

01190 2ej.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

**DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO  
FACULTAD DE INGENIERIA**

**OPTIMACION TERMODINAMICA DE UNA BOMBA  
DE CALOR CON EVAPORACION DIRECTA DEL  
REFRIGERANTE EN UN COLECTOR SOLAR**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:  
**DOCTOR EN INGENIERIA**  
P R E S E N T A L A  
**MAESTRA EN INGENIERIA**

**ERNESTINA TORRES REYES**

**Dirigida por: Dr. Jaime Gonzalo Cervantes de Gortari**

*[Firma manuscrita]*

**Cd. Universitaria , D.F. marzo de 1998**



**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

## **RECONOCIMIENTOS**

*Dr. Jaime G. Cervantes de Gortari*  
**Por la dirección del trabajo de tesis y por su gran calidad humana**

*Dr. Francisco Solorio Ordaz*  
*Dr. Federico Méndez Lavielle*

*Miembros del Comité Tutoral y del Jurado Doctoral*

### **Por su asesoría**

*Dr. Alejandro F. Romero López*  
*Dr. José Luis Fernández Zayas*  
*Dr. Roberto Best y Brown*  
*Dr. Manuel Martínez Fernández*

*Miembros del Jurado Doctoral*

### **Por sus valiosas aportaciones**

*Dr. Roberto A. Contreras Zárate*  
*Coordinador de Superación Académica de la Universidad de Guanajuato*  
*Dr. Pedro Luis López de Alba*  
*Director del Instituto de Investigaciones Científicas de la Universidad de Guanajuato*  
*Dr. Martín Picón Núñez*  
*Coordinador del Grupo de Ingeniería Térmica del Instituto de Investigaciones Científicas*

### **Por su apoyo**

*El trabajo de tesis fue financiado parcialmente por el PROGRAMA DE MEJORAMIENTO DEL PROFESORADO ( PROMEP) DE LA S.E.P.*

***A mi Esposo y a mis amados hijos***

*por el amor con que llenan mi vida a través de sus miradas y sus sonrisas*

***A Dios por darme la existencia y por mostrarme el camino para amar***

**RESUMEN**

En este trabajo se presenta un procedimiento para la optimación termodinámica integral de una bomba de calor por compresión de vapor, con evaporación directa del refrigerante en un colector solar. Se maximiza la eficiencia exérgica en la etapa de condensación del ciclo, de acuerdo al Método de la Exergía y se establece el coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento en condiciones finitas de operación. Se determinan las ineficiencias en el ciclo termodinámico e identifican las fuentes principales de irreversibilidad a través de los parámetros de funcionamiento derivados del Método de la Exergía. La metodología parte de la consideración del Teorema de Gouy-Stodola mediante el cual se establece que la irreversibilidad de un sistema es el producto de la generación total de entropía por la temperatura ambiente.

Se realiza un análisis de sensibilidad de las temperaturas óptimas de evaporación y condensación del fluido de trabajo en la bomba de calor con respecto a la radiación solar, a la velocidad de viento y a la temperatura ambiente, así como su respuesta a la variación del parámetro denominado temperatura solaire. Este último parámetro es característico del colector-evaporador de la bomba de calor, e involucra, además de las condiciones climatológicas, las características físicas del dispositivo solar.

La Metodología generalizada para la optimación termodinámica integral propuesta, puede ser aplicada para el diseño termodinámico óptimo de sistemas de bombeo de calor asistidas con energía solar.

**ABSTRACT**

A procedure for the thermodynamic optimization of a solar assisted heat pump, with direct expansion of the refrigerant within the solar collector, is presented. The exergy efficiency of the condensing stage of the cycle is maximized according to the Exergy Method in the context of Finite Time Thermodynamics. Inefficiencies within the thermodynamic cycle are determined and the main sources of irreversibilities identified. The method is based on the Gouy-Stodola Theorem that establishes that the irreversibility of a system is determined by the product of the total entropy generation and the ambient temperature.

The methodology is based on a steady-state thermodynamic model. Irreversibilities are calculated using experimental data on a heat pump. The strategy for the thermodynamic optimization is established from the theoretical and experimental exergy analysis results. Expressions for the determination of the optimum parameters as a function of the finite operating conditions and design features of the equipment, are derived.

