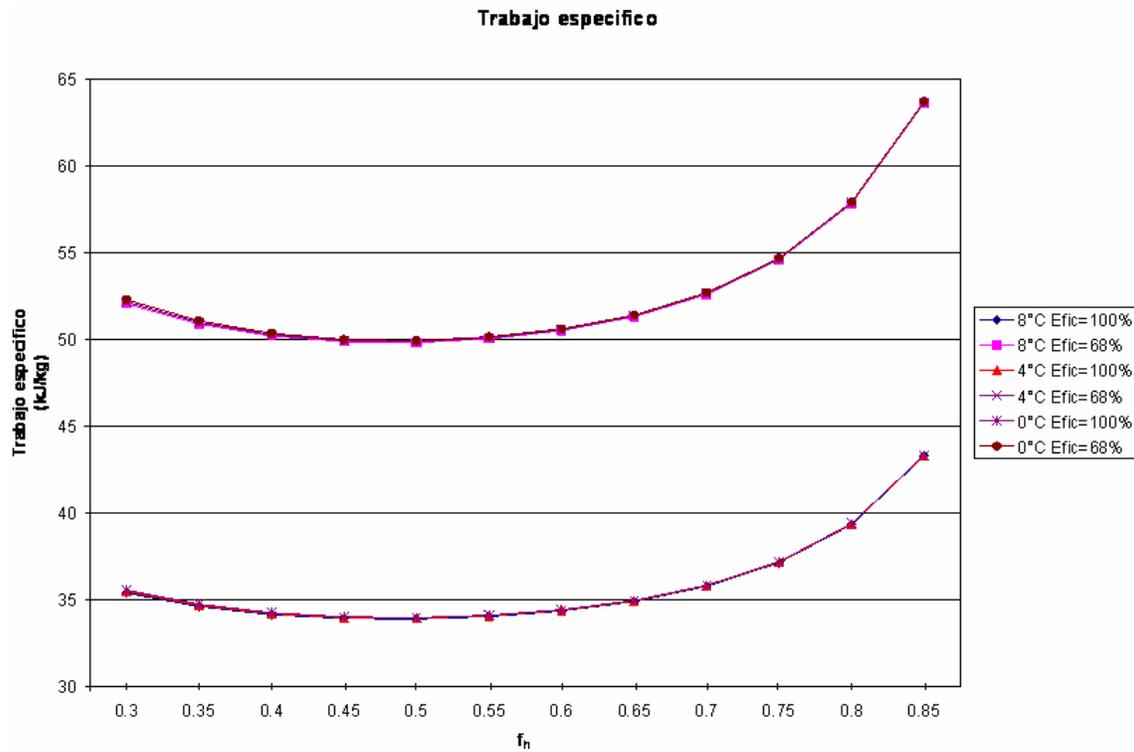
**Tabla 2.2** Resultados del modelo termodinámico

$k^{princ} = 9$	$(\varepsilon C)_{cond}$	$(\varepsilon C)_{evap}$	8°C		4°C		0°C	
			COP	COP	COP	COP	COP	COP
			68%	100%	68%	100%	68%	100%
$f_h^{princ}$								
0.3	2.7	6.3	2.558	3.761	2.431	3.575	2.302	3.385
0.35	3.15	5.85	2.665	3.919	2.538	3.732	2.408	3.542
0.4	3.6	5.4	2.736	4.024	2.609	3.837	2.480	3.647
0.45	4.05	4.95	2.776	4.082	2.650	3.897	2.521	3.708
0.5	4.5	4.5	2.798	4.115	2.673	3.931	2.546	3.744
0.55	4.95	4.05	2.797	4.114	2.674	3.932	2.547	3.746
0.6	5.4	3.6	2.778	4.085	2.656	3.905	2.531	3.722
0.65	5.85	3.15	2.736	4.023	2.616	3.847	2.493	3.667
0.7	6.3	2.7	2.663	3.916	2.547	3.745	2.428	3.570
0.75	6.75	2.25	2.554	3.755	2.442	3.591	2.327	3.423
0.8	7.2	1.8	2.387	3.511	2.282	3.355	2.174	3.197
0.85	7.65	1.35	2.130	3.132	2.034	2.991	1.936	2.847

La figura 2.9 muestra el comportamiento del COP del sistema real de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Esta figura muestra que el COP del ciclo con subenfriamiento de 8°C es mayor que el COP del ciclo con 4°C y 0°C, tanto para eficiencia isentrópica de 68% como para eficiencia isentrópica de 100%, con lo que se confirma lo demostrado en el ciclo teórico de refrigeración, el COP del sistema mejora con el subenfriamiento. De manera adicional se muestra que el COP del ciclo con eficiencia isentrópica del 68% es menor que el COP del ciclo con eficiencia isentrópica del 100%. Otro resultado importante observado en la figura 2.9 con relación al comportamiento del COP en función de la distribución del tamaño de los intercambiadores de calor del sistema,  $f_h^{princ}$ , es que el COP es máximo cuando el parámetro  $f_h^{princ}$  se encuentra entre los valores 0.5 y 0.55.

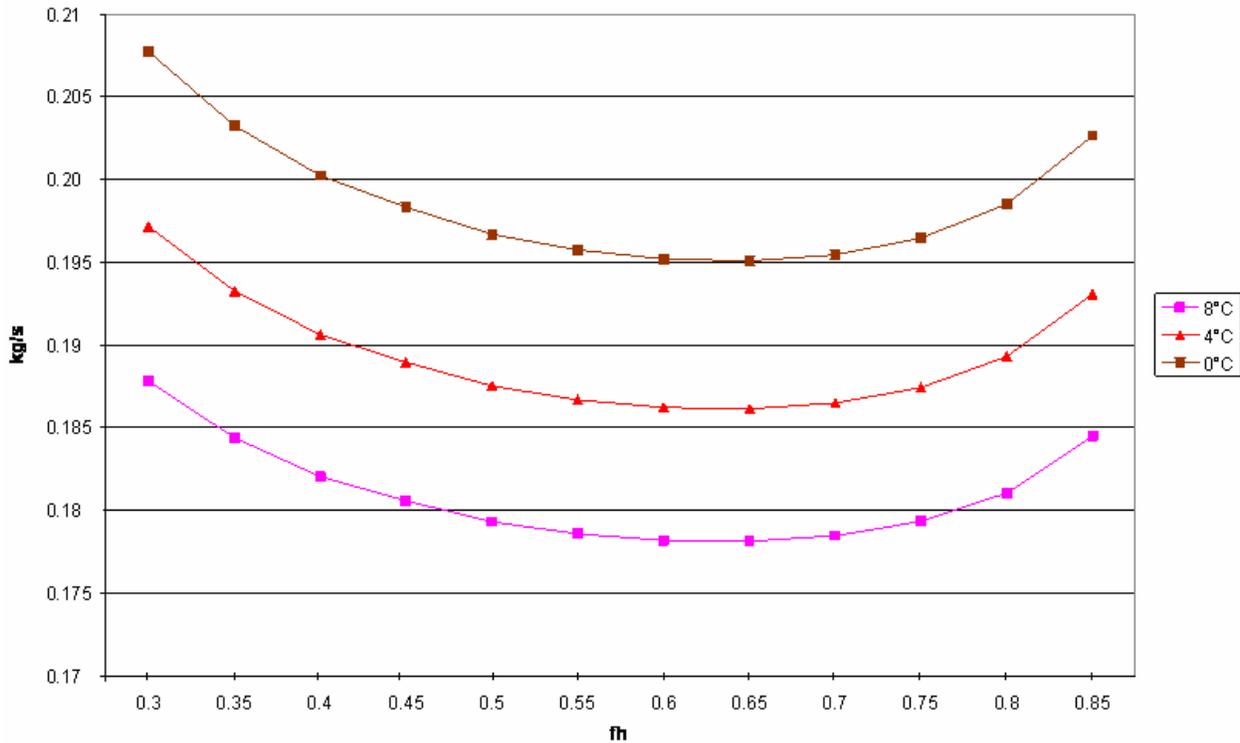


**Figura 2.9** Efecto del subenfriamiento en el COP del ciclo real de refrigeración.



**Figura 2.10** Trabajo específico en el ciclo real de la refrigeración.

En la figura 2.10, trabajo específico, se observa que para la misma eficiencia el trabajo específico es constante sin importar la cantidad de subenfriamiento que se suministre al refrigerante a la salida del condensador. Este comportamiento ya se había observado en el ciclo de refrigeración ideal.



**Figura 2.11** Comportamiento del flujo másico en el sistema real con subenfriamiento.

La figura 2.11 muestra el comportamiento del flujo másico en función del parámetro  $f_h$  para distintos valores de subenfriamiento. Se observa que para cualquier eficiencia se tiene un valor de flujo masico mínimo en  $f_h = 0.65$ , que no es precisamente el flujo masico con el que se obtiene el mayor COP de las graficas anteriores. También se observa que a mayor subenfriamiento menor flujo masico.

En la figura 2.12 se encuentra representado el efecto refrigerante que se obtiene en el sistema simple en función del parámetro  $f_h$ . En esta figura, el efecto refrigerante tiene un valor óptimo máximo en valor  $f_h = 0.65$  para cualquier valor de subenfriamiento, además el efecto refrigerante es mayor cuando el subenfriamiento es mayor. Tomando como base los resultados anteriores, se puede concluir que el subenfriamiento incrementa el efecto refrigerante sin variar el trabajo de compresión, por lo que necesariamente el COP se incrementa.

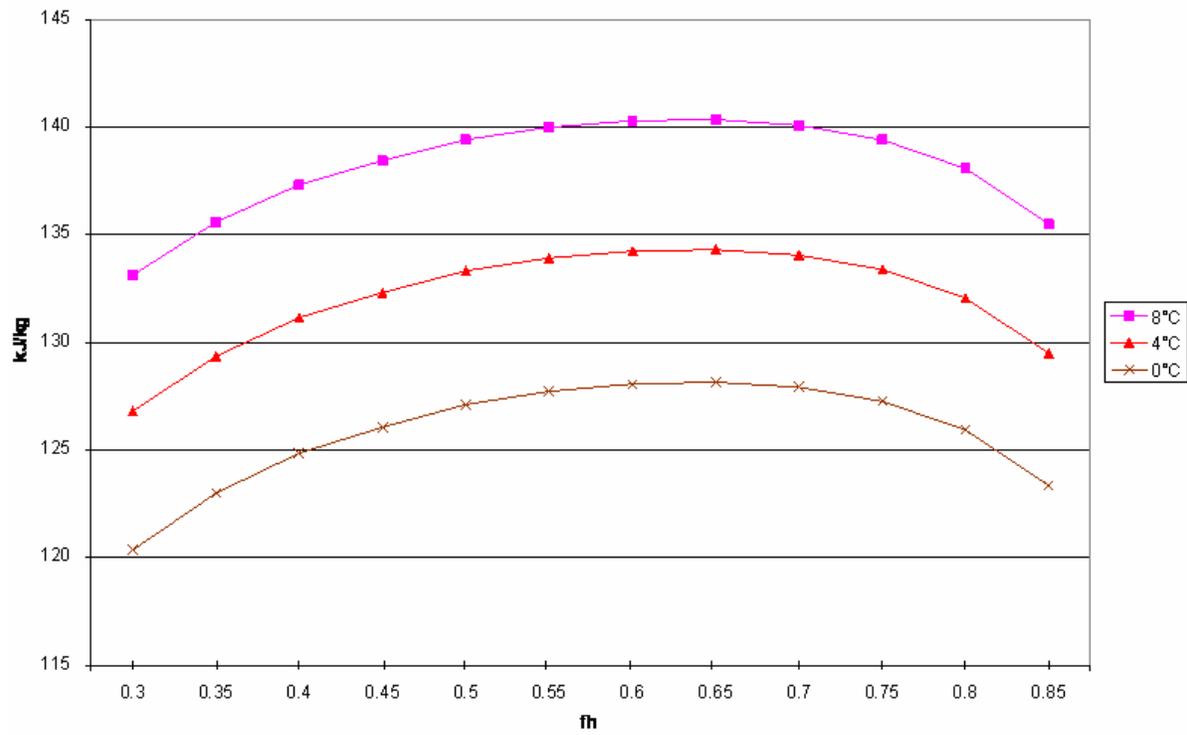


Figura 2.12 Comportamiento del efecto refrigerante en el sistema simple.

# CAPÍTULO

# 3

---

**SUBENFRIAMIENTO MECANICO  
DEDICADO (SSMD)**

En este capítulo se describen las modificaciones y los dispositivos que definen un Sistema Refrigeración con Subenfriamiento Mecánico Dedicado. También se revisan y analizan los modelos termodinámicos dependientes de los tipos de refrigerantes y de las temperaturas, con los que se analiza termodinámicamente este tipo sistema de refrigeración con subenfriamiento.

### 3.1 Modificación del sistema de refrigeración.

En los capítulos anteriores se describió el sistema de refrigeración por compresión de vapor, así como los equipos que los componen y las funciones que desempeñan dentro del mismo. Aquí se describe el sistema de refrigeración por compresión de vapor complementado con un sistema de subenfriamiento mecánico [5], que permite mejorar significativamente el coeficiente de operación del sistema global, al subenfriar el líquido refrigerante que sale del condensador.

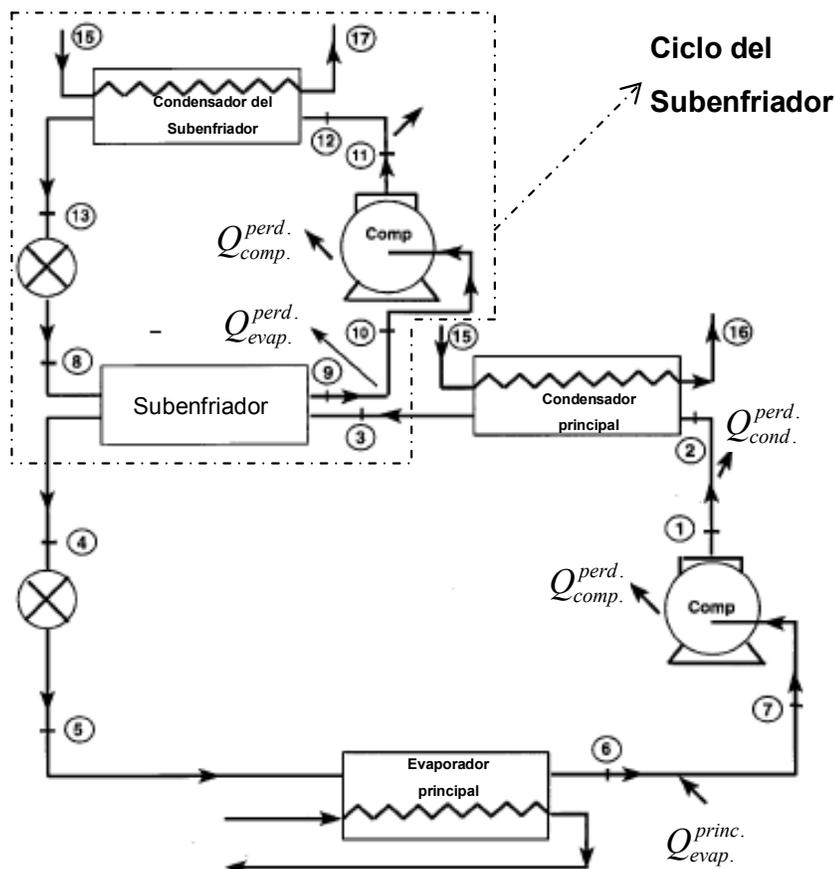


Fig 3.1. Diagrama esquemático del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado.

Los componentes principales del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado, como se muestra en la figura 3.1, son: dos compresores recíprocos, dos válvulas de expansión, dos condensadores, un evaporador y un subenfriador. Este sistema consta de dos sistemas de refrigeración simples acoplados por medio del subenfriador. En esta figura, se observan los sistemas acoplados. El sistema limitado por las líneas punteadas es el sistema de subenfriador y la parte restante es el sistema principal. Los componentes del sistema principal son de mayor tamaño en comparación con los del sistema del subenfriador. En este sistema compuesto se puede usar el mismo fluido de trabajo en ambos sistemas o puede ser distinto para cada uno de ellos.

La descripción del sistema global se hace a continuación. En el sistema principal el refrigerante sale del evaporador en forma de vapor saturado con baja presión y baja temperatura en el estado 6. El refrigerante entra al compresor principal en el estado 7, en donde pierde una cantidad de calor  $Q_W^{perd, princ}$ . En el trayecto del estado 6 al estado 7, el refrigerante gana calor de los alrededores a través de la tubería en la línea de succión. El calor ganado se designa por  $Q_{evap}^{perd, princ}$ . Del compresor, el refrigerante sale en el estado 1, como vapor de alta presión y alta temperatura. Entre el estado 1 y el estado 2, el refrigerante pierde calor hacia los alrededores a través de la línea de descarga, que se designa como  $Q_{cond}^{perd, princ}$ . El refrigerante entra al condensador principal en el estado 2 y sale en el estado 3, como refrigerante líquido saturado de alta presión; la cantidad de calor intercambiada en este proceso se designa por  $Q_{cond}^{princ}$ . En estas condiciones el refrigerante entra al subenfriador, en donde es subenfriado a presión constante y sale como líquido subenfriado en el estado 4, para entrar a la válvula de expansión del ciclo principal. En el estado 5, el refrigerante sale de la válvula de expansión en forma de vapor de baja calidad y baja presión para entrar en estas condiciones al evaporador principal, en donde es evaporado a presión constante al recibir la carga de refrigeración  $Q_{evap}^{princ}$ . Este ciclo termodinámico se encuentra representado en la Fig. (3.2).

En el sistema de refrigeración de subenfriamiento (sistema superior) el refrigerante sale del evaporador (subenfriador para el ciclo principal) en el estado 9 como vapor saturado, y entra al compresor en el estado 10, después de haber sufrido un sobrecalentamiento en la línea de

succión, designado por  $\dot{Q}_{evap}^{perd,sub}$ . El refrigerante sale del compresor en el estado 11 como vapor sobrecalentado a alta presión. Entre la descarga del compresor y la entrada del condensador, pierde calor hacia el medio que lo rodea, en una cantidad  $\dot{Q}_{cond}^{perd,sub}$ , y en el compresor pierde el flujo de calor  $\dot{Q}_W^{perd,sub}$ . El refrigerante sale del condensador en el estado 13 y entra a la válvula de expansión en ese mismo estado. Sale de la válvula de expansión como vapor húmedo y de baja calidad en el estado 8, para entrar al evaporador en estas condiciones. La representación del ciclo correspondiente se observa en la Fig. 3.2.

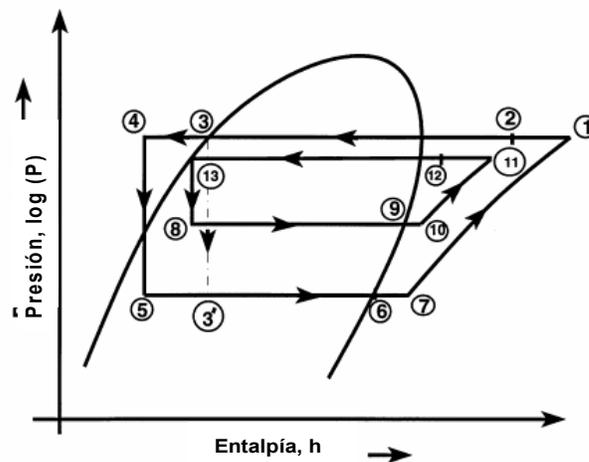


Fig. 3.2. Diagrama P-h de un sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado.

### 3.2 Análisis del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado

A continuación se describe el análisis termodinámico del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado, que incluye ambos sistemas: el sistema principal y el sistema de subenfriamiento.

#### 3.2.1. Modelo termodinámico

##### Sistema de Refrigeración Principal.

La primera ley de la termodinámica queda expresada para este sistema como sigue:

$$\left(\dot{Q}_{cond}^{princ,} + \dot{Q}_{cond}^{perd,princ}\right) - \left(\dot{Q}_{evap}^{princ,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}\right) + \dot{Q}_{evap}^{sub,} + \dot{Q}_W^{perd,princ} = \dot{W}^{princ} \quad (3.1)$$

La segunda ley de la termodinámica se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{(\dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{cond}^{perd,princ})}{T_{cond}^{princ}} - \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ})}{T_{evap}^{princ}} - (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T^{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) = \dot{S}_{igen}^{princ} \quad (3.2)$$

La carga térmica del sistema de refrigeración, que corresponde al flujo térmico transmitido por el fluido a enfriar, se calcula en función de la eficiencia del evaporador como:

$$\dot{Q}_{evap}^{princ} = (\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ} (T_{evap}^{entr,princ} - T_{evap}^{princ}) \quad (3.3)$$

El flujo de calor rechazado por el refrigerante en el condensador, se expresa por:

$$\dot{Q}_{cond}^{princ} = (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T_{cond}^{entr,princ}) \quad (3.4)$$

El flujo de calor de subenfriamiento transmitido por el refrigerante en el subenfriador, se expresa por:

$$\dot{Q}_{evap}^{sub} = (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T^{sal,sub}) \quad (3.5)$$

### Sistema de Refrigeración Secundario.

Para este sistema, la 1ra y la 2da ley de la termodinámica quedan como:

$$(\dot{Q}_{cond}^{sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}) - (\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}) + \dot{Q}_W^{perd,sub} = \dot{W}_{sub} \quad (3.6)$$

$$\frac{(\dot{Q}_{cond}^{sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub})}{T_{cond}^{sub}} - \frac{(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub})}{T_{evap}^{sub}} = \dot{S}_{igen}^{sub} \quad (3.7)$$

El cálculo del flujo de calor que subenfriaba el refrigerante principal designado por  $\dot{Q}_{evap}^{sub}$  y el cálculo del flujo de calor rechazado por el refrigerante en el condensador del subenfriador designado por  $\dot{Q}_{cond}^{sub}$  se hace a continuación:

$$\dot{Q}_{evap}^{sub} = (\dot{m}C_p)_{evap}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub} (T_{econd}^{princ} - T_{evap}^{sub}) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{sub} = (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub} (T_{cond}^{sub} - T_{cond}^{entr,princ}) \quad (3.9)$$

El coeficiente de operación total ( $COP_{total}$ ), para el sistema de refrigeración global (principal más subenfriamiento) se define como la relación entre la carga térmica en el evaporador del sistema principal, entre el trabajo total suministrado:

$$COP_{total} = \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{\dot{W}_{princ} + \dot{W}_{sub}} \quad (3.10)$$

La ecuación (3.10) se desarrolla para obtener una ecuación en términos de la contribución de flujos de calor, de características físicas de los equipos, de las temperaturas de los fluidos y de generaciones de entropía [5]. El resultado se muestra en la ec (3.11) y el desarrollo de la misma se muestra en el apéndice B.

$$\begin{aligned} \frac{1}{COP_{total}} = & -1 + \frac{\left[ \dot{Q}_{cond}^{perd,princ} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr,princ} \right] \left[ \dot{S}_{igen}^{princ} + (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) + \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}}{T_{evap}^{entr,princ}} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ}} \right]}{\dot{Q}_{evap}^{princ} \left[ \dot{S}_{igen}^{princ} + (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) + \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}}{T_{evap}^{entr,princ}} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ}} \right] - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ}} \\ & + \frac{\left[ \dot{Q}_{cond}^{perd,sub} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub} T_{cond}^{entr,princ} \right] \left[ \dot{S}_{igen}^{sub} + \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}}{T_{cond}^{princ}} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub}} \right]}{\dot{Q}_{evap}^{princ} \left[ \dot{S}_{igen}^{sub} + \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}}{T_{cond}^{princ}} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub}} \right] - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub}} \\ & + \frac{\dot{Q}_W^{perd,princ} - \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_W^{perd,sub} - \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Esta ecuación es útil por que muestra la influencia de los diferentes términos, sobre el coeficiente de operación del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado. Los cálculos de los diferentes términos que intervienen en la ec. (3.11) se muestran a continuación.

Carga térmica.- Esta cantidad se puede calcular a partir del flujo de calor transmitido por el fluido a enfriar y también por el flujo de calor ganado por el refrigerante.

$$Q_{evap}^{princ} = \dot{m}_{refr}^{princ} (h_6 - h_5) \quad (3.12)$$

$$Q_{evap}^{princ} = (\varepsilon \dot{C})_{evap}^{princ} (T_{evap}^{entr,princ} - T_{evap}^{princ}) \quad (3.13)$$

Flujo de calor en el condensador principal.-

$$Q_{cond}^{princ} = \dot{m}_{refr}^{princ} (h_2 - h_3) \quad (3.14)$$

$$Q_{cond}^{princ} = (\varepsilon \dot{C})_{cond}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T_{cond}^{entr,princ}) \quad (3.15)$$

Flujo de calor cedido en el subenfriador.-

$$Q_{evap}^{sub} = \dot{m}_{refr}^{princ} (h_3 - h_4) \quad (3.16)$$

$$Q_{evap}^{sub} = (\dot{m} C_p)_{refr}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T^{sal,sub}) \quad (3.17)$$

Trabajo desarrollado por el compresor principal.-

$$W^{princ} = \frac{W_s^{princ}}{\eta_{comp}^{main}} \quad (3.18)$$

$$W^{princ} = \dot{m}_{refr}^{princ} (h_1 - h_7) \quad (3.19)$$

Flujo de calor ganado en la línea de succión.-

$$Q_{evap}^{perd,princ} = \dot{m}_{refr}^{princ} (h_7 - h_6) \quad (3.20)$$

Flujo de calor perdido en compresor y línea de descarga.-

$$Q_{cond}^{perd, princ} + Q_W^{perd, princ} = \dot{m}_{ref}^{princ} (h_2 - h_1) \quad (3.21)$$

Flujo de calor ganado en el subenfriador (evaporador del sistema de subenfriamiento).-

$$Q_{evap}^{sub} = \dot{m}_{evap}^{princ} C_P \epsilon_{evap}^{sub} (T_{cond}^{princ} - T_{evap}^{sub}) \quad (3.22)$$

$$Q_{evap}^{sub} = \dot{m}_{refr}^{sub} (h_9 - h_8) \quad (3.23)$$

Flujo de calor cedido en el condensador del subenfriador.-

$$Q_{cond}^{sub} = (\epsilon C)_{cond}^{sub} (T_{cond}^{sub} - T_{cond}^{entr, princ}) \quad (3.24)$$

$$Q_{cond}^{sub} = \dot{m}_{refr}^{sub} (h_{12} - h_{13}) \quad (3.25)$$

Trabajo desarrollado por el compresor del subenfriador.-

$$W^{sub} = \frac{W_s^{sub}}{\eta_{comp}^{sub}} \quad (3.26)$$

$$W^{sub} = \dot{m}_{refr}^{sub} (h_{10} - h_{11}) \quad (3.27)$$

Flujo de calor ganado en la línea de succión del subenfriador.-

$$Q_{evap}^{perd, sub} = \dot{m}_{refr}^{sub} (h_9 - h_{10}) \quad (3.28)$$

Flujo de calor perdido en compresor y línea de descarga del subenfriador.-

$$Q_{cond}^{perd, sub} + Q_W^{perd, sub} = \dot{m}_{ref}^{sub} (h_{11} - h_{12}) \quad (3.29)$$

### 3.2.2. Procedimiento de cálculo del COP<sub>total</sub>

Después de mostrar el modelo termodinámico para este sistema de refrigeración a continuación se describe el procedimiento seguido para calcular el correspondiente COP<sub>total</sub>, de acuerdo a como se expone en la ecuación (3.10).

1. Los datos necesarios para resolver las ecuaciones (3.12) a la (3.29) son:

$$Q_{evap}^{princ}, T_{evap}^{entr,princ}, T_{cond}^{entr,princ}, (\dot{\epsilon}C)_{evap}^{princ}, (\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ}, (\dot{\epsilon}C)_{cond}^{sub}, CSD, \epsilon_{evap}^{sub}, \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}, \dot{Q}_{evap}^{perd,sub},$$

$$\left( \dot{Q}_{cond}^{perd,princ} + \dot{Q}_W^{perd,princ} \right), \left( \dot{Q}_{cond}^{perd,sub} + \dot{Q}_W^{perd,sub} \right).$$

2. Cálculo de la temperatura de evaporación del sistema principal.- Esta temperatura se obtiene a partir de la ec. (3.13) conociendo la eficiencia del evaporador; se despeja  $T_{evap}^{princ}$ .
3. Cálculo de la entalpía de vapor saturado  $h_6$ .- Se obtiene a partir del valor  $T_{evap}^{princ}$  del paso anterior, en las tablas de saturación del refrigerante utilizado.
4. Cálculo de la entalpía de líquido saturado  $h_3$  del condensador principal.- Se inicia una iteración a partir de la suposición  $T_{cond}^{princ} = T_{cond}^{entr,princ}$ . Con este valor supuesto de  $T_{cond}^{princ}$ , se calcula la entalpía  $h_3$  de líquido saturado, con la ayuda de las tablas de refrigerante saturado.
5. Cálculo del flujo de calor rechazado  $Q_{cond}^{princ}$  en el condensador.- Se calcula  $Q_{cond}^{princ}$ , a partir de la ec. (3.15), con ayuda de las temperaturas  $T_{cond}^{princ}, T_{cond}^{entr,princ}$  y la eficiencia del condensador.
6. Cálculo de la entalpía  $h_4$  de líquido subenfriado.- Con el valor  $CSD = T_{cond}^{princ} - T_{sal,sub}$  y despejando  $T_{sub,sal}$ . Se calcula la entalpía  $h_4 = h_5$  de líquido subenfriado, con ayuda de las tablas de refrigerante saturado.
7. Cálculo del flujo másico de refrigerante en el sistema principal.- De la ec. (3.12) se puede

- calcular el flujo másico de refrigerante,  $m_{ref}^{princ}$ , por que el dato de  $Q_{evap}^{princ}$  es conocido.
8. Cálculo de la entalpía  $h_7$  y la entropía  $s_7$  de vapor sobrecalentado.- De la ec. (3.20) se calcula la entalpía  $h_7$  de sobrecalentamiento. Conociendo la  $T_{evap}^{princ}$  podemos conocer la  $P_{evap}$  y así se conoce la entropía  $s_7=s_1$  a partir de las tablas de vapor sobrecalentado del refrigerante utilizado.
  9. Cálculo de la entalpía  $h_1$  de vapor sobrecalentado de alta presión y alta temperatura.- A partir de la temperatura  $T_{cond}^{princ}$  y la entropía  $s_1$  calculada, se calcula la entalpía  $h_1$  con tablas de vapor sobrecalentado.
  10. Cálculo de la entalpía  $h_2$  de vapor sobrecalentado.- De la ec. (3.21) se despeja la entalpía  $h_2$ , conociendo el valor del calor perdido por el compresor y la línea de descarga  $Q_{cond}^{perd,princ} + Q_W^{perd,princ}$ .
  11. Cálculo del nuevo flujo de calor rechazado  $Q_{cond}^{princ}$  en el condensador.- De la ec. (3.14) se puede calcular un nuevo valor de  $Q_{cond}^{princ}$  para compararlo con el valor obtenido en el paso 5.
  12. Comparación de valores  $Q_{cond}^{princ}$ .- Se comparan los valores  $Q_{cond}^{princ}$  obtenidos en el paso 5 y en el paso 11. Si ambos valores  $Q_{cond}^{princ}$  no coinciden, se incrementa el valor de la temperatura  $T_{cond}^{princ}$  en el paso 4 y se repiten los cálculos, hasta que los valores  $Q_{cond}^{princ}$  sean iguales. Cuando estos valores sean iguales se continúa con el paso 13.
  13. Cálculo del flujo de calor absorbido por el evaporador del subenfriador  $Q_{evap}^{sub}$ .- Con la ec. (3.16) se puede calcular el flujo de calor  $Q_{evap}^{sub}$ , por que ya se han calculado  $m_{ref}^{princ}$ ,  $h_2$  y  $h_3$ .
  14. Cálculo del producto  $(\dot{m}C_p)_{refr}^{princ}$ .- De la ec. (3.17) se despeja el producto  $(\dot{m}C_p)_{refr}^{princ}$ .

15. Cálculo del trabajo  $W^{princ}$  realizado por el compresor principal.- De la ec. (3.19) se calcula el trabajo  $W^{princ}$  realizado por el compresor del sistema principal, a partir de los valores ya conocidos.
16. Cálculo de la temperatura del subenfriador  $T_{evap}^{sub}$ .- A partir del cálculo del valor  $Q_{evap}^{sub}$  realizado en el paso 13, y aplicando la ec. (3.22), se calcula la temperatura  $T_{evap}^{sub}$  del evaporador del sistema del subenfriador.
17. Cálculo de la entalpía de vapor saturado  $h_9$ .- A partir de la temperatura  $T_{evap}^{sub}$ , con ayuda de las tablas de saturación del refrigerante utilizado, se calcula la entalpía  $h_9$ .
18. Cálculo de la entalpía  $h_{13}$  de refrigerante líquido saturado.- Se comienza una segunda iteración al suponer  $T_{cond}^{sub} = T_{cond}^{entr,princ}$ . Con la temperatura supuesta  $T_{cond}^{sub}$  se puede calcular la entalpía  $h_{13}=h_8$  de líquido saturado, con ayuda de las tablas de refrigerante saturado.
19. Cálculo del flujo de calor perdido en el condensador del subenfriador.- A partir de la ec. (3.24) se despeja el flujo de calor  $Q_{evap}^{perd,sub}$ , conociendo la eficiencia de este condensador.
20. Cálculo del flujo másico de refrigerante  $m_{ref}^{sub}$  del sistema del subenfriador.- De la ec. (3.23) se calcula el flujo másico de refrigerante  $m_{ref}^{sub}$  del sistema del subenfriador.
21. Cálculo de la entalpía  $h_{10}$  de vapor sobrecalentado.- Con la ec. (3.28), conociendo la cantidad de calor ganado en la línea de succión del compresor del sistema del subenfriador  $Q_{evap}^{perd,sub}$  y se despeja la entalpía  $h_{10}$ .
22. Cálculo de la entropía  $s_{10}$  de vapor sobrecalentado.- Con la temperatura  $T_{evap}^{sub}$  y con la entalpía  $h_{10}$ , se calcula la entropía  $s_{10}=s_{11}$  con ayuda de las tablas de vapor de refrigerante sobrecalentado.

23. Cálculo de la entalpía  $h_{11}$  de vapor sobrecalentado de alta presión y alta temperatura.- Conocidos los valores de entropía  $s_{11}$  y de temperatura  $T_{evap}^{sub}$  se calcula la entalpía  $h_{11}$  de vapor sobrecalentado, con la ayuda de tablas de refrigerante saturado.
24. Cálculo de la entalpía  $h_{12}$  de vapor sobrecalentado.- De la ec. (3.29) conociendo el calor perdido en el compresor y en la línea de descarga del compresor del sistema del subenfriador  $\dot{Q}_{cond}^{perd,sub} + \dot{Q}_W^{perd,sub}$ , se puede despejar la entalpía  $h_{12}$ .
25. Cálculo de un nuevo flujo de calor  $\dot{Q}_{cond}^{sub}$  en el condensador del sistema del subenfriador.- Con la ec. (3.25) se calcula un nuevo valor de  $\dot{Q}_{cond}^{sub}$ , que es comparado con el valor  $\dot{Q}_{cond}^{sub}$  calculado en el paso 19.
26. Comparación de los valores  $\dot{Q}_{cond}^{sub}$ .- Se comparan los valores de  $\dot{Q}_{cond}^{sub}$  obtenidos en los pasos 19 y 25. Si ambos calores de condensación  $\dot{Q}_{cond}^{sub}$  son distintos, se modifica el valor de la temperatura  $T_{cond}^{sub}$  supuesta en el paso 18 y se repiten los cálculos hasta que los valores  $\dot{Q}_{cond}^{sub}$  sean iguales para poder continuar con el paso 27.
27. Cálculo del trabajo  $W^{sub}$  realizado por el compresor del sistema del subenfriador.- De la ec. (3.27) se calcula el valor  $W^{sub}$  del trabajo realizado por el compresor del sistema del subenfriador.
28. Cálculo del  $COP_{total}$  del sistema como conjunto.- Con la ec (3.10) se calcula el  $COP_{total}$  para terminar con los cálculos.

En la figura 3.3 se presenta un diagrama de flujo que muestra la manera en la que se deben resolver este conjunto de ecuaciones.

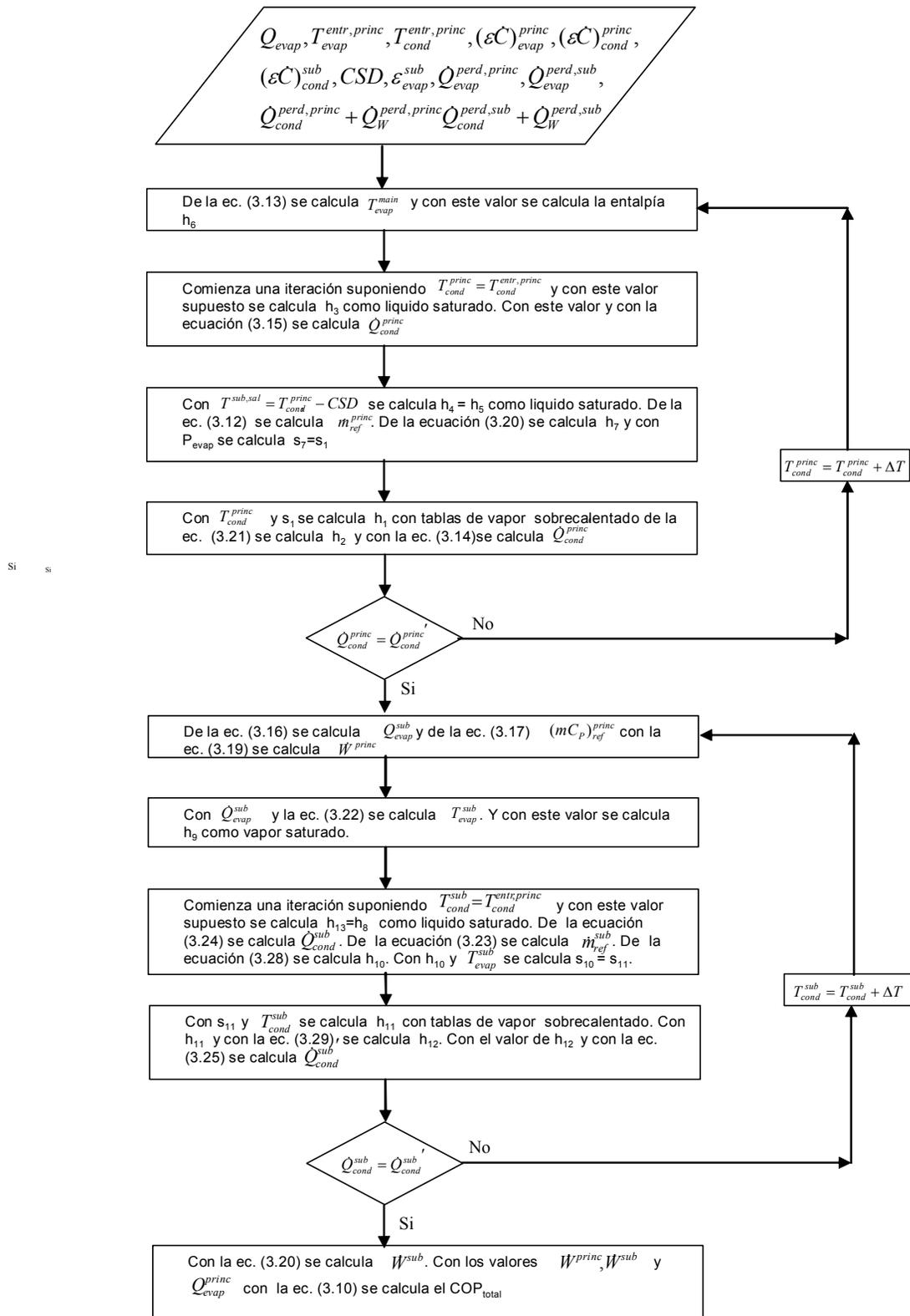


Fig 3.3. Diagrama de flujo para resolver el conjunto de ecuaciones que integran el modelo termodinámico.

### 3.3 Evaluación del COP.

La evaluación del desempeño de un sistema con subenfriamiento mecánico es controlada principalmente por la temperatura del subenfriador  $T_{evap}^{sub}$ , tal y como lo reporta Thornton et. al. [6]. El subenfriamiento permite al refrigerante del ciclo principal entrar al evaporador con baja calidad de vapor, comparado con un sistema de refrigeración simple. La baja calidad del vapor de refrigerante en el evaporador produce un incremento en la capacidad de refrigeración por unidad de masa del refrigerante que circula en el ciclo principal. Sin embargo debe notarse que el incremento en la capacidad de refrigeración no es gratis, ya que se requiere de componentes adicionales en el sistema. Despreciando las pérdidas de calor con el ambiente, un balance de energía en el subenfriador indica que la cantidad de subenfriamiento entregado al ciclo principal, debe ser igual a la ganancia de calor en el evaporador del subenfriador. La ganancia de calor del subenfriador debe ser rechazada en el condensador del subenfriador al costo de un trabajo suministrado al compresor del subenfriador.

Se debe enfatizar que hay una temperatura de subenfriamiento a la cual el  $COP_{total}$  del ciclo es máximo. Esta temperatura óptima puede ser obtenida expresando en  $COP_{total}$  del sistema en términos de la temperatura del ciclo del subenfriador  $T_{evap}^{sub}$  como se indica en la ecuación (3.30) que fue obtenida por [5] :

$$COP_{total} = \frac{1 + X(T_{cond}^{princ} - T_{evap}^{sub})}{\left[ \frac{(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{entr,princ}) + \Delta T_m}{(T_{evap}^{entr,princ} - \Delta T_m)} \right] + \left[ \frac{X(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{sub})\Delta T T_S}{T_{cond}^{entr} - \Delta T T_S} \right]} \quad (3.30)$$

En la ecuación (3.30) el parámetro X está definido como la medida del tamaño relativo y desempeño del subenfriador, y se expresa como:

$$X = \frac{(mC_p)_{ref}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub}}{Q_{evap}^{princ,nosub}} \quad (3.31)$$

Las otras variables de la ecuación (3.30) se expresan a continuación:

$$\Delta T_m = \dot{Q}_{evap}^{princ} \left[ \frac{1}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ}} + \frac{1}{(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ}} \right] \quad (3.32)$$

$$\Delta T_s = \dot{Q}_{evap}^{sub} \left[ \frac{1}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{sub}} + \frac{1}{(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub}} \right] = 2(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{sub}) \quad (3.33)$$

$$T_{cond}^{princ} = T_{cond}^{entr} + \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ}} \left[ \frac{T_{cond}^{entr}}{T_{evap}^{entr,princ} - \Delta T_m} \right] \quad (3.34)$$

$$\Delta TT_s = \Delta T_s + (T_{cond}^{entr} - T_{cond}^{princ}) = 2T_{cond}^{princ} + T_{cond}^{princ} + T_{cond}^{entr} \quad (3.35)$$

La ec. (3.30) considera irreversibilidades por transferencia de calor en todos los intercambiadores. Cuando  $(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ}$ ,  $(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ}$ ,  $(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub}$  son considerados muy grandes, se obtiene lo siguiente

$$\Delta T_m = 0$$

$$\Delta T_s = \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{sub}}$$

$$T_{cond}^{princ} = T_{cond}^{entr}$$

$$\Delta TT_s = \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{sub}}$$

Con estas consideraciones, la ecuación (3.30) se simplifica y se obtiene la ecuación que

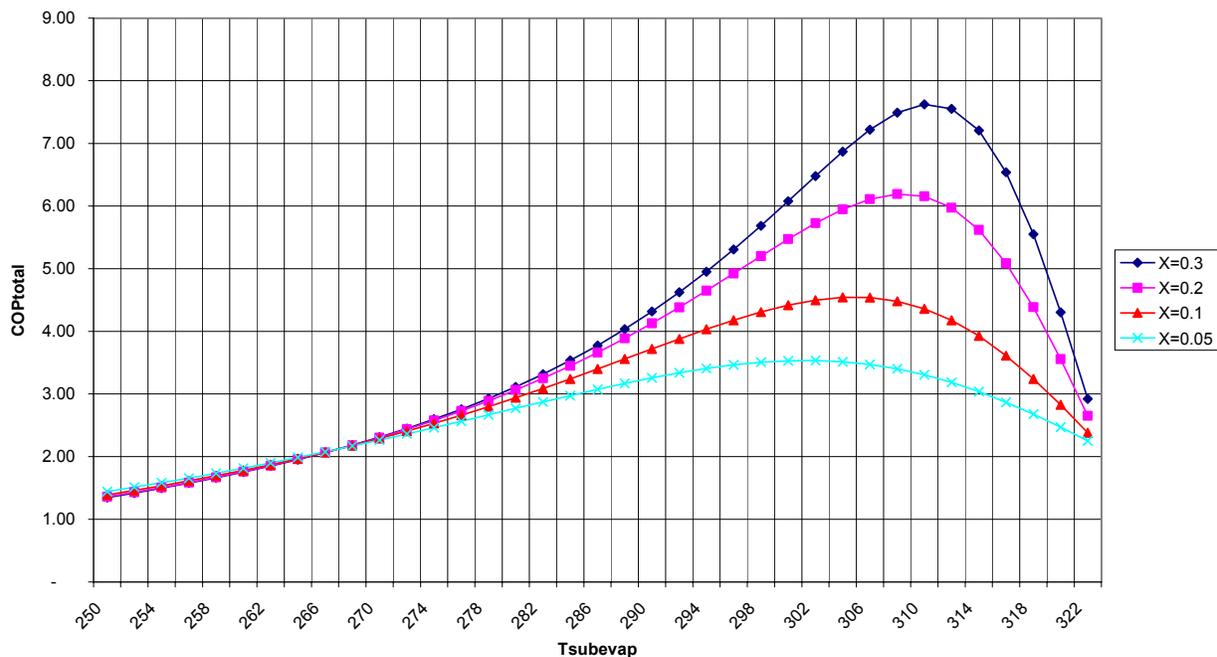
considera irreversibilidades el subenfriador, quedando así

$$COP_{total} = \frac{1 + X(T_{cond}^{princ} - T_{evap}^{sub})}{\left[ \frac{(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{entr, princ})}{(T_{evap}^{entr, princ})} \right] + \left[ \frac{X(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{sub})^2}{(T_{evap}^{sub})} \right]} \quad (3.36)$$

Aplicando la ecuación (3.30) se realizó la figura 3.4, en donde se muestra gráficamente la evolución del  $COP_{total}$  en función de la temperatura  $T_{evap}^{sub}$  y del parámetro X. Estas graficas se trazaron para diferentes valores de X(0.05, 0.1, 0.2, 0.3) se han utilizado los siguientes datos

iniciales:  $T_{evap}^{entr, princ} = -43^\circ C$ ,  $T_{cond}^{entr} = 37^\circ C$ ,  $\dot{Q}_{evap}^{princ} = 53 kW$ ,  $(\epsilon \dot{C})_{evap}^{princ} = 5 \frac{kW}{K}$ ,  $(\epsilon \dot{C})_{cond}^{princ} = 6 \frac{kW}{K}$

$$y (\epsilon \dot{C})_{cond}^{sub} = (m \dot{C}_p)_{ref}^{princ} \epsilon_{evap}^{sub}$$



**Fig 3.4.** Variación del  $COP_{total}$  en función de  $T_{evap}^{sub}$  y de X para el modelo con irreversibilidades en todos los intercambiadores aplicando el modelo de la (ec. (3.30)).