A sensitivity analysis is carried out where optimum evaporation and condensation temperatures are analyzed with respect to variations in solar radiation, wind speed and ambient temperature. A new parameter that describes the performance of the collector-evaporator is derived. This parameter is termed as the sun-air temperature and is a function of the geometry of the solar device and the climate conditions.

**ÍNDICE**

	Página
CAPÍTULO 1	1
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 2	8
ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS	
Resumen	9
2.1 Parámetros de funcionamiento de los ciclos termodinámicos	9
2.1.1 Primera ley de la Termodinámica	9
2.1.2 Análisis de exergía	10
2.1.3 Bombas de calor	11
2.2 Optimización termodinámica de procesos.	11
2.2.1 Parámetros de optimización termodinámica de procesos	11
2.2.2 Sistemas y bombas de calor solares	12
CAPÍTULO 3	16
PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO	
Resumen	17
3.1 Introducción	17
3.2 Teorema de Gouy-Stodola	18
3.2.1 Disponibilidad o exergía	18
3.2.2 Irreversibilidad o pérdida de trabajo disponible	20
3.2.3 Eficiencia de la Segunda Ley	21
3.3 Relaciones de exergía de la bomba de calor solar	23
3.3.1 Balance de exergía en la bomba de calor solar: eficiencia exérgica	23
3.3.2 Irreversibilidad en cada componente de la bomba de calor solar	25
3.3.3 Análisis de los flujos de exergía en el colector-evaporador	27
3.3.4 Relación para evaluar la irreversibilidad en el colector evaporador integrado a la bomba de calor solar	28
3.3.5 Irreversibilidad total del ciclo en condiciones finitas de operación	29
3.4 Comentarios	30
CAPÍTULO 4	31
ANÁLISIS EXÉRGICO DE LA BOMBA DE CALOR SOLAR EXPERIMENTAL	

	Página
Resumen	32
4.1 Introducción	32
4.2 Descripción del equipo experimental	32
4.2.1 Características generales del equipo experimental.	32
4.3 Coeficiente de funcionamiento de la bomba de calor solar experimental	34
4.4 Evaluación de las relaciones de exergía para la bomba de calor solar experimental	35
4.4.1 Determinación del grado de Irreversibilidad en la operación de la bomba de calor solar experimental	36
4.4.2 Eficiencia de la Segunda Ley y eficiencia exérgica	38
4.5 Relación de los parámetros de funcionamiento calculados en la operación de la bomba de calor.	40
4.6 Comentarios	41
CAPÍTULO 5	43
OPTIMACIÓN TERMODINÁMICA INTEGRAL	
Resumen	44
5.1 Introducción	44
5.2 Maximación de la exergía bombeada en condiciones finitas de operación.	45
5.2.1 Minimación de la generación de entropía en el colector-evaporador de la bomba de calor en condiciones finitas de operación	44
5.2.2 Maximación de la eficiencia exérgica en la bomba de calor	48
5.3 Coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento	51
5.3.1 Eficiencia de la Segunda Ley, para la bomba de calor irreversible	52
5.3.2 Máxima carga de calentamiento en la bomba de calor irreversible	54
5.4 Análisis de sensibilidad: optimación de la bomba de calor solar	56
5.4.1 Análisis paramétrico de la operación de la bomba de calor solar, con respecto al efecto de la "temperatura sol-aire"	56
5.4.2 Respuesta del equipo experimental a los parámetros óptimos	58
5.4.3 Coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento de la bomba de calor solar , eficiencia de la Segunda Ley	62
5.5 Comentarios	64



	Página
CAPÍTULO 6	
CONCLUSIONES	66
Resumen	67
6.1 Parámetros de funcionamiento	67
6.1.1 Análisis de exergía	67
6.1.2 Análisis exérgico experimental	68
6.2 Metodología de optimación termodinámica en condiciones de operación finitas	68
6.3 Análisis de sensibilidad	69
6.4 Trabajo a futuro	69
REFERENCIAS	71
APÉNDICE A Teorema de Gouy-Stodola y balance de exergía	75
APÉNDICE B Operación de la bomba de calor solar	80
APÉNDICE C Análisis de la generación de entropía en un colector solar	89
APÉNDICE D Carga de calentamiento en una bomba de calor irreversible	93