En la figura 3.4 se observa que el valor del  $COP_{total}$  aumenta cuando el valor del parámetro del subenfriador X se incrementa. También se muestra que, para ciertas condiciones

de operación, hay una temperatura de saturación del subenfriador en la que el desempeño del sistema es máximo. Esta temperatura aumenta conforme el valor de  $X$  se incrementa. El valor máximo del  $COP_{total}$  mostrado en la figura 3.4 es para  $X=0.3$  que es de 7.6. Debe notarse que este valor es mucho mayor que el valor del límite de Carnot de 2.875, que es el COP ideal para un ciclo que opera entre  $T_{evap}^{entr, princ} = -43^{\circ}C$  y  $T_{cond}^{entr} = 37^{\circ}C$ . Esto puede ser explicado, por el hecho de que el modelo dependiente de temperaturas no muestra el efecto de los flujos másicos en el desempeño del sistema. Por lo que el  $COP_{total}$  para este sistema de refrigeración esta ubicado entre los límites de Carnot para el ciclo principal y para el ciclo del subenfriador. Es importante notar que el valor máximo del  $COP_{total}$ , es el valor del ciclo de Carnot para el ciclo del subenfriador que esta dado por:

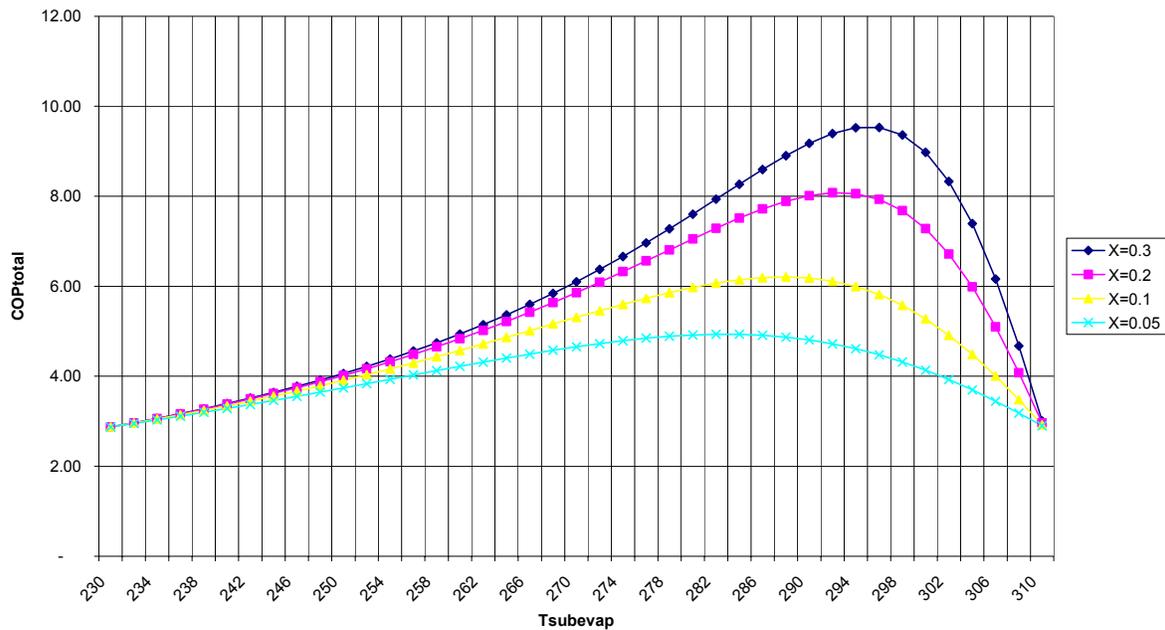
$$COP_{C,sub} = \frac{T_{evap}^{sub}}{T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{sub}} \quad (3.33)$$

En la ausencia del ciclo del subenfriador, el  $COP_{total}$  máximo que se puede lograr es el de Carnot para el ciclo principal, que esta dado por:

$$COP_{C,princ} = \frac{T_{evap}^{entr, princ}}{T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{entr, princ}} \quad (3.34)$$

Este resultado queda establecido en la ec. (3.30) que se reduce a la ec. (3.34) cuando no se consideran irreversibilidades en los intercambiadores de calor incluido el subenfriador.

La figura 3.5 muestra la evolución del  $COP_{total}$  en función  $T_{evap}^{sub}$  y del parámetro  $X$ , para cuando se aplica el modelo ideal dependiente de temperatura de un sistema de subenfriamiento mecánico dedicado (ver ec. (3.36)). Se observa que los valores del  $COP_{total}$  que se obtienen son mayores que los valores obtenidos en la figura 3.4, esto es debido a que el modelo ideal dependiente de temperatura presenta perdidas irreversibles únicamente en el subenfriador a diferencia del modelo dependiente de temperatura con perdidas en todo los intercambiadores.



**Fig 3.5.** Gráfica que muestra la variación del  $COP_{total}$  con  $T_{subevap}^{sub}$  para el modelo dependiente de temperatura con pérdidas únicamente en el subenfriador. (ec. (3.36)).

El diseño de los sistemas de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado, requiere de una adecuada selección de las características físico-térmicas de los fluidos y del los tamaños de los intercambiadores de calor. La eficiencia  $\varepsilon$  de los intercambiadores de calor representa la capacidad de intercambio de calor. El producto  $(\varepsilon C)$  de los intercambiadores de calor del sistema es una característica muy cara y determina el costo total del sistema. El incremento de esta característica incrementa el desempeño del sistema, pero también incrementa su costo, por lo que existe un compromiso de tener un balance entre el costo inicial del sistema y el costo de operación. Un sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado en general tiene 4 intercambiadores de calor: dos en el sistema principal y dos en el sistema de subenfriamiento.

El área total de intercambio de calor en cada sistema puede ser definido en términos de los parámetros llamados inventarios térmicos, que se muestran a continuación:

$$k^{princ} = (\varepsilon C)_{cond}^{princ} + (\varepsilon C)_{evap}^{princ} \quad (3.35)$$

$$k^{sub} = (\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{sub} + (\dot{\mathcal{E}}C)_{evap}^{sub} \quad (3.36)$$

El valor de  $k$  mostrado en las ecuaciones anteriores puede ser considerado como una limitante de diseño, por lo que el problema que involucra la optimización de estos sistemas es distribuir el área total de intercambio de calor entre los dos intercambiadores de calor de cada sistema: el sistema principal y el sistema de subenfriamiento, con el objetivo de lograr el máximo desempeño del sistema en conjunto. Este problema puede ser resuelto utilizando el modelo desarrollado en el punto 3.2.1, debido a que este modelo simula bien el comportamiento del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico actual.

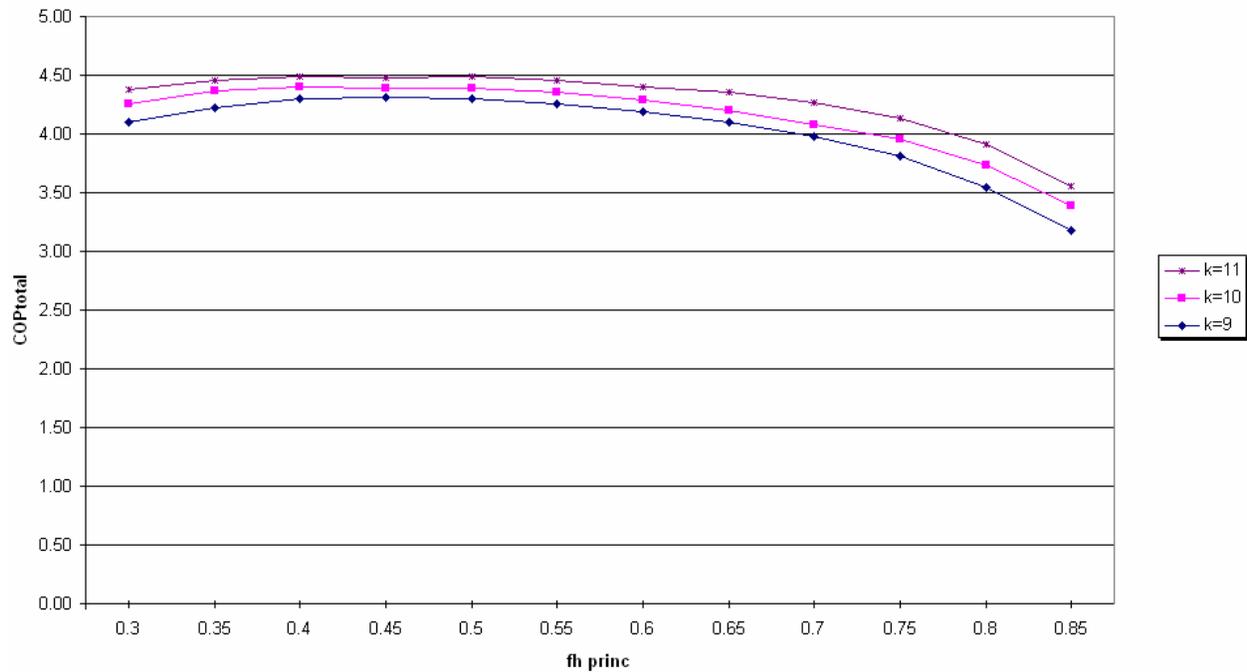
Para investigar la influencia del tamaño de los intercambiadores de calor en el  $COP_{total}$  del sistema, se definen los siguientes parámetros adimensionales de los intercambiadores de calor:

$$f_h^{princ} = \frac{(\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{princ}}{(\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{princ} + (\dot{\mathcal{E}}C)_{evap}^{princ}} \quad (3.37)$$

$$f_h^{sub} = \frac{(\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{sub}}{(\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{sub} + (\dot{\mathcal{E}}C)_{evap}^{sub}} \quad (3.38)$$

En la figura 3.6 se muestran graficas del COP en función de los parámetros  $k$  y el parámetro adimensional  $f_h^{princ}$ , usando los siguientes datos:  $Q_{evap}^{princ} = 25kW$ ,  $T_{evap}^{entr,princ} = 0^\circ C$ ,  $T_{cond}^{entr,princ} = 40^\circ C$ ,  $\eta_{comp}^{princ} = 1$ ,  $\eta_{comp}^{sub} = 1$  y  $12^\circ C$  de subenfriamiento. Se observa que el rango de valores de  $f_h^{princ}$  en el que el  $COP_{total}$  es máximo, se encuentra entre 0.45 y 0.50. También se observa que a mayores valores del parámetro  $k_{princ}$  se obtienen mayores valores del  $COP_{total}$ .

En la figura 3.7 se muestra la variación de las distintas temperaturas del sistema para el caso de con  $k^{princ} = 10 kW/K$ . Se observa que cuando el valor de  $k^{princ}$  se incrementa, el valor del  $COP_{total}$  también se incrementa. Las temperaturas  $T_{evap}^{sub}$  y  $T_{cond}^{sub}$  permanecen casi constantes ante el aumento de este parámetro  $f_h$ .



**Fig 3.6.** Variaciones del  $COP_{total}$  como función de  $f_h^{princ}$ .

Se observa que la diferencia entre las temperaturas  $T_{cond}^{princ}$  y  $T_{cond}^{entr,princ}$  disminuye cuando  $f_h^{princ}$  aumenta, debido a que se incrementa el área del condensador del sistema principal, por lo que la transferencia de calor que ocurre en el condensador sucede a una menor diferencia de temperatura, que resulta en una reducción de irreversibilidades por transferencia de calor. Por el contrario, se observa que la diferencia entre las temperaturas  $T_{evap}^{princ}$  y  $T_{evap}^{entr,princ}$  aumenta cuando  $f_h^{princ}$  aumenta, debido a que se reduce el área del evaporador del sistema principal, por lo que la transferencia de calor que ocurre en el evaporador principal sucede a una mayor diferencia de temperatura, que ocasiona un incremento de las irreversibilidades por transferencia de calor. Entre estos dos extremos existe una distribución óptima del área de intercambio de calor en la cual el COP es máximo. La figura 3.8 [5] muestra una serie de gráficas que relaciona el  $COP_{total}$  con el  $COP_{Princ.}$ , en función del parámetro adimensional  $f_h^{sub}$  del intercambiador de calor del ciclo del subenfriador y para diferenciar valores de  $k^{sub}$ . Para trazar estas gráficas se usaron los siguientes datos:  $Q_{evap}^{princ} = 30kW$ ,  $(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} = 4.3kW / kg$ ,  $(\dot{\epsilon}C)_{evap}^{princ} = 5.7kW / K$ ,  $\eta_{comp}^{princ} = 0.65$ ,  $\eta_{comp}^{sub} = 0.70$ ,  $T_{evap}^{entr,princ} = 0^\circ C$  y  $T_{cond}^{entr,princ} = 40^\circ C$ .

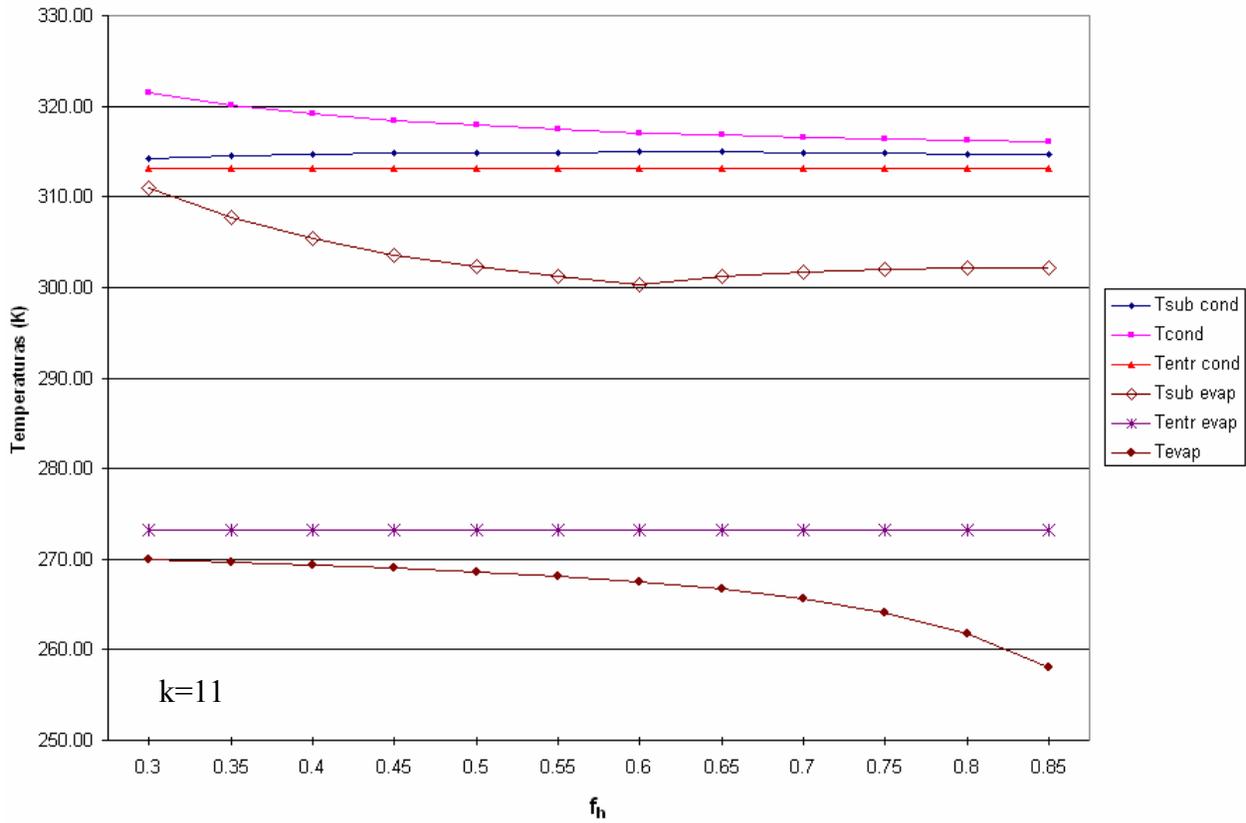


Fig 3.7 Comportamiento de las temperaturas del sistema en función de  $f_h^{princ}$  para  $k=11$  .

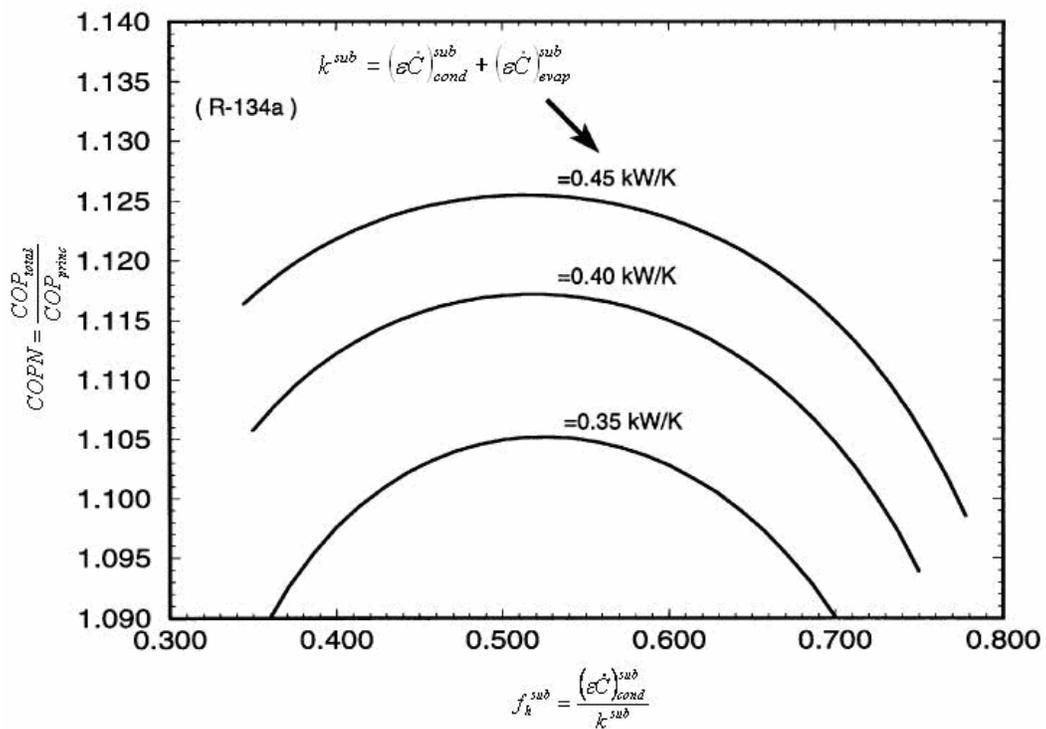


Fig 3.8. Variaciones del COPN como función de  $f_h^{sub}$  .

Los valores de  $k_{sub}$  que se analizaron son 0.35, 0.4 y 0.45 kW/K. Se observa que cuando el valor de  $k^{sub}$  incrementa el valor del COPN también se incrementa.

En la figura 3.9 que fue tomada de [5] se observa que las temperaturas  $T_{evap}^{sub}$  y  $T_{cond}^{sub}$  permanecen casi constantes ante el aumento del parámetro  $k^{sub}$ . Se debe hacer notar que  $T_{cond}^{princ}$  es la temperatura del fluido externo al subenfriador. Se observa que la diferencia entre las temperaturas  $T_{cond}^{princ}$  y  $T_{evap}^{sub}$  incrementa cuando  $f_h^{sub}$  aumenta, debido a que se reduce el área del subenfriador, por lo que la transferencia de calor que ocurre en el subenfriador ocurre a una mayor diferencia de temperatura, que resulta en un aumento de las pérdidas irreversibles por transferencia de calor.

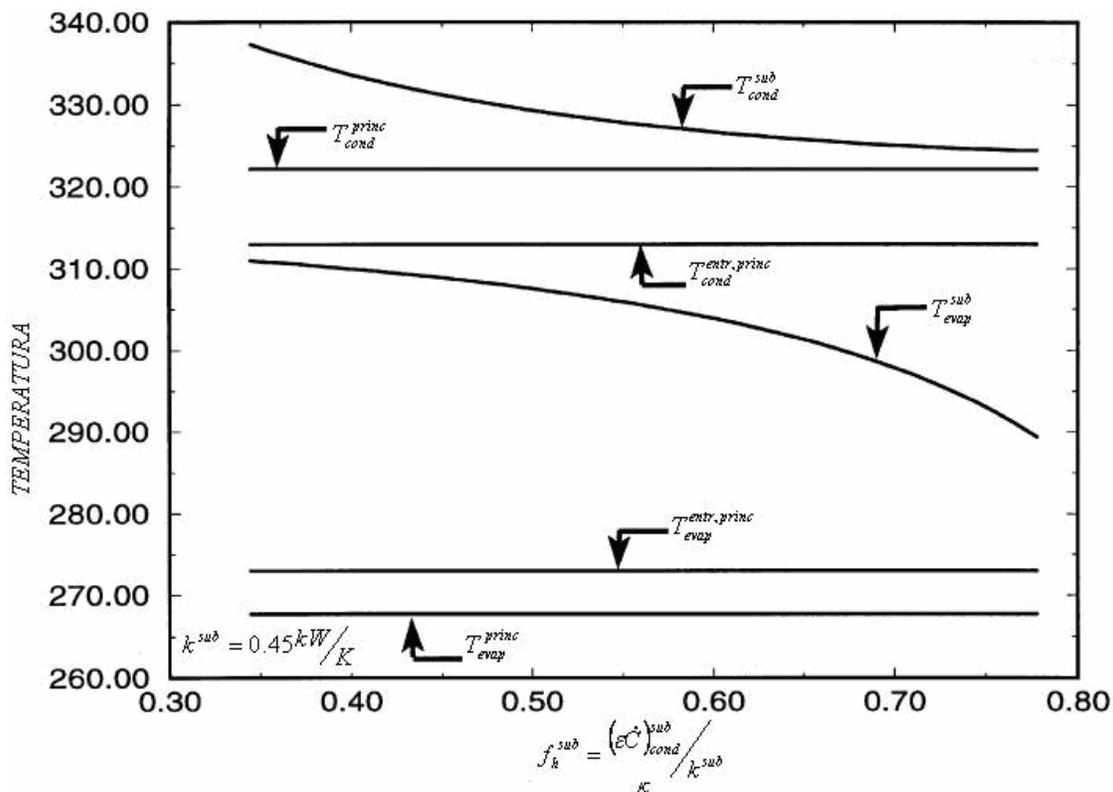


Fig 3.9 Comportamiento de las temperaturas del sistema en función de  $f_h^{sub}$ .

Por el contrario se observa que la diferencia entre las temperaturas  $T_{cond}^{sub}$  y  $T_{condp}^{entr}$  disminuye cuando  $f_h^{princ}$  aumenta, debido a que incrementa el área del condensador del sistema del

subenfriador, por lo que la transferencia de calor que ocurre en el condensador del subenfriador sucede a una menor diferencia de temperatura, que resulta en una relativa reducción de las pérdidas irreversibles por transferencia de calor. De manera similar al ciclo principal, debe existir una distribución óptima del área de intercambio de calor en la cual el COP es máximo. La figura muestra este punto óptimo para distintos valores de  $k^{sub}$ .

# CAPÍTULO

# 4

---

**SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO  
INTEGRADO(SSMI)**

En este capítulo se describen las modificaciones y los dispositivos que definen a un Sistema Refrigeración con Subenfriamiento Mecánico Integrado. También se revisan y analizan los modelos termodinámicos, dependientes de los tipos de refrigerantes y de las temperaturas, con los que se analiza termodinámicamente este tipo sistema de refrigeración con subenfriamiento.

#### 4.1 Modificación del sistema de refrigeración.

Los componentes principales de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con subenfriamiento mecánico integrado son: dos compresores recíprocos, dos válvulas de expansión, un condensador, un evaporador, un recibidor y un subenfriador [7]. El sistema consiste de dos sistemas simples acoplados entre ellos por medio del subenfriador, tal y como se muestra en la fig. (4.1). Los dos sistemas tienen un condensador en común y los componentes de ambos sistemas están acoplados por medio de tuberías.

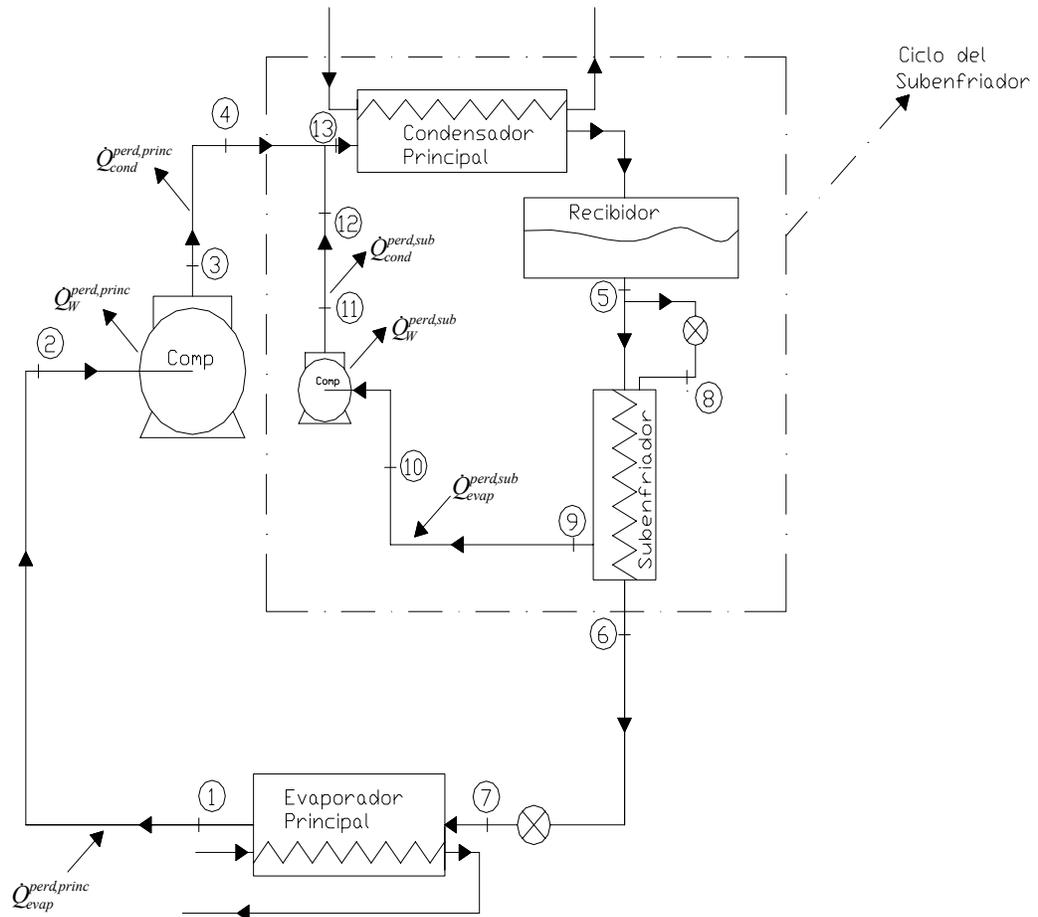


Fig 4.1. Diagrama esquemático del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico integrado.

En este sistema de refrigeración el refrigerante del sistema principal sale del evaporador en el estado 1 como refrigerante saturado de baja presión y baja temperatura. El refrigerante entra al compresor en el estado 2, después de ganar el flujo térmico  $\dot{Q}_{evap}^{perd,princ}$ , a través de la línea de succión. En el estado 3, el refrigerante deja el compresor en forma de vapor sobrecalentado de alta presión y alta temperatura. Entre el estado 3 y el estado 4, pierde calor  $Q_{cond}^{perd,princ}$  a través de la línea de descarga. En el estado 4, el refrigerante se mezcla con el refrigerante que proviene del compresor del subenfriador, formando el estado 13, antes de entrar al condensador. La cantidad de calor intercambiado para la condensación se designa por  $Q_{cond}^{princ}$ . Al salir del condensador, el refrigerante es colectado en el recibidor en forma de líquido. Parte del líquido refrigerante es extraído del recibidor y es expandido en la válvula de expansión del sistema de subenfriamiento para pasar por el subenfriador (evaporador del sistema de subenfriamiento). El líquido refrigerante restante en el recibidor entra al subenfriador, en donde es enfriado, por medio del refrigerante que se evapora en este equipo, hasta alcanzar el estado 6. El refrigerante líquido subenfriado intercambia la cantidad de calor  $Q_{evap}^{sub}$ . El refrigerante líquido subenfriado entra a la válvula de expansión del sistema principal en el estado 6. En el estado 7, el refrigerante sale de la válvula de expansión del sistema principal como vapor de baja calidad y baja presión antes de entrar al evaporador. En el evaporador, el refrigerante es evaporado a presión constante hasta el estado de vapor saturado, perdiendo la cantidad de flujo de calor  $Q_{evap}^{princ}$ .

El refrigerante que se evapora en el subenfriador, en donde absorbe el flujo de calor  $Q_{evap}^{sub}$ , sale como vapor saturado presión y temperatura intermedias en el estado 9 y entra al compresor del subenfriador en el estado 10, donde pierde una cantidad de flujo de calor  $Q_W^{perd,sub}$ . El refrigerante, del estado 9 al estado 10, gana el flujo de calor  $Q_{evap}^{perd,sub}$  de los alrededores. En el estado 11, el refrigerante sale del compresor del sistema de subenfriamiento como vapor sobrecalentado y en su trayecto pierde una cantidad de flujo de calor  $Q_{cond}^{perd,sub}$ . En el estado 12 el refrigerante es mezclado con el refrigerante del ciclo principal que proviene del compresor del ciclo principal (estado 4), formando el estado 13, como se muestra en la figura (4.1). La representación del ciclo correspondiente a este sistema se observa en la Fig. 4.2.

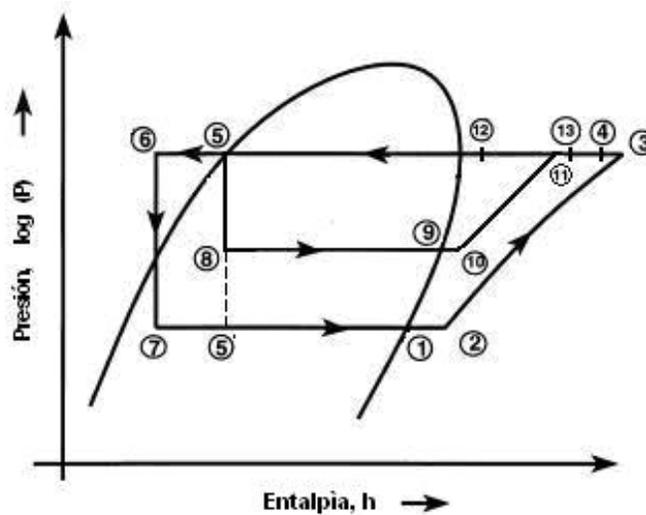


Fig. 4.2. Diagrama P-h de un sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico integrado.

## 4.2 Análisis del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado

A continuación se describe el análisis termodinámico del sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico integrado, que incluye ambos sistemas: el principal y el de subenfriamiento

### 4.2.1 Modelo termodinámico

#### Sistema de Refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado.

La primera ley de la termodinámica queda expresada de la siguiente manera:

$$W^{princ} + W^{sub} = \left( Q_{cond}^{princ} + Q_{cond}^{perd, princ} + Q_W^{perd, princ} + Q_W^{perd, sub} + Q_{cond}^{perd, sub} \right) - \left( Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd, princ} + Q_{evap}^{perd, sub} \right) \quad (4.1)$$

La segunda ley de la termodinámica se expresa como:

$$S_{igen}^{total} = \frac{Q_{cond}^{princ}}{T^{cond}} - \frac{(Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd, princ})}{T_{evap}^{princ}} - (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{sal, sub}}{T^{cond}} \right] - (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^3} \right] - \frac{(Q_{evap}^{sub} + Q_{evap}^{perd, sub})}{T_{evap}^{sub}} - (\dot{m}C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^{11}} \right] \quad (4.2)$$

La carga térmica del sistema de refrigeración, que corresponde al flujo térmico transmitido por el fluido a enfriar en el evaporador, se calcula en función de la eficiencia del evaporador como:

$$Q_{evap}^{princ} = (\varepsilon C)_{evap}^{princ} (T_{evap}^{entr, princ} - T_{evap}^{princ}) \quad (4.3)$$

El flujo de calor rechazado por el refrigerante en el condensador, se expresa por:

$$Q_{cond}^{princ} = (\varepsilon C)_{cond}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T_{cond}^{entr, princ}) \quad (4.4)$$

El  $COP_{total}$  de este sistema como el efecto refrigerante sobre el trabajo neto de entrada, que en este caso es la suma del trabajo suministrado a los dos compresores, se tiene:

$$COP_{total} = \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{\dot{W}^{princ} + \dot{W}^{sub}} \quad (4.5)$$

La ecuación (4.5) se desarrolla para obtener una ecuación en términos de la contribución de flujos de calor, de características físicas de los equipos, de las temperaturas de los fluidos y de las generaciones de entropía. El resultado se muestra en la ec (4.6) [7] y el desarrollo de la misma para su obtención se muestra en el apéndice C.

$$\frac{1}{COP_{total}} = -1 + \frac{(\dot{Q}_{cond}^{perd, princ} + \dot{Q}_W^{perd, princ} + \dot{Q}_W^{perd, sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd, sub})}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{X1}{X2} - \frac{(\dot{Q}_{evap}^{perd, princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd, sub})}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} \quad (4.6)$$

$$X1 = \left( (\varepsilon C)_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr} \left[ S_{igen}^{total} + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd, princ})}{\left( T_{evap}^{entr} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{(\varepsilon C)_{evap}^{princ}} \right)} + (mC_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{(T^{sal, sub})(T^{13})}{(T^{cond})(T^3)} \right] + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd, sub})}{T_{evap}^{sub}} + (mC_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{(T^{13})}{(T^{11})} \right] \right] \right) \quad (4.7)$$

$$X2 = Q_{evap}^{princ} \left( \varepsilon \dot{C} \right)_{cond}^{princ} - \left( \begin{array}{l} \dot{S}_{igen}^{total} + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ})}{\left( T_{evap}^{entr} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{(\varepsilon \dot{C})_{evap}^{princ}} \right)} + (\dot{m} C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{(T^{sal,sub})(T^{13})}{(T^{cond})(T^3)} \right] \\ + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub})}{T_{evap}^{sub}} + (\dot{m} C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{(T^{13})}{(T^{11})} \right] \end{array} \right) \quad (4.8)$$

Los cálculos de los diferentes términos que intervienen en la ec. (4.6) se muestran a continuación.

Carga térmica.- Esta cantidad se puede calcular a partir del flujo de calor transmitido por el fluido a enfriar y también por el flujo de calor ganado por el refrigerante:

$$Q_{evap}^{princ} = (\varepsilon \dot{C})_{evap}^{princ} (T_{evap}^{entr,princ} - T_{evap}^{princ}) \quad (4.9)$$

$$Q_{evap}^{princ} = \dot{m}_{ref}^{princ} (h_1 - h_7) \quad (4.10)$$

Trabajo desarrollado por el compresor principal.-

$$W^{princ} = \dot{m}_{ref}^{princ} (h_3 - h_2) \quad (4.11)$$

$$W^{princ} = \frac{W_s^{princ}}{\eta_{comp}^{princ}} \quad (4.12)$$

Flujo de calor cedido en el subenfriador.-

$$Q_{evap}^{sub} = (\varepsilon \dot{C})_{evap}^{sub} (T_{cond}^{princ} - T^{sal,sub}) \quad (4.13)$$

$$Q_{evap}^{sub} = \dot{m}_{ref}^{princ} (h_5 - h_6) \quad (4.14)$$

Flujo de calor ganado en la línea de succión.-

$$Q_{evap}^{perd,princ} = \dot{m}_{ref}^{princ} (h_2 - h_1) \quad (4.15)$$

Flujo de calor perdido en el compresor principal y en la línea de descarga.-

$$Q_{evap}^{perd, princ} + Q_W^{perd, princ} = \dot{m}_{ref}^{princ} (h_3 - h_4) \quad (4.16)$$

Flujo de calor ganado en el subenfriador (evaporador del subenfriador).-

$$Q_{evap}^{sub} = (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \varepsilon^{sub} (T_{cond}^{princ} - T_{evap}^{sub}) \quad (4.17)$$

$$Q_{evap}^{sub} = \dot{m}_{ref}^{sub} (h_9 - h_8) \quad (4.18)$$

Trabajo suministrado al compresor del subenfriador.-

$$W^{sub} = \dot{m}_{ref}^{sub} (h_{11} - h_{10}) \quad (4.19)$$

$$W^{sub} = \frac{\dot{W}_s^{sub}}{\eta_{comp}^{sub}} \quad (4.20)$$

Flujo de calor ganado en la línea de succión del subenfriador.-

$$Q_{evap}^{perd, sub} = \dot{m}_{ref}^{sub} (h_{10} - h_9) \quad (4.21)$$

Flujo de calor perdido en compresor y línea de descarga del subenfriador.-

$$Q_{evap}^{perd, sub} + Q_W^{perd, sub} = \dot{m}_{ref}^{sub} (h_{11} - h_{12}) \quad (4.22)$$

Flujo de calor perdido en el condensador .-

$$Q_{cond}^{princ} = (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T_{cond}^{entr, princ}) \quad (4.23)$$

$$Q_{cond}^{princ} = (\dot{m}_{ref}^{princ} + \dot{m}_{ref}^{sub}) (h_{13} - h_5) \quad (4.24)$$

Balace de energía del sistema principal y del sistema del subenfriador.-

$$\dot{m}_{ref}^{princ} (h_4 - h_{13}) = \dot{m}_{ref}^{sub} (h_{13} - h_{12}) \quad (4.25)$$

Entalpía de mezcla.-

$$h_{13} = \frac{(\dot{m}_{ref}^{princ} h_4 + \dot{m}_{ref}^{sub} h_{12})}{(\dot{m}_{ref}^{princ} + \dot{m}_{ref}^{sub})} \quad (4.26)$$

#### 4.2.2 Procedimiento de cálculo del COP<sub>total</sub>

Después de mostrar el modelo matemático para este sistema de refrigeración a continuación se describe el procedimiento seguido para calcular el correspondiente COP<sub>total</sub>, de acuerdo a como se expone en la ec. (4.6).

1. Los datos conocidos necesarios para aplicar la ec.(4.6) son:

$$Q_{evap}, T_{evap}^{entr,princ}, T_{cond}^{entr,princ}, (\varepsilon C)_{evap}^{princ}, (\varepsilon C)_{cond}^{princ}, CSD, \varepsilon_{evap}^{sub}, \eta_{comp}^{princ}, \eta_{comp}^{sub}, Q_{evap}^{perd,princ}, Q_{evap}^{perd,sub}, Q_{cond}^{perd,princ} + Q_W^{perd,princ}, Q_{cond}^{perd,sub} + Q_W^{perd,sub}$$

2. Cálculo de la temperatura de evaporación del sistema principal  $T_{evap}^{princ}$ . - Esta temperatura se obtiene a partir de la ec. (4.9) conociendo la eficiencia del evaporador; se despeja  $T_{evap}^{princ}$ .
3. Cálculo de la entalpía de líquido saturado  $h_5=h_8$  del condensador principal.- Se inicia una iteración a partir de la suposición  $T_{cond}^{princ} = T_{cond}^{entr,princ}$ . Con este valor supuesto de  $T_{cond}^{princ}$ , se calcula la entalpía  $h_5$  de líquido saturado, con la ayuda de las tablas de refrigerante saturado.
4. Cálculo de la entalpía  $h_6=h_7$  de líquido subenfriado.- Con el valor  $CSD = T_{cond}^{princ} - T^{sal,sub}$  y despejando  $T^{sub,sal}$ . Se calcula la entalpía  $h_6 = h_7$  de líquido subenfriado, con ayuda de las tablas de refrigerante saturado.

5. Cálculo del flujo másico del sistema principal  $m_{ref}^{princ}$  .- A partir de la ec. (4.10) se puede calcular el flujo másico de refrigerante del sistema principal,  $m_{ref}^{princ}$  .
6. Cálculo de la entalpía  $h_2$  de vapor sobrecalentado.- Se despeja y se calcula a partir de la ec. (4.15).
7. Cálculo de la entropía  $s_2=s_3$  de vapor sobrecalentado.- Esta entropía de vapor sobrecalentado se calcula a partir del valor conocido de la entalpía  $h_2$  y de la temperatura  $T_{evap}^{princ}$  , con ayuda de las tablas de vapor sobrecalentado.
8. Cálculo del calor de subenfriamiento  $Q_{evap}^{sub}$  .- Se calcula a partir de la ec. (4.14), sustituyendo los datos conocidos.
9. Cálculo de la temperatura de evaporación del subenfriador  $T_{evap}^{sub}$  .- Esta temperatura se calcula a partir de la ec. (4.17). Despejando y sustituyendo los datos conocidos.
10. Cálculo de la entalpía  $h_9$  y de la entropía  $s_9$  de vapor sobrecalentado.- Estos valores son calculados a partir de la temperatura  $T_{evap}^{sub}$  y las tablas de vapor saturado.
11. Cálculo del flujo másico del sistema de subenfriamiento  $m_{ref}^{sub}$  .- Este flujo másico se calcula con ayuda de la ec. (4.18), despejando y sustituyendo los datos conocidos.
12. Cálculo de la entalpía de vapor sobrecalentado  $h_{10}$ .- Este valor se calcula a partir de la ec. (4.21), despejando y sustituyendo los datos conocidos.
13. Cálculo de la entropía  $s_{10}=s_{11}$  de vapor sobrecalentado.- Esta entropía de vapor sobrecalentado se calcula a partir del valor conocido de la entalpía  $h_{10}$  y de la temperatura  $T_{evap}^{sub}$  , con ayuda de las tablas de vapor sobrecalentado.
14. Cálculo de la entalpía de vapor sobrecalentado  $h_3$ .- Este valor es calculado a partir de la temperatura  $T_{evap}^{princ}$  y de la entropía  $s_2=s_3$  con ayuda de las tablas de vapor sobrecalentado.
15. Cálculo de la entalpía de vapor sobrecalentado  $h_4$ .- Se calcula con la ayuda de la ec. (4.16), despejando y sustituyendo los datos conocidos.

16. Cálculo de la entalpía de vapor sobrecalentado  $h_{11}$ .- Este valor es calculado con la ayuda de las entropías  $s_{10}=s_{11}$  a la temperatura  $T_{evap}^{sub}$  y las tablas de vapor sobrecalentado.
17. Cálculo de la entalpía de vapor sobrecalentado  $h_{12}$ .- Este valor es calculado con ayuda de la ec. (4.22), despejando y sustituyendo los datos conocidos.
18. Cálculo de la entalpía de la mezcla de refrigerantes  $h_{13}$ .- Este valor se calcula a partir de la ec. (4.26), sustituyendo los datos conocidos.
19. Cálculo del calor de condensación  $Q_{cond}^{main}$  .- Este valor es calculado a partir de la ec. (4.24), sustituyendo los datos conocidos.
20. Cálculo del calor de condensación  $Q_{cond}'^{main}$  .- Este valor es calculado a partir de la ec. (4.23), sustituyendo los datos conocidos.
21. Comparación de los calores de condensación  $Q_{cond}^{princ}$  y  $Q_{cond}'^{princ}$  .- Estos valores son comparados. Si ambos valores coinciden,  $Q_{cond}^{princ} = Q_{cond}'^{princ}$  , se puede continuar con el punto 22. Si los valores  $Q_{cond}^{princ}$  y  $Q_{cond}'^{princ}$  no son iguales,  $Q_{cond}^{princ} \neq Q_{cond}'^{princ}$  , entonces el proceso iterativo se repite a partir del paso 2 aumentando la temperatura  $T_{cond}^{princ}$  .
22. Cálculo del trabajo del compresor del sistema principal  $W^{princ}$  .- Este es calculado a partir de la ec. (4.11), sustituyendo los datos conocidos.
23. Cálculo del trabajo del compresor del sistema de subenfriamiento  $W^{sub}$  .- Este es calculado a partir de la ec. (4.19), sustituyendo los valores conocidos.
24. Cálculo del COP<sub>total</sub> del sistema con subenfriamiento mecánico.- Este valor es calculado a partir de la ec. (4.5), sustituyendo los datos conocidos.