**LISTA DE FIGURAS Y TABLAS**

	Página	
Figura 3.1	Sistema termodinámico abierto interactuando térmicamente con el medio ambiente.	18
Figura 3.2	Sistema termodinámico abierto interactuando térmicamente con sumideros de calor incluyendo al medio ambiente.	20
Figura 3.3	Flujos de exergia e irreversibilidades presentes en la operación de una bomba de calor por compresión con evaporación directa del fluido de trabajo en un colector solar.	23
Figura 3.4	Flujos de exergia en el condensador de la bomba de calor solar.	25
Figura 3.5	Flujos de exergia en la etapa de compresión durante la operación de la bomba de calor solar.	26
Figura 3.6.	Balance de exergia en el expansor de una bomba de calor solar.	26
Figura 3.7	Diagrama de flujos de exergia e irreversibilidad: a) sin superficie de captación de la radiación solar, b) con superficie de captación de la radiación solar a $T_c$ .	27
Figura 3.8.	Diagrama de flujos de exergia en el colector evaporador integrado a la bomba de calor.	28
Figura 4.1.	Diagrama en bloques de la bomba de calor con la evaporación directa del refrigerante en un colector solar.	33
Figura 4.2	Coeficiente de funcionamiento de la bomba de calor solar para la variación de la diferencia de la temperatura de evaporación y condensación. Ciclo 2.	34
Figura 4.3	Coeficiente de funcionamiento real de la bomba de calor solar en función de la hora del día. Ciclo 1.	35
Figura 4.4	Perfil de Irreversibilidad calculada en el colector-evaporador con respecto a la radiación solar incidente durante el período de experimentación. Ciclo 2.	37
Figura 4.5	Perfil de Irreversibilidad calculada en el colector-evaporador con respecto a la radiación solar incidente durante el período de experimentación. Ciclo 1.	38
Figura 4.6	Eficiencia de la Segunda Ley expresada por el cociente del $W_{rev}$ y $W_k$ de acuerdo a la ecuación 3.7, confrontada con la carga de calentamiento obtenida en la operación del Ciclo 2 y Ciclo1.	39
Figura 4.7	Eficiencia de la Segunda Ley expresada por el cociente del $W_{rev}$ y $W_k$ confrontada con la carga de calentamiento calculada en la operación de la bomba de calor solar. ( puntos rellenos Ciclo 2 y Ciclo1).	39

	Página	
Figura 4.8	Eficiencia exérgica de la operación del Ciclo 1 para el rango de la diferencia de temperatura de condensación y evaporación registrado en la experimentación.	40
Tabla 4.1	Irreversibilidades calculadas en cada componente del equipo experimental de la bomba de calor solar en kJ/s.	36
Tabla 4.2	Parámetros de funcionamiento evaluados experimentalmente en la bomba de calor solar.	41
Figura 5.1	Modelo de la bomba de calor solar irreversible con dos intercambiadores de calor, (condensador y colector-evaporador)	52
Figura 5.2	Temperatura sol aire (ecuación 5.6) calculada con los datos experimentales y las características físicas del colector-evaporador dados en el apéndice B.	56
Figura 5.3	Variación de la Temperatura sol-aire (ecuación 5.6) calculada a las condiciones de operación registradas en las pruebas en el rango de la radiación solar incidente. Ciclo 2.	57
Figura 5.4	Variación de la Irreversibilidad en el colector solar en función de $C=A_c U_L (T_{sa} - T_{ev})$ . Valores calculados a las condiciones de operación experimental. Ciclo 2.	58
Figura 5.5	Temperatura de evaporación óptima (ecuación 5.7), calculada a las condiciones de operación registradas durante la experimentación, en función de la radiación solar. Ciclo 2.	59
Figura 5.6	Temperatura de evaporación óptima (ecuación 5.7), comparada con la temperatura de evaporación del fluido de trabajo. Ciclo 1	59
Figura 5.7	Temperatura de evaporación óptima calculada (con la ecuación 5.7 a las condiciones registradas en la experimentación), en función de la velocidad de viento. Ciclo 1.	60
Figura 5.8	Diferencia entre la temperatura de evaporación óptima esperada y la temperatura de evaporación medida, en función de la velocidad de viento. Ciclo 1.	61
Figura 5.9	Temperatura de evaporación óptima esperada en base a las condiciones de operación registradas en la experimentación, en función del coeficiente de pérdidas totales de calor del colector-evaporador. Ciclo 2.	61
Figura 5.10	Temperatura óptima y temperatura real del fluido de trabajo a la salida del condensador, con respecto al tiempo. Ciclo 1.	62