La figura 4.3 es un diagrama de flujo que muestra la manera en la que se deben resolver este conjunto de ecuaciones:

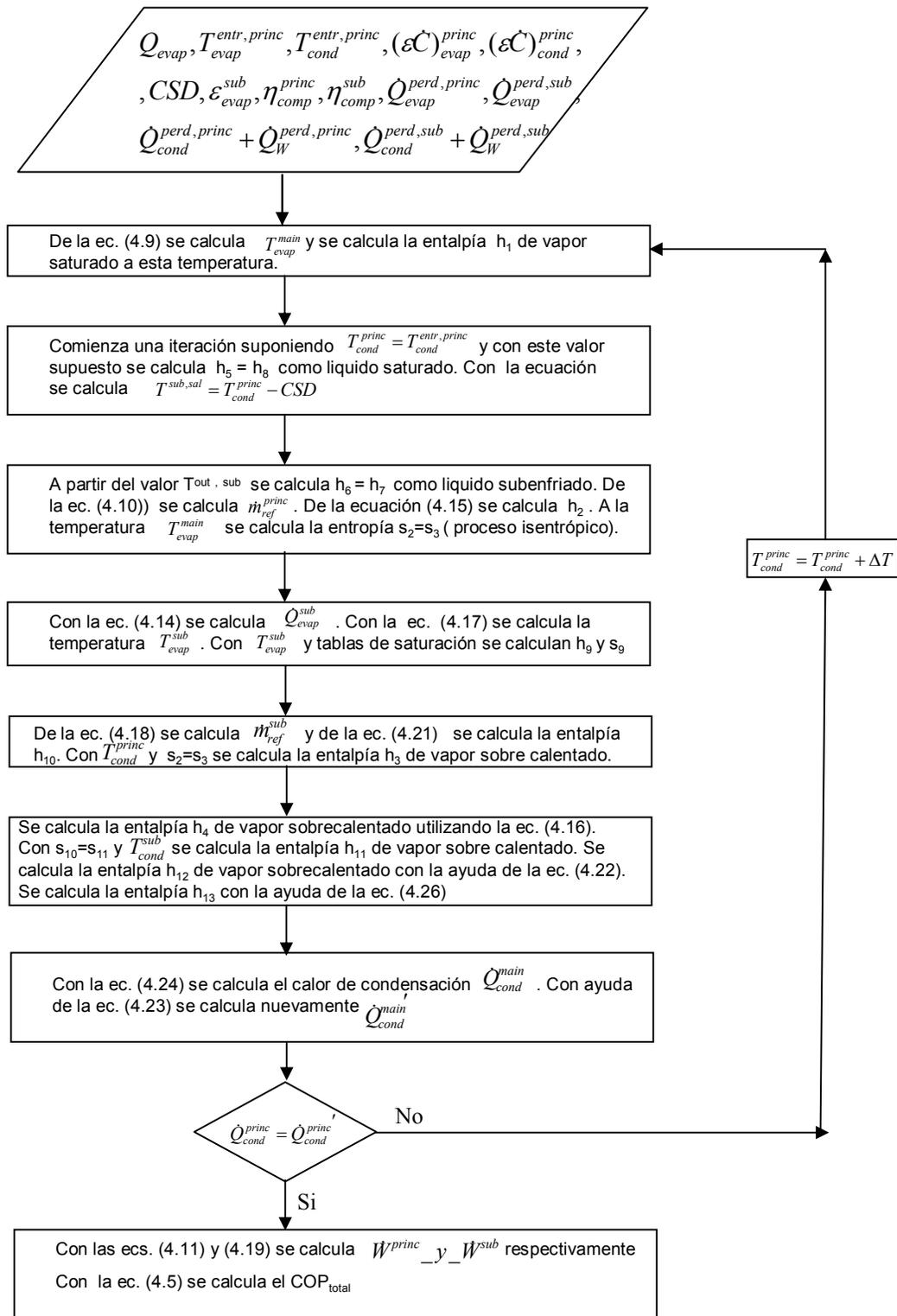


Fig 4.3. Diagrama de flujo para resolver el conjunto de ecuaciones que integran el modelo termodinámico.

4.3 Evaluación del COP.

La fig. (4.2) muestra que el refrigerante del sistema principal y el refrigerante del ciclo del subenfriador se mezclan para formar el estado 13, después de salir de sus respectivos compresores. La mezcla de refrigerantes intercambia calor en el condensador a una temperatura constante  $T_{cond}$ . Se puede deducir que el refrigerante de cada ciclo utiliza una fracción del área total del condensador para rechazar su calor. Para investigar la influencia de la fracción de área utilizada por cada refrigerante sobre el COP, se define un factor llamado factor de rechazo de calor del subenfriador como:

$$f_{rechazo} = \frac{(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{sub}}{(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} + (\dot{\epsilon}C)_{cond}^{sub}} \quad (4.27)$$

En donde el término  $(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} + (\dot{\epsilon}C)_{cond}^{sub}$  es la capacidad de intercambio térmico, en kW/K, del condensador  $(\dot{\epsilon}C)_{cond}$ . Las áreas individuales pueden expresarse en términos del área total como se muestra a continuación:

$$(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{sub} = f_{rechazo} (\dot{\epsilon}C)_{cond} \quad (4.28)$$

$$(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} = (1.0 - f_{rechazo}) (\dot{\epsilon}C)_{cond} \quad (4.29)$$

El comportamiento del sistema de subenfriamiento mecánico es controlado principalmente por la temperatura  $T_{evap}^{sub}$  del subenfriador, según lo reportado por Thornton et. al. [6]. Despreciando las pérdidas de calor con el ambiente, un balance de energía en el sistema del subenfriador, muestra que la cantidad de subenfriamiento desarrollado por en el sistema principal debe ser necesariamente igual al incremento de calor en el evaporador del sistema del subenfriador. El calor agregado al evaporador del subenfriador tiene que ser rechazado en el condensador, al costo de un trabajo suministrado al compresor del subenfriador. Se enfatiza que existe una temperatura óptima de subenfriamiento, en la cual el  $COP_{total}$  del ciclo es máximo. Esta temperatura óptima se encuentra desarrollando un modelo del sistema dependiente de temperaturas. Para desarrollar este modelo, se toman en cuenta las siguientes consideraciones [6]:

- Los ciclos principal y de subenfriamiento, intercambian calor con el sumidero a temperatura  $T_{cond}^{princ}$ .
- La adición de calor al ciclo de subenfriamiento ocurre a la temperatura  $T_{evap}^{sub}$ , que es una temperatura intermedia ( $T_{evap}^{entr} \leq T_{evap}^{sub} \leq T_{cond}^{entr}$ )
- No intercambia calor con los alrededores.
- El trabajo específico del compresor del sistema principal no se modifican a causa del subenfriamiento desarrollado.
- Los estados térmicos de referencia a la salida del condensador y del evaporador del sistema principal no son afectados con la cantidad de subenfriamiento desarrollado.
- Se asume que la compresión y la expansión en ambos sistemas son isentrópicas.

Si no se desarrolla subenfriamiento para el sistema principal, el COP del sistema principal se escribe como [7]:

$$COP^{main} = \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{\dot{W}^{princ}} = \frac{T_{evap}^{princ}}{T_{cond} - T_{evap}^{princ}} = \frac{T_{evap}^{entr} - (\Delta T_m)}{(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{entr}) + (\Delta T_m)} \quad (4.30)$$

Para el sistema del subenfriador que opera entre las temperaturas  $T_{cond}^{entr}$  y  $T_{cond}$ , se tiene el COP como [7]:

$$COP_C^{sub} = \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{\dot{W}^{sub}} = \frac{T_{evap}^{sub}}{T_{cond} - T_{evap}^{sub}} = \frac{T_{cond} - (\Delta T_s)}{(T_{cond}^{entr} - T_{cond}) + (\Delta T_s)} \quad (4.31)$$

El  $COP_{total}$  del sistema se expresa como la capacidad total de refrigeración dividida por la potencia total. La capacidad total la conforma la capacidad del sistema principal sin subenfriamiento  $\dot{Q}_{evap}^{princ}$ , y el incremento en la capacidad del sistema principal, debida al subenfriamiento  $\dot{Q}_{evap}^{sub}$ . La potencia total del sistema es conformada por la suma del trabajo del compresor principal más el trabajo del compresor del sistema de subenfriamiento. Por lo que queda expresado como:

$$COP_{total} = \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{sub}}{W^{princ} + W^{sub}} \quad (4.32)$$

Después de manipular las ecuaciones mostradas anteriormente, se tiene una expresión del COP total del sistema en función de la temperatura  $T_{evap}^{sub}$  y otras variables que fue desarrollada por [7] :

$$COP_{total} = \frac{1 + X(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{sub})}{\frac{(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{entr}) + \Delta T_m}{T_{evap}^{entr} - \Delta T_m} + \frac{X(T_{cond}^{sub} - T_{evap}^{sub})(\Delta T_s)}{T_{cond}^{entr} - (\Delta T_s)}} \quad (4.33)$$

El parámetro X esta definido como la medida del tamaño relativo y desempeño del subenfriador, expresado como:

$$X = \frac{(\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub}}{Q_{evap}^{princ, nosub}} \quad (4.34)$$

Las otras variables de la ecuación (4.33) están representadas por las siguientes ecuaciones [7]:

$$\Delta T_m = Q_{evap}^{princ} \left[ \frac{1}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ}} + \frac{1}{(1.0 - f_{rechazo})(\varepsilon\dot{C})_{cond}} \right] \quad (4.35)$$

$$\Delta T_s = Q_{evap}^{sub} \left[ \frac{1}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{sub}} + \frac{1}{(f_{rechazo})(\varepsilon\dot{C})_{cond}} \right] \quad (4.36)$$

$$T_{cond}^{princ} = T_{cond}^{entr} + \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{(1.0 - f_{rechazo})(\varepsilon\dot{C})_{cond}} \left[ \frac{T_{cond}^{entr}}{T_{evap}^{entr, princ} - \Delta T_m} \right] \quad (4.37)$$

$$\Delta TT_s = \Delta T_s + (T_{cond}^{entr} - T_{cond}) \quad (4.38)$$

La ec. (4.33) considera pérdidas en todos los intercambiadores. Cuando  $(\dot{\mathcal{E}}C)_{evap}^{princ}$ ,  $(\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{princ}$ ,  $(\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{sub}$  son considerados muy grandes, se obtiene lo siguiente

$$\Delta T_m = 0 \quad (4.39)$$

$$\Delta T_s = \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\dot{\mathcal{E}}C)_{evap}^{sub}} = (T_{cond} - T_{evap}^{sub}) \quad (4.40)$$

$$T_{cond}^{princ} = T_{cond}^{entr} \quad (4.41)$$

$$\Delta TT_s = \Delta T_s \quad (4.42)$$

Con estas consideraciones se obtiene la ecuación que considera pérdidas únicamente en el subenfriador ec. (4.3), que es la ecuación encontrada por Thornton [6]:

$$COP_{total} = \frac{1 + X(T_{cond}^{princ} - T_{evap}^{sub})}{\frac{[(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{entr,princ})]}{[(T_{evap}^{entr,princ})]} + \frac{[X(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{sub})^2]}{[T_{evap}^{sub}]}} \quad (4.43)$$

El diseño de los sistemas de refrigeración con subenfriamiento mecánico involucra una adecuada selección de las características físico-térmicas de los fluidos y de tamaño de los intercambiadores de calor. La eficiencia  $\varepsilon$  de los intercambiadores de calor representa el área de intercambio de calor. El producto  $(\dot{\mathcal{E}}C)$  de los intercambiadores de calor del sistema es una característica muy cara y determina el costo total del sistema. El incremento de esta característica incrementa el desempeño del sistema pero también incrementa su costo; por lo que existe un compromiso de tener un balance entre el costo inicial del sistema y el costo de operación. El área total de intercambio de calor en el sistema puede ser definido en término del parámetro llamado inventario térmico, que se muestra a continuación:

$$k^{princ} = (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} + (\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ} \quad (4.44)$$

La definición de la temperatura de saturación reducida del subenfriador  $\theta$

$$\theta = \frac{T_{evap}^{sub} - T_{evap}^{princ}}{T_{cond}^{princ} - T_{evap}^{princ}} \quad (4.45)$$

La figura 4.4 muestra una grafica del COP en función de la temperatura de saturación reducida del subenfriador  $\theta$  y del parámetro  $k^{princ}$ . Los valores graficados fueron obtenidos resolviendo el modelo termodinámico mostrado en la ecuación (4.33) para los siguientes datos de entrada:  $T_{evap}^{entr,princ} = 0^\circ C$ ,  $T_{cond}^{entr,princ} = 40^\circ C$ ,  $\eta_{comp}^{princ} = 1$ ,  $\eta_{comp}^{sub} = 1$ ,  $(mC_p)_{ref}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub} = 0.28kW / K$  y  $Q_{evap}^{princ} = 25kW$ . Se observa que con el incremento del parámetro  $k^{princ}$ , el coeficiente de operación COP también se incrementa; esto se debe a que el incremento de  $k^{princ}$  reduce las irreversibilidades debidas a la transferencia de calor en los intercambiadores de calor del sistema, por lo que se incrementa el desempeño del sistema.

En la figura 4.5 se muestran las graficas del comportamiento de las diversas temperaturas que intervienen en el sistema ante la variación del parámetro  $\theta$ . Se observa que las temperaturas  $T_{cond}^{princ}$  y  $T_{cond}^{entr,princ}$  permanecen constantes y que la única que varía es  $T_{sub}$ .

La influencia de  $\varepsilon C_{cond}$  y  $k^{princ}$  sobre el  $COP_{total}$ , se muestra en la figura 4.6 a través del parámetro  $f_h$

$$f_h = \frac{(\varepsilon\dot{C})_{cond}}{(\varepsilon\dot{C})_{cond} + (\varepsilon\dot{C})_{evap}} = \frac{(\varepsilon\dot{C})_{cond}}{k^{princ}} \quad (4.46)$$

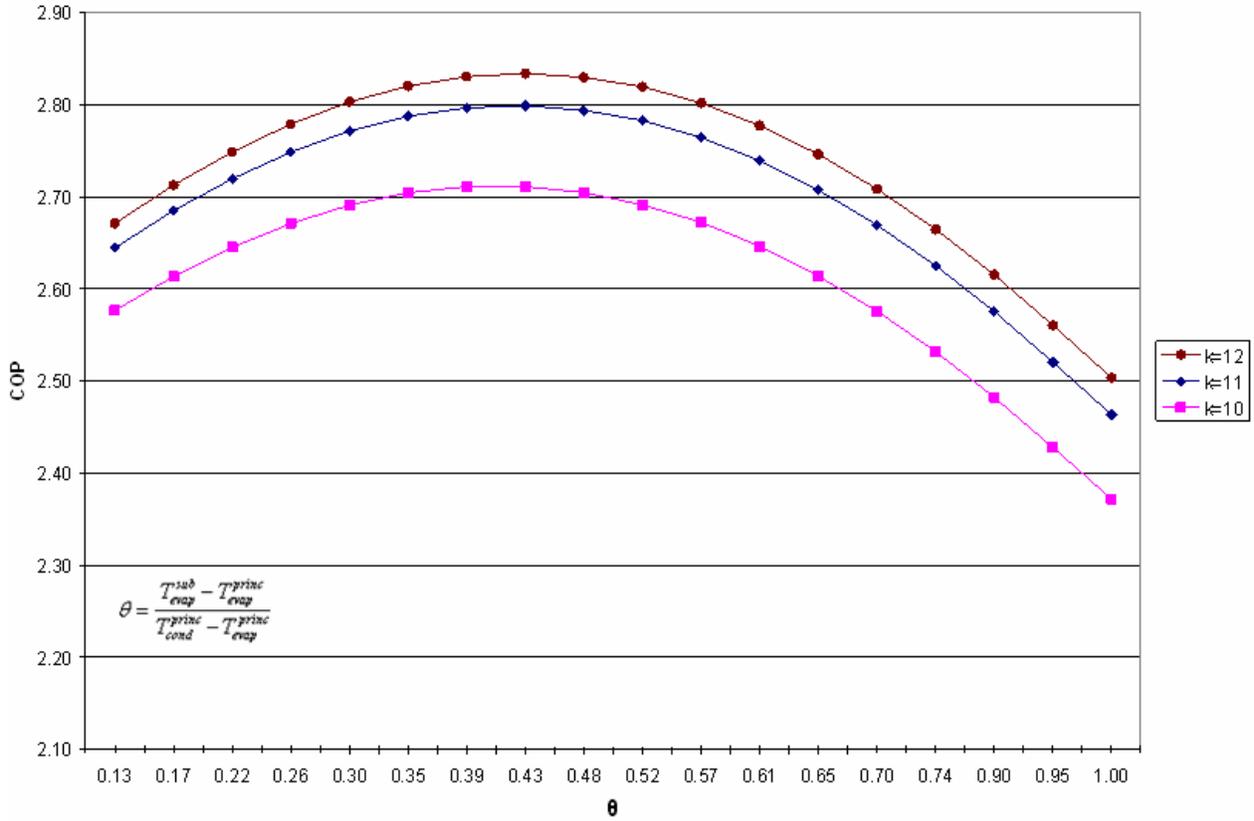


Fig 4.4. Comportamiento del COP en función del parámetro  $\theta$

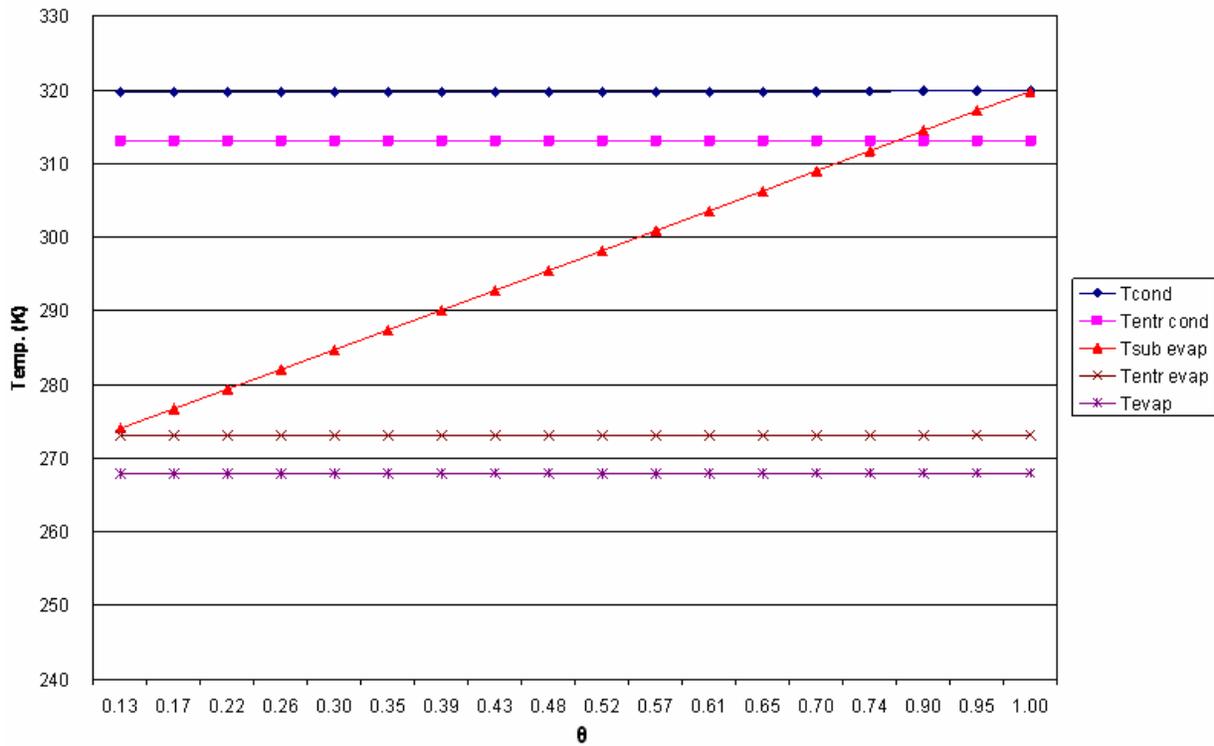


Fig 4.5. Comportamiento de las temperaturas que intervienen en el sistema en función de  $\theta$ .

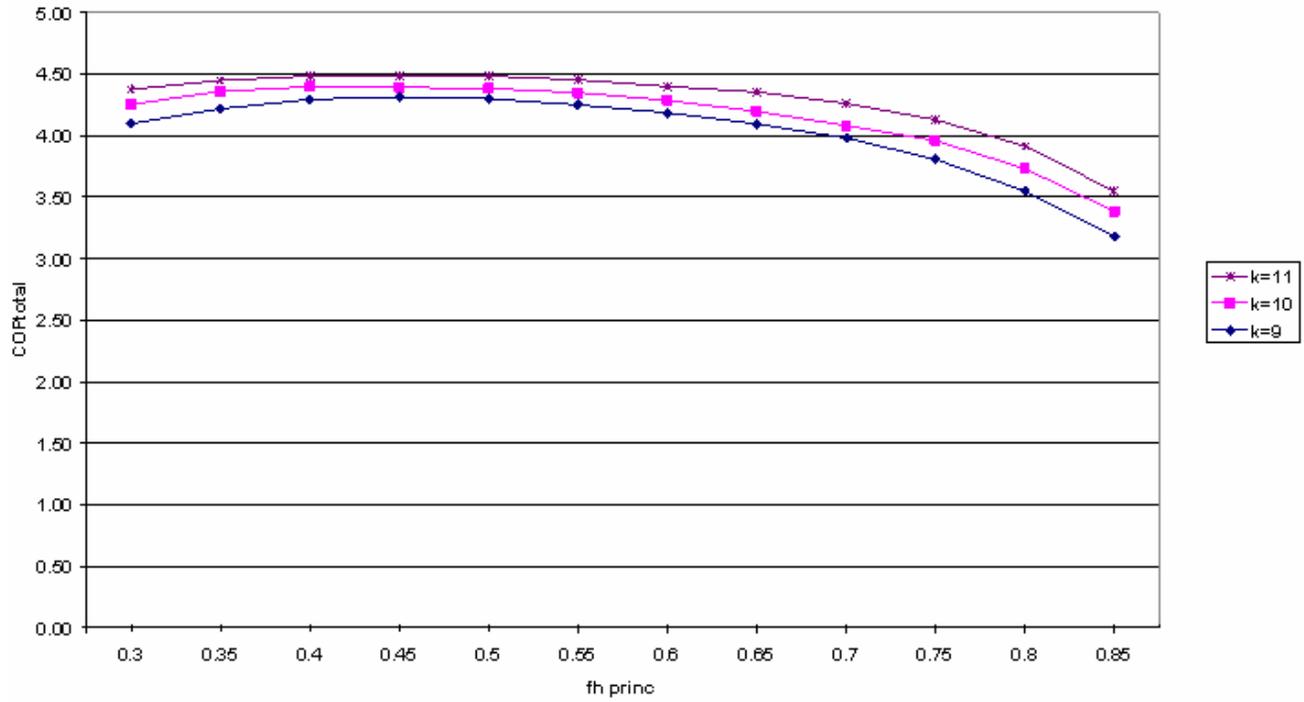


Fig 4.6. Comportamiento del COP en función del parámetro  $f_h = (\dot{\epsilon}C)_{cond}/k$

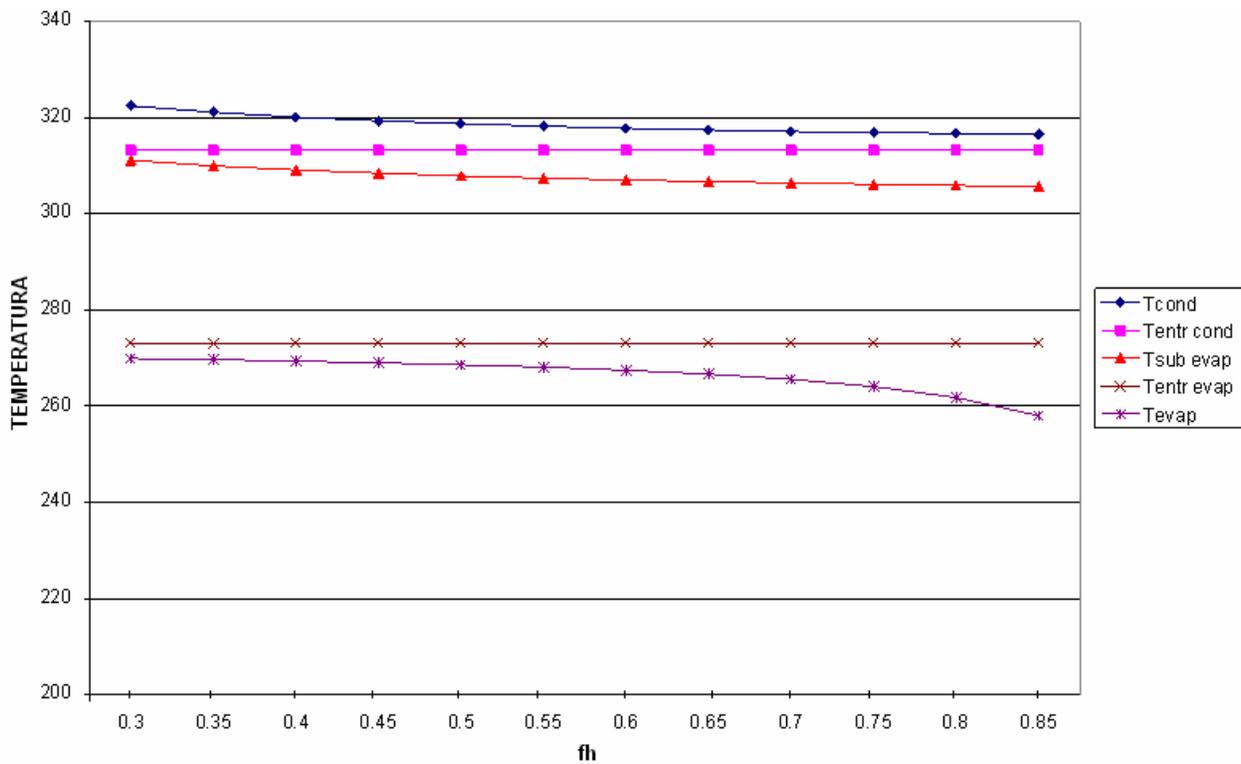


Fig 4.7. Comportamiento de las temperaturas que intervienen en el sistema en función de

$$f_h = (\dot{\epsilon}C)_{cond}/k$$

Estas graficas se trazaron con los datos generados del modelo termodinámico a partir de los datos de entrada:  $Q_{evap}^{princ} = 25kW$ ,  $T_{evap}^{entr,princ} = 0^\circ C$ ,  $T_{cond}^{entr,princ} = 40^\circ C$ ,  $\eta_{comp}^{princ} = 1$ ,  $\eta_{comp}^{sub} = 1$ ,  $k = 11kW/K$ . Se observa para todos los casos de k, el  $COP_{total}$  es máximo para  $f_h$  entre 0.45 y 0.55 y que a mayores valores de k, el  $COP_{total}$  aumenta.

En la figura 4.7 se grafican las diferentes temperaturas que intervienen en el sistema en función del parámetro  $f_h = (\varepsilon C)_{cond}/k$ . Estas graficas se han trazado para un valor de  $(mC_p)_{ref}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub} = 0.28kW/K$ . Se observa que la diferencia entre las temperaturas  $T_{cond}^{princ}$  y  $T_{cond}^{entr,princ}$  es mayor cuando  $f_h$  aumenta, por lo que la transferencia de calor en el condensador ocurre a una mayor diferencia de temperatura, que resulta en el incremento de pérdidas por irreversibilidades debidas a este proceso. Ocurre lo contrario cuando el parámetro  $f_h$  disminuye. Cuando el parámetro  $f_h$  aumenta, la diferencia de temperaturas entre  $T_{evap}^{princ}$  y  $T_{evap}^{entr,princ}$  también se incrementa por lo que la transferencia de calor en el evaporador ocurre a un mayor diferencia de temperaturas, provocando que las pérdidas por irreversibilidades se incrementen. Cuando  $f_h = 0.55$ , la diferencia de temperaturas en el evaporador y el condensador es mínima, por lo que el  $COP_{total}$  es máximo. La transferencia de calor en el subenfriador ocurre a una diferencia de temperatura entre las temperaturas  $T_{cond}^{entr,princ}$  y  $T_{evap}^{sub}$  casi constante para cualquier valor de  $f_h$ .

# CAPÍTULO

# 5

---

**ANALISIS DE RESULTADOS**

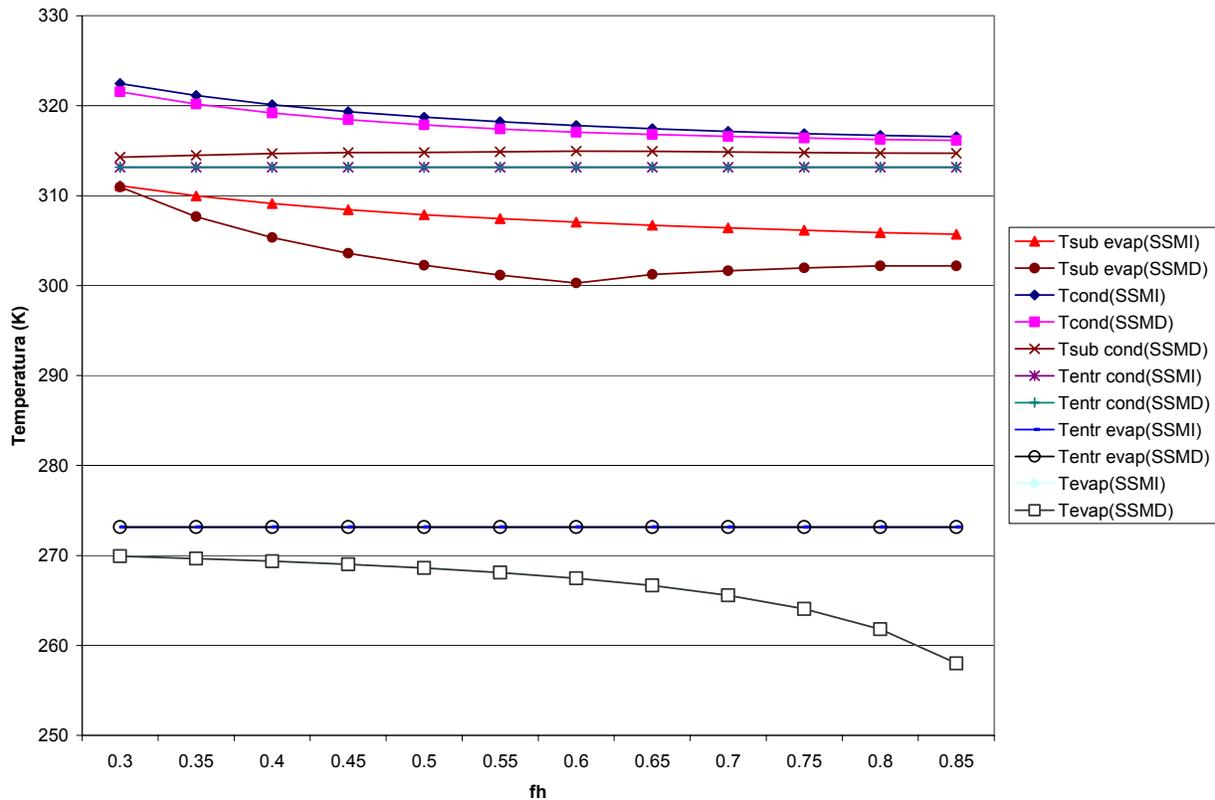
En este capítulo se describen las diferencias físicas y termodinámicas que existen entre los modelos de subenfriamiento mecánico que se estudiaron en los capítulos 3 y 4. Se evalúan los distintos modelos para obtener el comportamiento en base a una serie de datos que permiten observar las diferencias que existen entre ellos, con respecto al COP. Con los datos obtenidos de esa evaluación, se pueden dar recomendaciones para hacer un mejor empleo de la energía en los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor.

### 5.1 Diferencias entre los sistemas con subenfriamiento mecánico.

Tomando como base los capítulos 3 y 4, en los que se describieron físicamente los sistemas de refrigeración con subenfriamiento mecánico dedicado e integrado, es evidente que la diferencia principal entre estos sistemas con subenfriamiento mecánico está en el condensador. El sistema de subenfriamiento mecánico dedicado cuenta con dos condensadores, uno para el ciclo principal y uno para el ciclo de subenfriamiento, mientras que en el sistema de subenfriamiento mecánico integrado solo se tiene un condensador para servir tanto al sistema principal como al sistema del subenfriador. Como una consecuencia de utilizar un condensador para ambos ciclos en el sistema integrado se tiene la necesidad de utilizar un recibidor en el que se deposita el refrigerante condensado de todo el sistema. También en el sistema integrado se tiene una sola línea de líquido que intercambia calor con los alrededores, a diferencia del sistema integrado que cuenta con dos líneas de líquido que intercambian calor con los alrededores. Por otro lado, en el sistema dedicado existe la posibilidad de utilizar un refrigerante en el ciclo principal y un refrigerante distinto en el ciclo de subenfriamiento mientras que en el sistema integrado se usa el mismo refrigerante en ambos sistemas. El efecto de utilizar distintos refrigerantes en el sistema dedicado no fue analizado en este trabajo.

Hasta ahora se han visto y comentado las diferencias físicas evidentes entre ambos sistemas. A continuación se muestra el comportamiento de las temperaturas que intervienen en el ambos sistemas. Para esta comparación se resolvieron los modelos termodinámicos mostrados en los capítulos anteriores para los siguientes valores  $T_{evap}^{entr, princ} = 0^\circ C$ ,  $T_{cond}^{entr, princ} = 40^\circ C$ ,  $\eta_{comp}^{princ} = 1$ ,  $\eta_{comp}^{sub} = 1$ ,  $(mC_p)_{ref}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub} = 0.28 kW / K$ ,  $Q_{evap}^{princ} = 25 kW$  y  $12^\circ C$  de subenfriamiento. En la figura

5.1 se observa que las temperaturas  $T^{\text{entr}}_{\text{cond}}$ ,  $T_{\text{evap}}$  y  $T^{\text{entr}}_{\text{evap}}$  permanecen con los mismos valores para ambos sistemas. Las temperaturas  $T_{\text{cond}}$  y  $T^{\text{sub}}_{\text{evap}}$  varían en ambos sistemas en función de  $f_h$ . El comportamiento de estas temperaturas se observan de forma particular en la figura 5.2.



**Figura 5.1** Comportamiento de las distintas temperaturas en los sistemas de subenfriamiento.

Se observa que la temperatura  $T_{\text{cond}}$  disminuye cuando el parámetro  $f_h$  aumenta. Esto se explica porque el tamaño del condensador aumenta cuando  $f_h$  se acerca a 1 y el intercambio de calor dentro de este sucede a una menor diferencia de temperaturas, sucede lo contrario cuando  $f_h$  tiende a 0, debido a que el intercambio de calor en el condensador sucede a una mayor diferencia de temperaturas. Respecto a la temperatura  $T^{\text{sub}}_{\text{evap}}$ , se observa que para el sistema de subenfriamiento integrado esta desciende gradualmente en dirección del incremento de  $f_h$ , pero en el caso del sistema de subenfriamiento dedicado, esta temperatura llega a tener un mínimo cuando el parámetro  $f_h$  es del orden de 0.6, en donde el producto  $\varepsilon C_{\text{cond}}^{\text{main}}$  es ligeramente mayor al producto  $\varepsilon C_{\text{evap}}^{\text{main}}$ .

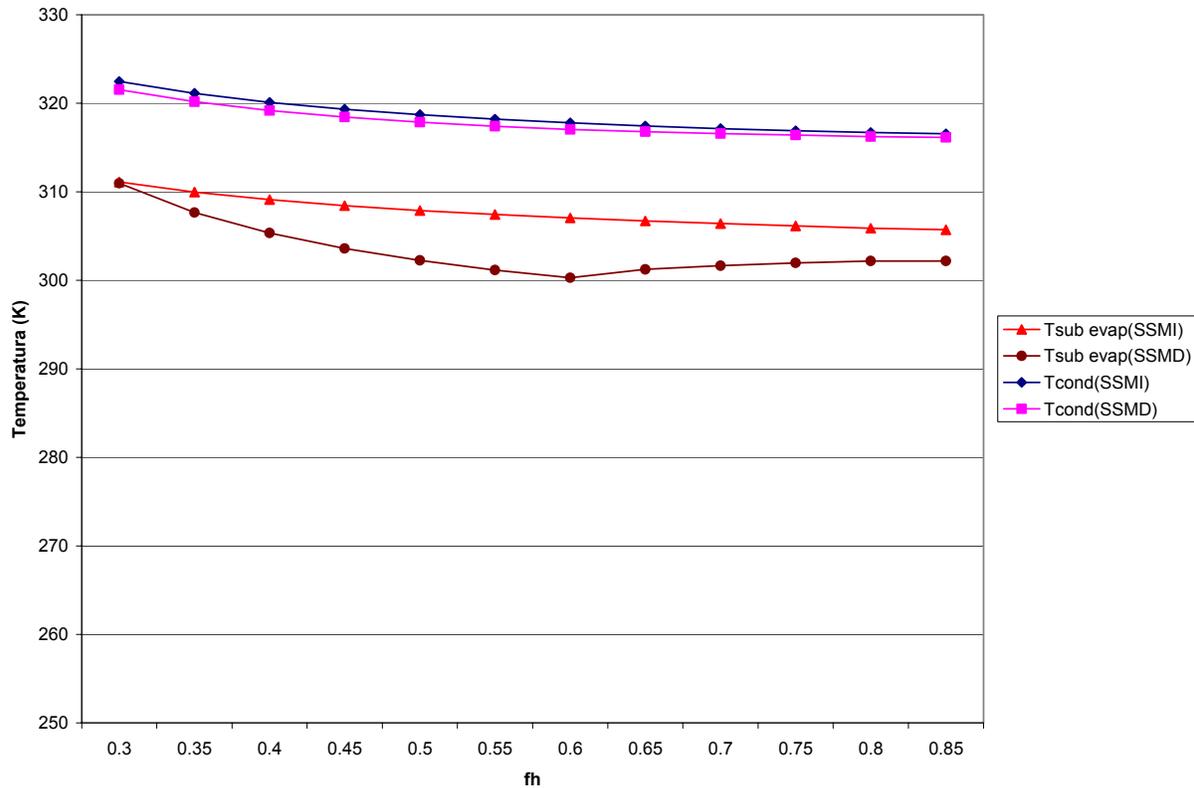
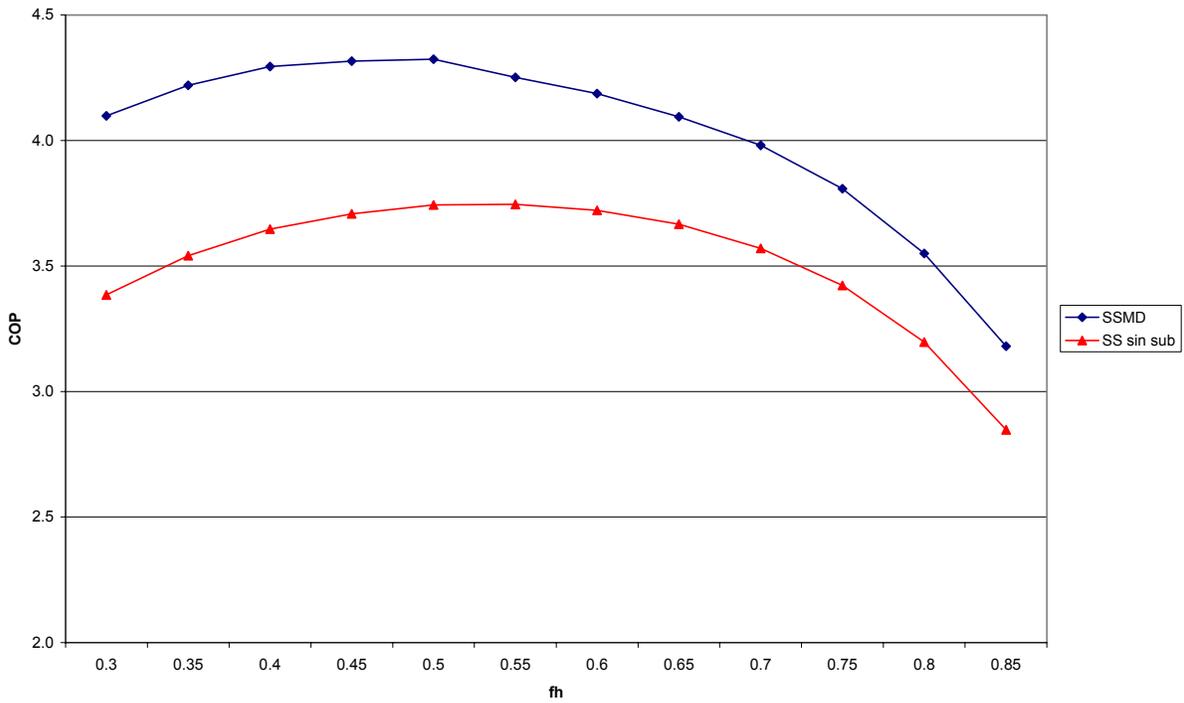


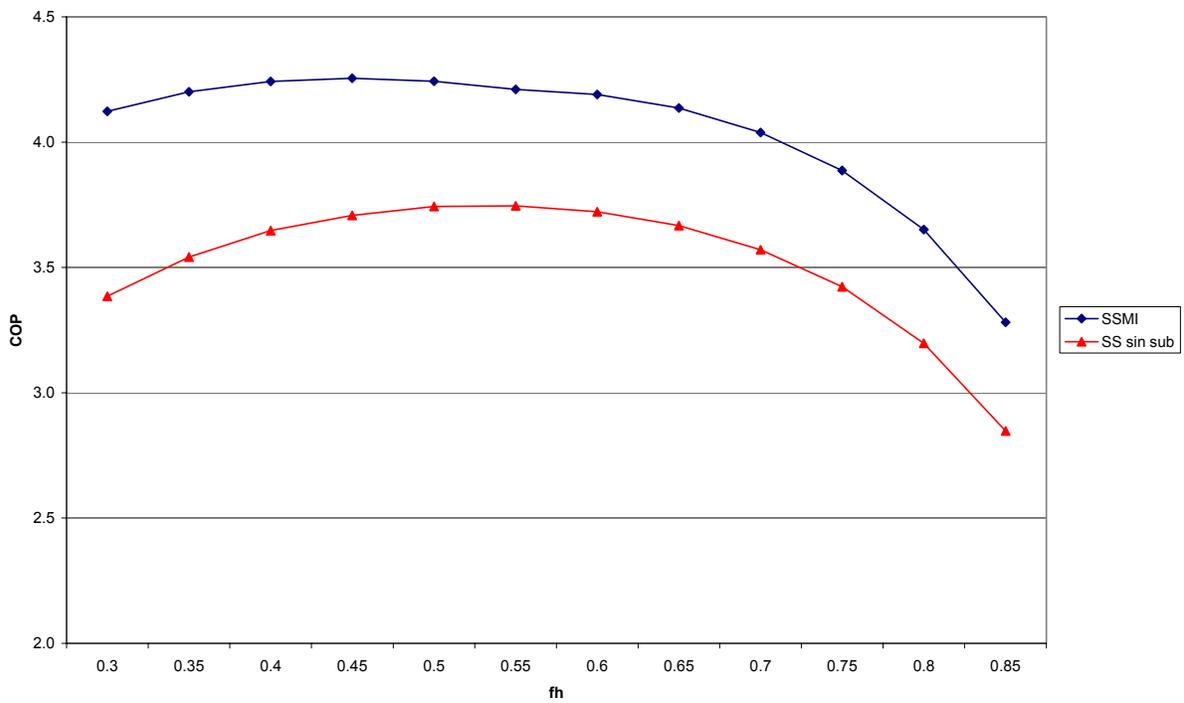
Figura 5.2 Comportamiento de las temperaturas  $T_{cond}$  y  $T_{sub_{evap}}^{sub}$  en los sistemas de subenfriamiento.

## 5.2 Comparación del COP.

Para realizar la comparación del COP se utilizaron parte de los cálculos realizados en los capítulos anteriores. Las gráficas que se analizan fueron realizadas para 12 °C de subenfriamiento con los siguientes parámetros:  $T_{evap}^{entr, princ} = 0^{\circ} C$ ,  $T_{cond}^{entr, princ} = 40^{\circ} C$ ,  $\eta_{comp}^{princ} = 1$ ,  $\eta_{comp}^{sub} = 1$ ,  $(mC_p)_{ref}^{princ} \epsilon_{evap}^{sub} = 0.28kW / K$ ,  $Q_{evap}^{princ} = 25kW$ ,  $K=9$  para el sistema sin subenfriamiento, y para los sistemas con subenfriamiento mecánico dedicado y con subenfriamiento mecánico integrado. Comenzando con la comparación del COP para los sistemas con subenfriamiento mecánico. La figura 5.3 muestra la comparación del COP entre el sistema sin subenfriamiento y el sistema con subenfriamiento mecánico dedicado, en función de  $f_h$  y se observa que el COP para el SSMD es mayor que para el sistema sin subenfriamiento. Este resultado ya se esperaba, debido a que anteriormente se observó que los sistemas con subenfriamiento mecánico consumen menor cantidad de trabajo para obtener la misma cantidad de enfriamiento  $Q_{evap}$ , debido al subenfriamiento suministrado.



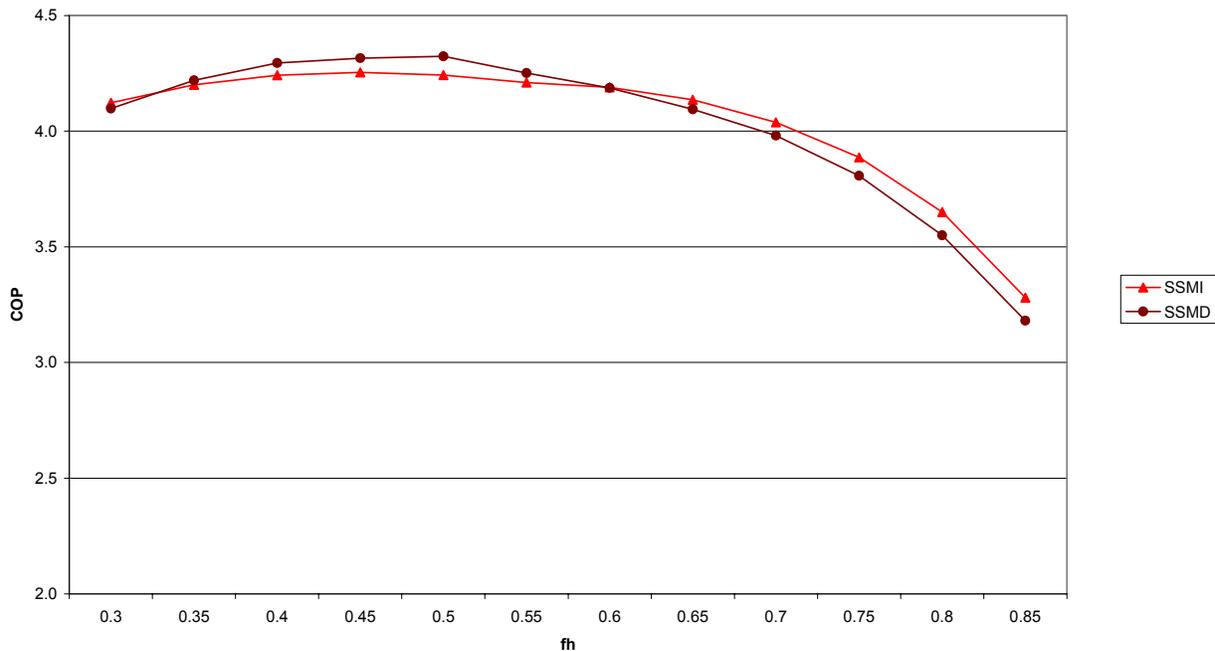
**Figura 5.3** Comparación del COP entre el sistema simple y el SSMD para  $k=9$



**Figura 5.4** Comparación del COP entre el sistema simple y el SSMI para  $k=9$

En la figura 5.4 se hace la comparación del COP entre el sistema sin subenfriamiento y el

sistema SSMI. Se observa que el COP del SSMI es mayor que COP del sistema simple debido al menor consumo de trabajo que el sistema con subenfriamiento mecánico requiere para obtener la misma cantidad de enfriamiento  $Q_{\text{evap}}$ .



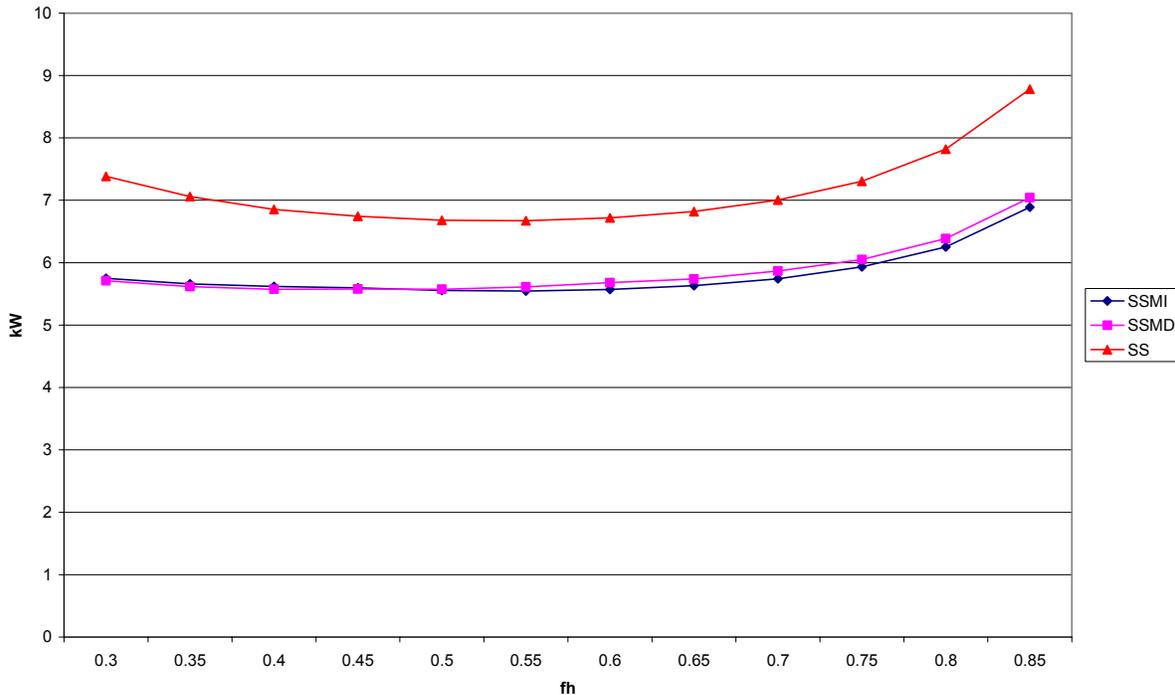
**Figura 5.5** Comparación del COP entre el SSMI y el SSMD para  $k=9$ .

La figura 5.5 es una comparación del COP para los sistemas con subenfriamiento mecánico integrado y dedicado. Se puede observar que el comportamiento del COP para ambos sistemas es muy parecido y mantienen una tendencia similar en función del parámetro  $f_h$ . De esta figura se ve que de los dos sistemas comparados, ninguno es mejor que el otro. Ambos sistemas ofrecen una mejora sustancial en el COP del sistema en comparación con el sistema sin subenfriamiento.

### 5.3 Análisis del uso de la Energía.

Para realizar el análisis del uso de la energía en los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor, se realizó una comparación del sistema sin subenfriamiento mecánico con los SSMI y SSMD en relación al trabajo consumido por cada sistema para desarrollar una misma cantidad de enfriamiento  $Q_{\text{evap}}$ . Se utilizaron los modelos termodinámicos

mostrados en los capítulos 2, 3 y 4 para hacer esta comparación y fueron resueltos para los siguientes datos de entrada:  $T_{evap}^{entr, princ} = 0^{\circ}C$ ,  $T_{cond}^{entr, princ} = 40^{\circ}C$ ,  $\eta_{comp}^{princ} = 1$ ,  $\eta_{comp}^{sub} = 1$ ,  $(mC_p)_{ref}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub} = 0.28kW / K$   $Q_{evap}^{princ} = 25kW$  y  $K=9$ .

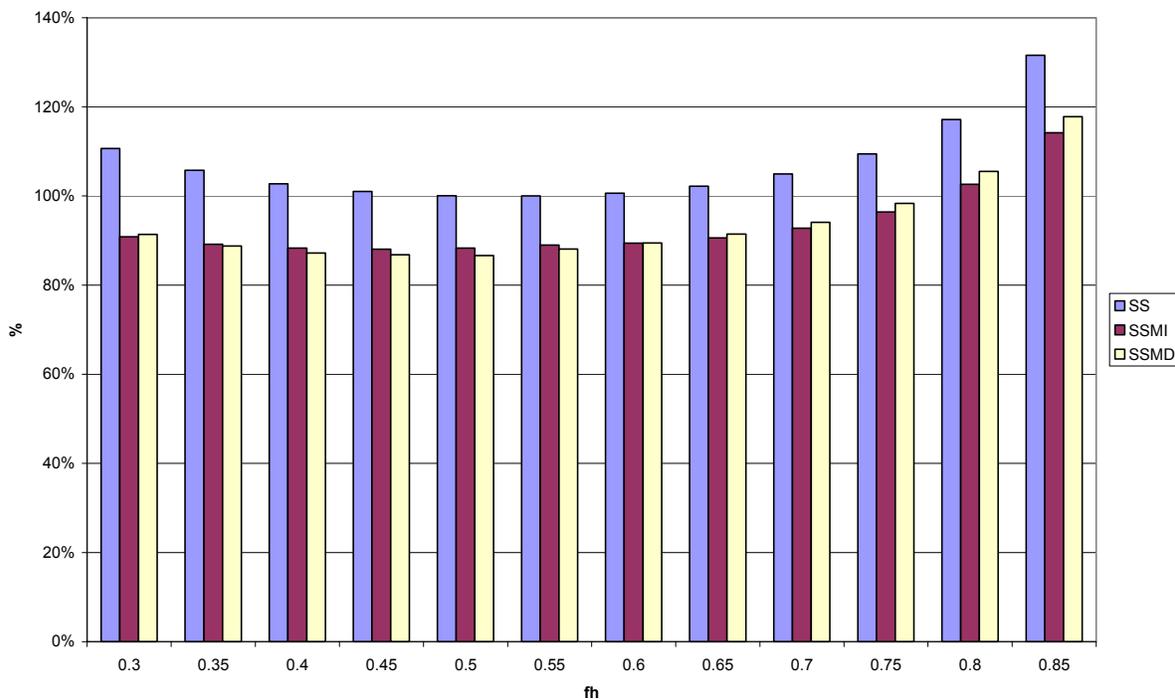


**Figura 5.6** Comportamiento del trabajo en los sistemas de subenfriamiento.

En la figura 5.6 se observa que el trabajo llega a tener un valor mínimo cuando el parámetro  $f_h$  se encuentra entre los valores 0.5 y 0.55 para los tres sistemas. Por otro lado para los sistemas con subenfriamiento mecánico, el trabajo consumido es casi el mismo para valores de  $f_h$  menores de 0.55, mientras que para valores  $f_h$  mayores de 0.55 el trabajo comienza a incrementar de forma más perceptible. Esto permite ver que cuando el producto  $mC_p$  en el condensador es más grande que el evaporador el consumo de energía es menor. Cuando se hace la comparación del trabajo contra un sistema sin subenfriamiento ambos sistemas con subenfriamiento mecánico ofrecen un menor consumo de trabajo que significa menor consumo de energía.

En la figura 5.7 se muestra una grafica en la que se toma como referencia el trabajo mínimo requerido por el sistema sin subenfriamiento en función del parámetro  $f_h$ , obtenido en la

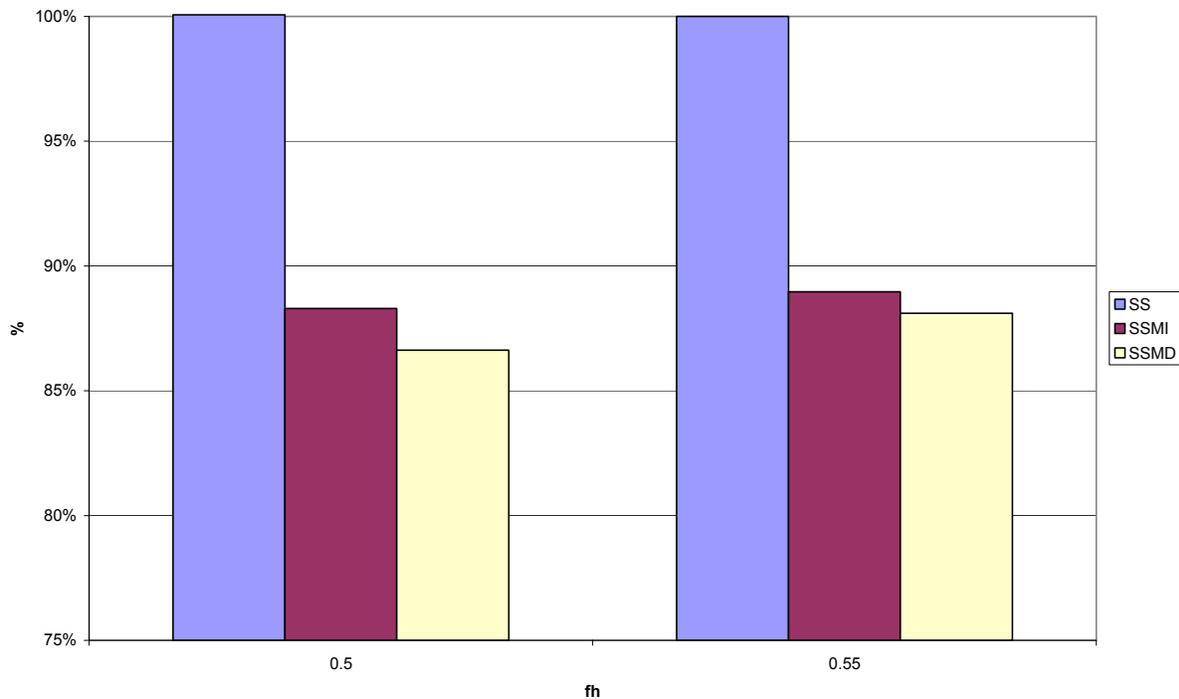
figura 5.6, para obtener una carga de enfriamiento de  $Q_{\text{evap}}=25$  kW, donde para el valor  $f_h = 0.55$  el valor del trabajo  $W= 6.67$  kW. Con este punto como referencia, que es tomado como el 100% para esa carga térmica, se hace una comparación con los trabajos en los puntos de los valores  $f_h$  por debajo y por encima del valor referencia para el SS, SSMD y SSMI. Se observa que en el punto  $f_h = 0.55$  los porcentajes de trabajo para los SSMI y SSMD son menores, con valor de 89% para el SSMI y 88.1% para el SSMD. Esto significa un menor uso de energía en 10% para ambos sistemas de subenfriamiento mecánico, en comparación con el sistema sin subenfriamiento. Estos resultados pueden verse más claramente en la figura 5.5 en donde se separan los porcentajes de consumo de trabajo para el valor  $f_h =0.55$ .



**Figura 5.7** Porcentajes de consumo de energía tomando como referencia el trabajo consumido por el sistema simple en el punto  $f_h =0.55$  y  $k=9$ .

Continuando con las comparaciones en relación a la mejora que se obtiene al utilizar subenfriamiento mecánico en el sistema de refrigeración con subenfriamiento mecánico, en la figura 5.8 se tiene una grafica en la que se toma como referencia el COP del sistema sin subenfriamiento cuando  $f_h =0.55$ , por ser el punto en el que se obtuvo mejor COP para el sistema sin subenfriamiento, para ser comparado con el COP de los sistemas con subenfriamiento mecánico y saber en que porcentaje se logra una mejoría de este parámetro. Se observa que para los valores  $f_h = 0.5$  y  $0.55$  los sistemas con subenfriamiento mecánico tienen una mejoría de hasta

15% en el COP con relación al punto tomado como referencia. Los puntos  $f_h = 0.5$  y  $0.55$  en los que los porcentajes de mejoría alcanzan 14 y 15% se muestran en la figura 5.7. Se puede observar que la mejoría del COP es mayor en el punto  $f_h = 0.5$ .

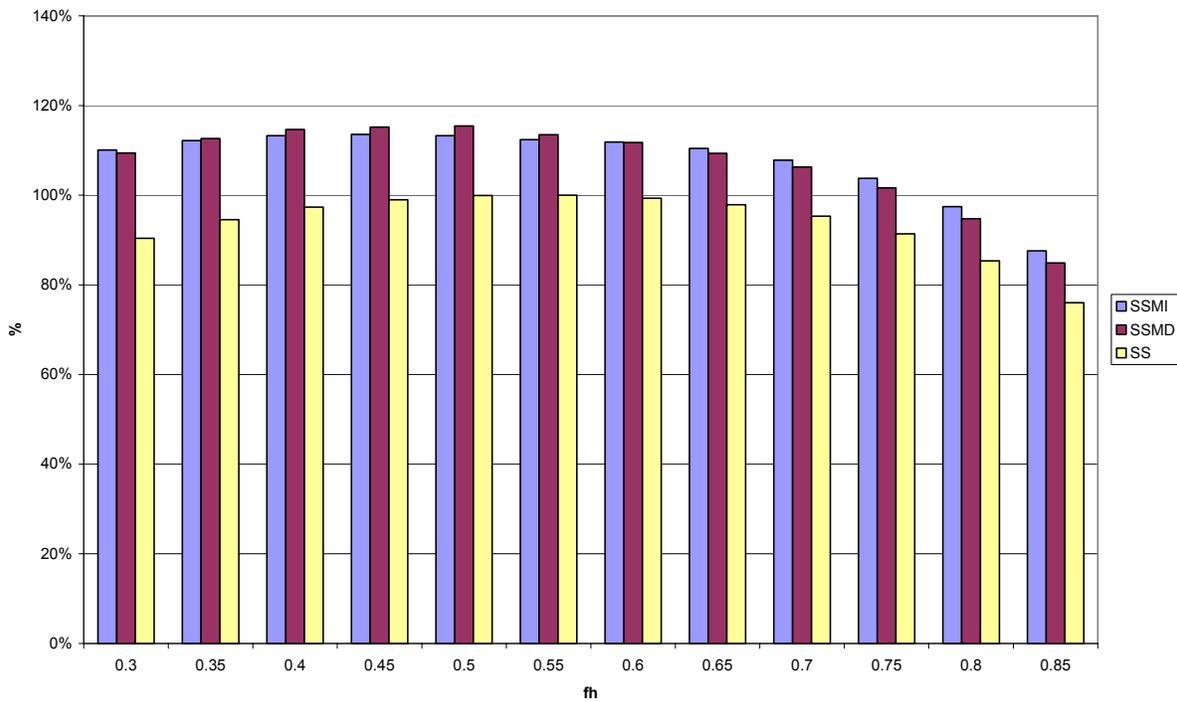


**Figura 5.8** Ampliación de los porcentajes de mejoría del COP en comparación con el COP de referencia para un sistema simple en los puntos  $f_h = 0.5$  y  $f_h = 0.55$ .

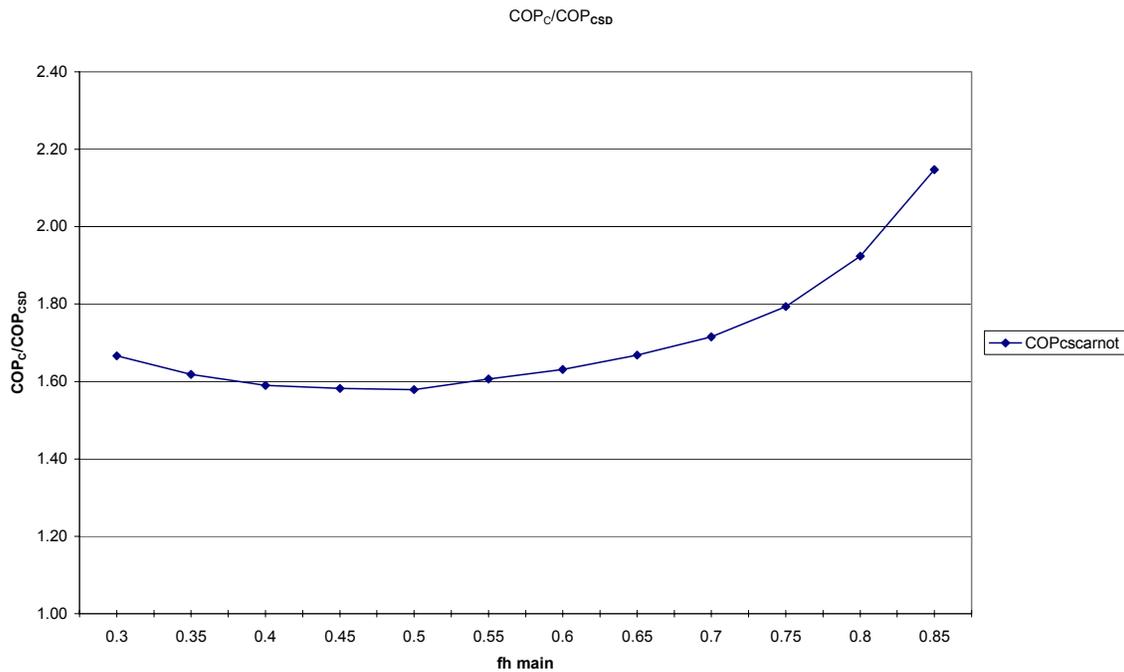
Hasta el momento se ha comparado el COP y el trabajo de los sistemas de refrigeración con subenfriamiento mecánico contra el COP y el trabajo del sistema simple, pero que mejora se obtiene con referencia al COP y el trabajo del ciclo de Carnot?. Como sabemos el COP de Carnot es el valor más alto que se puede lograr para un ciclo que trabaja entre las temperaturas de condensación y evaporación. Para responder esta pregunta se han realizado una serie de graficas en la que se hace esta comparación. El valor del COP para un ciclo que trabaja entre las temperaturas  $T_{evap}^{entr, princ} = 0^\circ C$ ,  $T_{cond}^{entr, princ} = 40^\circ C$  es de  $COP_c = 6.83$ .

La figura 5.9 es una grafica del COP de Carnot sobre el COP del SSMD ( $COP_c / COP_{SSMD}$ ). Se observa que el comportamiento de la grafica es inverso al comportamiento visto en las graficas del COP del SSMD. En esta grafica el punto mas bajo es punto que esta más cercano al valor del COP de Carnot. El valor mas bajo ocurre en el punto  $f_h = 0.5$  y es de

$(COP_C/COP_{SSMD})= 1.579$  lo que indica que el COP de carnot es 57.9% mejor que el COP del SSMD.



**Figura 5.9** Comparación de los porcentajes de mejoría del COP de los sistemas con subenfriamiento mecánico en comparación con un punto de referencia del sistema simple en función de  $f_h$ .



**Figura 5.10** Grafica del comportamiento de la relación  $(COP_C/COP_{SSMD})$  en función de  $f_h$ .

Haciendo esta misma comparación, pero ahora con el COP del SSMI, en la figura 5.10 se tiene la grafica la relación  $(COP_C/COP_{SSMI})$  en función del parámetro  $f_h$ . En esta grafica también se observa que el comportamiento es inverso al comportamiento visto en las graficas del COP del SSMI. Aquí el punto en el que el COP del SSMI es mas cercano al COP teórico de Carnot se obtiene en el punto  $f_h=0.45$  que es  $(COP_C/COP_{SSMI})= 1.605$  que significa que el COP de Carnot es 60.5% mejor que el COP del SSMI.

Para terminar con estas comparaciones, se elaboró la figura 5.11 en la que se muestran los porcentajes que representan los COP de los sistemas SS, SSMD y SSMI en comparación con el COP de Carnot ( $COP_C=6.83$ ) en función del parámetro  $f_h$ . Se observa que el punto en el que el COP de los SSMD y SSMI son mas cercanos al valor teórico de  $COP_C=6.83$  se da cuando  $f_h=0.5$ . En este punto el SSMD es 63.32% del  $COP_C$ , el SSMI es el 62.12% del  $COP_C$  y el COP del SS es de 54.82%. Con esta grafica se puede terminar por determinar que el SSMD es en mejor que el SSMI en un poco más de 1% para el punto en el que estos sistemas son más eficientes en función del parámetro  $f_h$ .

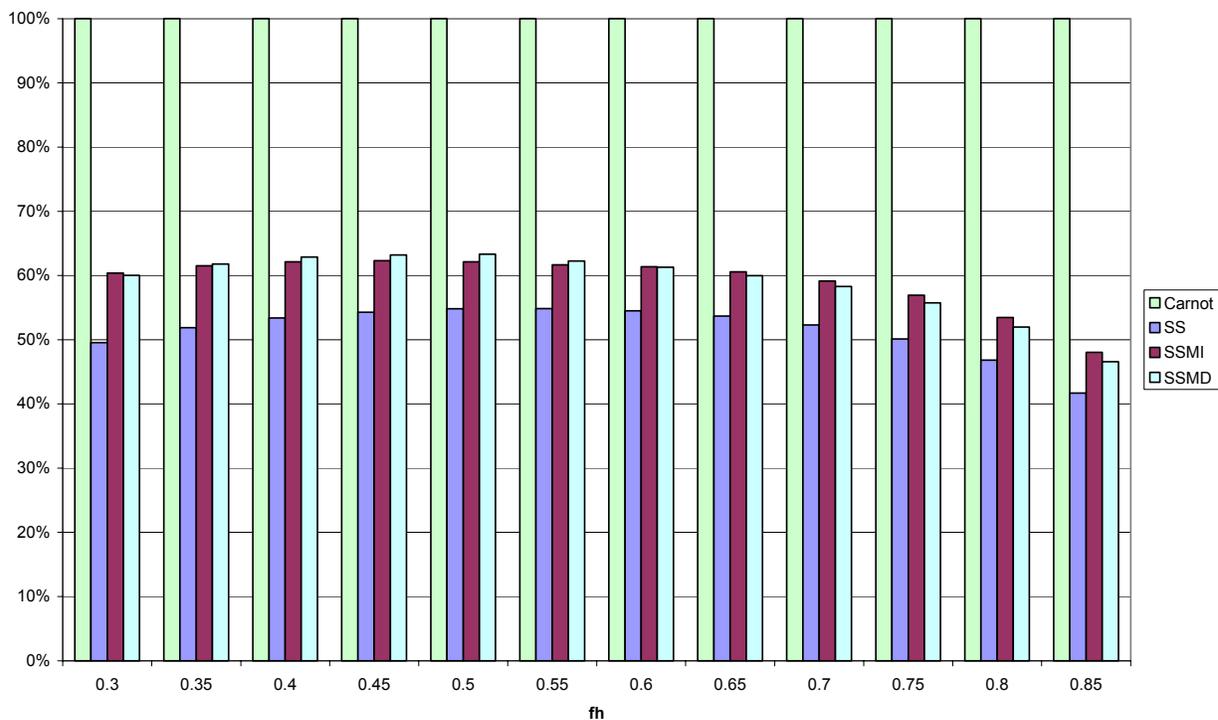


Figura 5.11 Porcentajes del  $COP_C$  para los SS, SSMD y SSMI.

El empleo de los sistemas de refrigeración con subenfriamiento mecánico, ya sea dedicado o integrado, ofrecen una alternativa viable para establecer estrategias de ahorro de energía en momento en los que es necesario, casi una obligación, cuidar la energía.

## Conclusiones

En este trabajo se ha demostrado que el efecto del subenfriamiento mecánico es una estrategia correcta y efectiva para mejorar el uso de la energía en los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor.

Se encontró que el valor óptimo  $f_h$  para el cual el COP de los sistemas simples es máximo cuando  $f_h$  se encuentra entre 0.45 y 0.6 para los datos de entrada aquí utilizados.

Para el sistema de subenfriamiento mecánico dedicado (SSMD) se desarrolló una metodología de solución con la que se hace la evaluación del  $COP_{total}$ . El valor  $f_h$  para el cual el COP de este sistema con subenfriamiento mecánico es máximo en el rango de 0.4 y 0.5 para los datos de entrada aquí utilizados.

Para el sistema de subenfriamiento mecánico integrado (SSMI) se desarrolló una metodología de solución con la que se hace la evaluación del  $COP_{total}$ . El valor  $f_h$  para el cual el COP de este sistema con subenfriamiento mecánico es máximo el rango de 0.45 y 0.5 para los datos de entrada aquí utilizados.

Se realizó la comparación de estos tres modelos en función de la distribución óptima de las áreas de intercambio de calor y se obtuvo que los sistemas de subenfriamiento mecánico mejoran el COP en los sistemas de refrigeración en 15% en comparación con un sistema sin subenfriamiento. También se obtuvo que estos sistemas mejoran el uso de la energía al requerir 10% menos de trabajo de entrada. Se concluye que los sistemas de refrigeración con subenfriamiento mecánico son una opción justificada con la que se pueden establecer estrategias de ahorro de Energía.

## RECOMENDACIONES

Se recomienda desarrollar un programa de cómputo, en base a la metodología iterativa desarrollada en este trabajo, que permita evaluar estos sistemas mas rápidamente para distintos

valores de entrada. También se recomienda realizar pruebas experimentales para comparar los resultados aquí obtenidos. Con estos estudios previos se podrían realizar estudios de factibilidad para implementar esta tecnología y desarrollar programas de ahorro de energía en niveles de gobierno federal, estatal y municipal.

## Referencias

- [1] Cengel YA, Boles MA.(2003). Termodinámica. Mcgraw Hill. Mexico.
- [2] Chua HT, Gordon J.M. Experimental study of the fundamental properties of reciprocating chillers and their relation to thermodynamic modeling and chiller design. Int. J. Heat Mass transfer (1996). Vol. 39, No. 11. 2195-2204.
- [3] Federal Technology alert. U.S. Department of Energy . Refrigerant Subcooling Technology for improving cooling system performance.
- [4] Khan JR, Zubair SM. Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. International Journal of refrigeration 1999; 22 (3): 235-43.
- [5] Khan JR, Zubair SM. Design and rating of dedicated mechanical-subcooling vapor compression refrigeration systems. J Power Energy Proc IMechE 2000; 214(A5): 455-71.
- [6] Thornton JW, Klein SA, Mitchell JW. Dedicated mechanical subcooling design strategies for supermarket applications. International Journal of Refrigeration 1994; 17 (8): 508-15.
- [7] Khan JR, Zubair SM. Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vapor-compression refrigeration system. Energy convers & Mgmt 2000; 41(11)1201-22.
- [8] Gordon JM, Choon NG (2000). Cool Thermodynamics. Cambridge Inter. Science Publishing. England.

# ANEXOS

---

## Anexo A

## Deducción del modelo termodinámico desarrollado por Couvillion

Partiendo de la definición del COP como:

$$COP = \frac{Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{sub}}{W^{princ} + W^{sub}} \quad (1)$$

Tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

-Los ciclos principal y de subenfriamiento, intercambian calor con el sumidero a temperatura

$$T_{cond}^{princ}$$

-La adición de calor al ciclo de subenfriamiento ocurre a la temperatura  $T_{evap}^{sub}$ , que es una

temperatura intermedia ( $T_{evap}^{entr} \leq T_{evap}^{sub} \leq T_{cond}^{entr}$ )

-No se pierde calor con los alrededores.

-El trabajo del compresor del sistema principal no se altera con la cantidad de subenfriamiento desarrollado.

-Los estados de salida del condensador y del evaporador del sistema principal no son afectados con la cantidad de subenfriamiento desarrollado.

-Se asume que la compresión y la expansión en ambos sistemas son isentrópicas.

De las definiciones obtenidas tomando como base la teoría clásica de intercambio de calor :

$$Q_{cond} = (\epsilon C)_{cond} (T_{cond} - T_{cond}^{entr}) \quad (2)$$

$$Q_{evap}^{sub} = (mCp)_{ref}^{princ} (\epsilon)_{sub} (T_{cond} - T_{evap}^{sub}) \quad (3)$$

y los conceptos definidos por (Khan y Zubair):

$$W_{princ} = \frac{Q_{evap}^{princ} (T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{princ}) + \Delta T_m}{T_{cond}^{entr,princ} - \Delta T_m} \quad (4)$$

$$W_{sub} = \frac{Q_{evap}^{sub} (T_{cond}^{entr} - T_{cond}^{sub}) + \Delta T_s}{T_{cond}^{sub} - \Delta T_s} \quad (5)$$

$$COP^{princ} = \frac{T_{evap}^{princ,entr} - (\Delta T_m)}{T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{princ,entr} + (\Delta T_m)} \quad (6)$$

$$COP^{sub} = \frac{T_{cond} - (\Delta T_s)}{T_{cond}^{entr} - T_{cond} + (\Delta T_s)} \quad (7)$$

Sustituyendo ecuaciones 3,4 y 5 en la ecuación 1 tenemos:

$$COP_{total} = \frac{Q_{evap}^{princ} + (mCp)_{ref}^{princ} (\varepsilon)^{sub} (T_{cond} - T_{evap}^{sub})}{\frac{Q_{evap}^{princ} (T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{princ}) + \Delta T_m}{T_{cond}^{entr,princ} - \Delta T_m} + \frac{(mCp)_{ref}^{princ} (\varepsilon)^{sub} (T_{cond} - T_{evap}^{sub}) (T_{cond}^{entr} - T_{cond}) + \Delta T_s}{T_{cond} - \Delta T_s}} \quad (8)$$

De la definición de  $\Delta TT_s = \Delta T_s - T_{cond}^{entr} - T_{cond}$  (Khan y Zubair) se obtiene:

$$COP_{total} = \frac{Q_{evap}^{princ,nosub} + (mCp)_{ref}^{princ} (\varepsilon)^{sub} (T_{cond} - T_{evap}^{sub})}{\frac{Q_{evap}^{princ,nosub} (T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{princ}) + \Delta T_m}{T_{cond}^{entr,princ} - \Delta T_m} + \frac{(mCp)_{ref}^{princ} (\varepsilon)^{sub} (T_{cond} - T_{evap}^{sub}) (\Delta TT_s)}{T_{cond}^{entr} - \Delta TT_s}}$$

Se obtiene una ecuación del  $COP_{total}$  en función de las temperaturas de los fluidos externos al sistema y del parámetro X.

$$COP_{total} = \frac{1 + X(T_{cond} - T_{evap}^{sub})}{\frac{(T_{cond}^{entr} - T_{evap}^{princ}) + \Delta T_m}{T_{cond}^{entr,princ} - \Delta T_m} + \frac{X(T_{cond} - T_{evap}^{sub}) (\Delta TT_s)}{T_{cond}^{entr} - \Delta TT_s}}$$

En donde el parámetro X es una medida del tamaño relativo y desempeño del subenfriador, definido por (Thornton) como:

$$X = \frac{(mC_p)^{princ} (\varepsilon)^{sub}}{Q_{evap}^{princ,nosub}}$$

**Anexo B**  
**Sistema de subenfriamiento Mecánico Integrado**

$$\left(\dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{cond}^{perd,princ}\right) - \left(\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}\right) + \dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_W^{perd,princ} = \dot{W}^{princ} \quad (1)$$

$$\frac{\left(\dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{cond}^{perd,princ}\right)}{T_{cond}^{princ}} - \frac{\left(\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}\right)}{T_{evap}^{princ}} - (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T^{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) = \dot{S}_{igen}^{princ} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{evap}^{princ} = (\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ} (T_{evap}^{entr,princ} - T_{evap}^{princ}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{princ} = (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T_{cond}^{entr,princ}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{evap}^{sub} = (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T^{sal,sub}) \quad (5)$$

$$\left(\dot{Q}_{cond}^{sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}\right) - \left(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}\right) + \dot{Q}_W^{perd,sub} = \dot{W}^{sub} \quad (6)$$

$$\frac{\left(\dot{Q}_{cond}^{sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}\right)}{T_{cond}^{sub}} - \frac{\left(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}\right)}{T_{evap}^{sub}} = \dot{S}_{igen}^{sub} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{evap}^{sub} = (\dot{m}C_p)_{evap}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub} (T_{econd}^{princ} - T_{evap}^{sub}) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{sub} = (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub} (T_{cond}^{sub} - T_{cond}^{entr,princ}) \quad (9)$$

$$COP_{total} = \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{\dot{W}_{princ} + \dot{W}_{sub}} \quad (10)$$

Sustituyendo  $\dot{W}_{princ}$  y  $\dot{W}_{sub}$  de 1, 6 y expresando temperaturas de refrigeración en términos de temperaturas más fácilmente medibles

$$\begin{aligned} \frac{1}{COP_{total}} &= \frac{\dot{W}_{princ} + \dot{W}_{sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} = \\ &= \frac{\left(\dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}\right) - \left(\dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}\right) + \dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_W^{perd,princ} + \left(\dot{Q}_{cond}^{sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}\right) - \left(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}\right) + \dot{Q}_W^{perd,sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} \\ &= -1 - \frac{\dot{Q}_{evap}^{perd,princ}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\left(\dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}\right)}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_W^{perd,princ}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\left(\dot{Q}_{cond}^{sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}\right)}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} - \frac{\left(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}\right)}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_W^{perd,sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} \\ \frac{1}{COP_{total}} &= -1 + \frac{\left(\dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}\right)}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\left(\dot{Q}_{cond}^{sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}\right)}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_W^{perd,princ} - \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_W^{perd,sub} - \dot{Q}_{evap}^{sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} \quad (11) \end{aligned}$$

Despejando  $T_{evap}^{princ}$  de la ec. (3)

$$T_{evap}^{princ} = T_{evap}^{entr} - \frac{Q_{evap}^{princ}}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ}} \quad (12)$$

Sustituyendo ec. (4) en ec. (2) y despejando  $T_{cond}^{princ}$

$$\begin{aligned} \frac{((\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T_{cond}^{entr,princ}) + \dot{Q}_{cond}^{perd,princ})}{T_{cond}^{princ}} - \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ})}{T_{evap}^{princ}} - (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) &= \dot{S}_{igen}^{princ} \\ \frac{(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} T_{cond}^{princ}}{T_{cond}^{princ}} + \frac{(\dot{Q}_{cond}^{perd,princ} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr,princ})}{T_{cond}^{princ}} - \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ})}{T_{evap}^{princ}} - (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) &= \dot{S}_{igen}^{princ} \\ \frac{(\dot{Q}_{cond}^{perd,princ} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr,princ})}{T_{cond}^{princ}} &= \left[ \dot{S}_{igen}^{princ} + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ})}{T_{evap}^{princ}} + (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) - (\varepsilon\dot{C}) \right] \\ T_{cond}^{princ} &= \frac{(\dot{Q}_{cond}^{perd,princ} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr,princ})}{\left[ \dot{S}_{igen}^{princ} + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ})}{T_{evap}^{princ}} + (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) - (\varepsilon\dot{C}) \right]} \end{aligned} \quad (13)$$

Sustituyendo ec. (9) en ec. (7) y despejando  $T_{cond}^{sub}$

$$\begin{aligned} \frac{((\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub} (T_{cond}^{sub} - T_{cond}^{entr,princ}) + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub})}{T_{cond}^{sub}} - \frac{(\dot{Q}_{evap}^{sub,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub})}{T_{evap}^{sub}} &= \dot{S}_{igen}^{sub} \\ \frac{(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub} T_{cond}^{sub}}{T_{cond}^{sub}} + \frac{\dot{Q}_{cond}^{perd,sub} - T_{cond}^{entr,princ} (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub}}{T_{cond}^{sub}} - \frac{(\dot{Q}_{evap}^{sub,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub})}{T_{evap}^{sub}} &= \dot{S}_{igen}^{sub} \\ \frac{\dot{Q}_{cond}^{perd,sub} - T_{cond}^{entr,princ} (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub}}{T_{cond}^{sub}} &= \left[ \dot{S}_{igen}^{sub} + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{sub,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub})}{T_{evap}^{sub}} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub} \right] \\ T_{cond}^{sub} &= \frac{\dot{Q}_{cond}^{perd,sub} - T_{cond}^{entr,princ} (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub}}{\left[ \dot{S}_{igen}^{sub} + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{sub,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub})}{T_{evap}^{sub}} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub} \right]} \end{aligned} \quad (14)$$

Despejando  $T_{evap}^{sub}$  de ec. (8)

$$T_{evap}^{sub} = T_{cond}^{princ} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\dot{m}C_p)_{evap}^{princ} \varepsilon_{evap}^{sub}} \quad (15)$$

De la ec. (2)

$$(\dot{Q}_{cond}^{princ,} + \dot{Q}_{cond}^{perd,princ}) = \left[ \dot{S}_{igen}^{princ} + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ,} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ})}{T_{evap}^{princ}} + (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) \right] T_{cond}^{princ} \quad (16)$$

De la ec. (7)

$$\left(\dot{Q}_{cond}^{sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}\right) = \left[\dot{S}_{igen}^{sub} + \frac{\left(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}\right)}{T_{evap}^{sub}}\right] T_{cond}^{sub} \quad (17)$$

De la ec. (4)

$$T_{cond}^{princ} = T_{cond}^{entr,princ} + \frac{\dot{Q}_{cond}^{princ}}{(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ}} \quad (18)$$

De la ec. (9)

$$T_{cond}^{sub} = T_{cond}^{princ,entr} + \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\varepsilon\dot{C})_{cond}^{sub}} \quad (19)$$

Sustituyendo las ecuaciones (16) y (17) en ec. (11)

$$\frac{1}{COP_{total}} = -1 + \frac{\left[\dot{S}_{igen}^{princ} + \frac{\left(\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}\right)}{T_{evap}^{princ}}\right] + (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) T_{cond}^{princ}}{Q_{evap}^{princ}} \quad (20)$$

$$+ \frac{\left[\dot{S}_{igen}^{sub} + \frac{\left(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}\right)}{T_{evap}^{sub}}\right] T_{cond}^{sub}}{Q_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_W^{perd,princ} - \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}}{Q_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_W^{perd,sub} - \dot{Q}_{evap}^{sub}}{Q_{evap}^{princ}}$$

Sustituyendo ecuaciones (12),(13),(14),(15), (18) y (19) en la ecuación (20) se obtiene:

$$\frac{1}{COP_{total}} = -1 + \frac{\left[\dot{Q}_{cond}^{perd,princ} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr,princ}\right] \left[\dot{S}_{igen}^{princ} + (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) + \frac{Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd,princ}}{T_{evap}^{princ}} - \frac{Q_{evap}^{princ}}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ}}\right]}{Q_{evap}^{princ} \left[\dot{S}_{igen}^{princ} + (\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ} \ln\left(\frac{T_{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}}\right) + \frac{Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd,princ}}{T_{evap}^{princ}} - \frac{Q_{evap}^{princ}}{(\varepsilon\dot{C})_{evap}^{princ}} - (\varepsilon\dot{C})_{cond}^{princ}\right]}$$

$$\begin{aligned}
 & \left[ \dot{Q}_{cond}^{perd,sub} - (\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{sub} T_{cond}^{entr,princ} \right] \left[ \dot{S}_{igen}^{sub} + \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}}{T_{cond}^{princ} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ}} \epsilon_{evap}^{sub}} \right] \\
 + & \left[ \dot{Q}_{evap}^{princ} \left[ \dot{S}_{igen}^{sub} + \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}}{T_{cond}^{princ} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{sub}}{(\dot{m}C_p)_{refr.}^{princ}} \epsilon_{evap}^{sub}} \right] - (\dot{\mathcal{E}}C)_{cond}^{sub} \right] \\
 + & \frac{\dot{Q}_W^{perd,princ} - \dot{Q}_{evap}^{perd,princ}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_W^{perd,sub} - \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}}
 \end{aligned}$$

**Anexo C**  
**Sistema de Subenfriamiento Mecánico Dedicado (DMSS)**

$$\dot{W}^{princ} + \dot{W}^{sub} = \left( \dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{cond}^{perd,princ} + \dot{Q}_W^{perd,princ} + \dot{Q}_W^{perd,sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub} \right) - \left( \dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub} \right) \quad (1)$$

$$\dot{S}_{igen}^{total} = \frac{Q_{cond}^{princ}}{T_{cond}^{princ}} - \frac{(Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd,princ})}{T_{evap}^{princ}} - (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{sal,sub}}{T_{cond}^{princ}} \right] - (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^3} \right] - \frac{(Q_{evap}^{sub} + Q_{evap}^{perd,sub})}{T_{evap}^{sub}} - (\dot{m}C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^{11}} \right] \quad (2)$$

$$Q_{evap}^{princ} = (\varepsilon \dot{C})_{evap}^{princ} (T_{evap}^{entr,princ} - T_{evap}^{princ}) \quad (3)$$

$$Q_{cond}^{princ} = (\varepsilon \dot{C})_{cond}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T_{cond}^{entr,princ}) \quad (4)$$

$$COP_{total} = \frac{Q_{evap}^{princ}}{W^{princ} + W^{sub}} \quad (5)$$

Aplicando la inversa a la ec. (5)

$$\frac{1}{COP_{total}} = \frac{\dot{W}^{princ} + \dot{W}^{sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} \quad (6)$$

Sustituyendo la ec. (1) en la ec. (6)

$$\frac{1}{COP_{total}} = \frac{(\dot{Q}_{cond}^{princ} + \dot{Q}_{cond}^{perd,princ} + \dot{Q}_W^{perd,princ} + \dot{Q}_W^{perd,sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}) - (\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub})}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} - 1 + \frac{\dot{Q}_{cond}^{princ}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{\dot{Q}_{cond}^{perd,princ} + \dot{Q}_W^{perd,princ} + \dot{Q}_W^{perd,sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd,sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{perd,princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub}}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} \quad (7)$$

De la ec. ((3)  $T_{evap}^{princ}$

$$T_{evap}^{princ} = T_{evap}^{entr,princ} - \frac{Q_{evap}^{princ}}{(\varepsilon \dot{C})_{evap}^{princ}} \quad (8)$$

Sustituyendo ec. (4) en la ec. (2)

$$\begin{aligned}
& \frac{(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} (T_{cond}^{princ} - T_{cond}^{entr, princ})}{T_{cond}} - \frac{(Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd, princ})}{T_{evap}^{princ}} - (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{sal, sub}}{T_{cond}} \right] - (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^3} \right] \\
& - \frac{(Q_{evap}^{sub} + Q_{evap}^{perd, sub})}{T_{evap}^{sub}} - (\dot{m}C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^{11}} \right] = \dot{S}_{igen}^{total} \\
& \frac{(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} T_{cond}^{princ}}{T_{cond}} - \frac{(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr, princ}}{T_{cond}} - \frac{(Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd, princ})}{T_{evap}^{princ}} - (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{sal, sub}}{T_{cond}} \right] - (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^3} \right] \\
& - \frac{(Q_{evap}^{sub} + Q_{evap}^{perd, sub})}{T_{evap}^{sub}} - (\dot{m}C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^{11}} \right] = \dot{S}_{igen}^{total} \\
T_{cond}^{princ} &= \frac{(\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr, princ}}{\left\{ (\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} - \left[ \begin{aligned} & \dot{S}_{igen}^{total} + \frac{(Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd, princ})}{T_{evap}^{princ}} + (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{sal, sub}}{T_{cond}} \right] + (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^3} \right] \\ & + \frac{(Q_{evap}^{sub} + Q_{evap}^{perd, sub})}{T_{evap}^{sub}} + (\dot{m}C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^{11}} \right] \end{aligned} \right] \right\}} \quad (9)
\end{aligned}$$

De la ec. (2)  $Q_{cond}^{princ}$

$$Q_{cond}^{princ} = \left[ \begin{aligned} & \dot{S}_{igen}^{total} + \frac{(Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd, princ})}{T_{evap}^{princ}} + (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{sal, sub}}{T_{cond}} \right] + (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^3} \right] \\ & + \frac{(Q_{evap}^{sub} + Q_{evap}^{perd, sub})}{T_{evap}^{sub}} + (\dot{m}C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{T^{13}}{T^{11}} \right] \end{aligned} \right] T_{cond}^{princ} \quad (10)$$

Sustituyendo las ecuaciones (8), (9) y (10) en la ecuación (7) se obtiene:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{COP_{total}} &= -1 + \frac{(\dot{Q}_{cond}^{perd, princ} + \dot{Q}_W^{perd, princ} + \dot{Q}_W^{perd, sub} + \dot{Q}_{cond}^{perd, sub})}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} + \frac{X1}{X2} \\
& - \frac{(\dot{Q}_{evap}^{perd, princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd, sub})}{\dot{Q}_{evap}^{princ}} \\
X1 &= \left( (\dot{\epsilon}C)_{cond}^{princ} T_{cond}^{entr} \right) \left( \begin{aligned} & \dot{S}_{igen}^{total} + \frac{(Q_{evap}^{princ} + Q_{evap}^{perd, princ})}{\left( T_{evap}^{entr} - \frac{Q_{evap}^{princ}}{(\dot{\epsilon}C)_{evap}^{princ}} \right)} + (\dot{m}C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{(T^{sal, sub})(T^{13})}{(T_{cond})(T^3)} \right] \\ & + \frac{(Q_{evap}^{sub} + Q_{evap}^{perd, sub})}{T_{evap}^{sub}} + (\dot{m}C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{(T^{13})}{(T^{11})} \right] \end{aligned} \right) \quad (11)
\end{aligned}$$

$$X2 = Q_{evap}^{princ} \left( \varepsilon \dot{C} \right)_{cond}^{princ} - \left( S_{igen}^{total} + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{princ} + \dot{Q}_{evap}^{perd,princ})}{\left( T_{evap}^{entr} - \frac{\dot{Q}_{evap}^{princ}}{(\varepsilon \dot{C})_{evap}^{princ}} \right)} + (\dot{m} C_p)_{ref}^{princ} \ln \left[ \frac{(T^{sal,sub})(T^{13})}{(T^{cond})(T^3)} \right] \right) + \frac{(\dot{Q}_{evap}^{sub} + \dot{Q}_{evap}^{perd,sub})}{T_{evap}^{sub}} + (\dot{m} C_p)_{ref}^{sub} \ln \left[ \frac{(T^{13})}{(T^{11})} \right]$$