	Página
Figura 5.11 Variación de los coeficientes de funcionamiento real (ecuación 5.26), $COP$ (ecuación 3.10) y $COP_{QH,max}$ (ecuación 5.38), con respecto a la hora del día.	63
Figura 5.12 Variación de los coeficientes de funcionamiento real (ecuación 5.26), $COP$ (ecuación 3.10) y $COP_{QH,max}$ (ecuación 5.38), con respecto a la diferencia de temperaturas entre el condensador y evaporador.	63
Figura 5.13 Eficiencia de la Segunda Ley definida por las ecuaciones 3.7 y 5.29, confrontadas con la carga de calentamiento de la bomba de calor solar.	64
Figura A.1 Sistema termodinámico abierto interactuando térmicamente con el medio ambiente.	76
Figura A.2 Flujos de exergía en un sistema abierto en estado estacionario.	78
Figura B.1 Diagrama de flujo de las configuraciones de operación del equipo experimental.	82
Figura B.2 Fotografía de la bomba de calor solar experimental en la que se observa el colector-evaporador sobre la estructura.	84
Figura B.3 Fotografía con otros componentes de la bomba de calor solar y la instrumentación.	84
Figura B.4 Perfil de temperatura del refrigerante 22 a la salida del condensador de la bomba de calor solar a la temperatura ambiente registrada durante la experimentación. Ciclo 1.	85
Figura B.5 Perfil de la temperatura promedio del refrigerante 22 en el condensador confrontada con el perfil del aire caliente proveniente del condensador, registradas en el periodo experimental. Ciclo 1.	86
Figura B.6 Perfiles de las temperaturas de salida del refrigerante en el condensador confrontada con el perfil del aire caliente proveniente del condensador, registradas en el periodo experimental. Ciclo 1.	86
Figura B.7 Temperatura promedio del refrigerante 22 en el condensador y en el evaporador confrontada con la radiación solar incidente.	87
Tabla B.1 Ecuaciones correlacionadas para el refrigerante 22 rango de temperatura 236-360 K.	87
Figura C.1 Balance de energía en un colector solar.	90
Figura C.2 Diagrama de flujos de exergía e irreversibilidad en un colector solar.	91
Figura D.1 Modelo de la bomba de calor solar irreversible con dos intercambiadores de calor, (condensador y colector-evaporador)	94

**NOMENCLATURA**

$A$	Area, $m^2$
$C_p$	Calor específico, $kJ/kg\ K$
$COP$	Coefficiente de funcionamiento
$E$	Energía, $kJ/s$
$E$	Exergia, $kJ/s$
$E_{f-ce}$	Exergia térmica del refrigerante en el colector, $kJ/s$
$E_{ent}$	Exergia a la entrada, $kJ/s$
$E_{f-co}$	Exergia térmica del refrigerante debida al cambio de fase, $kJ/s$
$E_r$	Exergia de la radiación solar incidente, $kJ/s$
$E_{sal}$	Exergia a la salida, $kJ/s$
$g$	Aceleración de la gravedad en $m/s^2/kg$
$G$	Radiación solar incidente, $W/m^2$
$h$	Entalpía específica, $kJ/kg$
$h_v$	Coefficiente de transferencia de calor debida a la velocidad de viento, $kJ/s\ kg\ K$
$H$	Entalpía del fluido, $kJ/s$
$I_{rr}$	Irreversibilidad, $kJ/s$
$\dot{m}$	Flujo másico, $kg/s$
$Q'$	Flujo de calor desde el sol hacia el colector, $kJ/s$
$Q_o$	Flujo de calor desde el colector hacia el ambiente, $kJ/s$
$T$	Temperatura aparente del sol, $K$
$T_c$	Temperatura de placa del colector solar, $K$
$T_o$	Temperatura ambiente, $K$
$T_{f-sal-c}$	Temperatura del refrigerante a la salida del compresor
$T_{sa}$	Temperatura sol aire
$s$	Entropía específica, $kJ/ kg\ K$
$S$	Entropía, $kJ/s\ K$
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor, $kJ/s,kg,K$
$U_c$	Coefficiente de transferencia de calor del colector solar
$U_L$	Coefficiente global de pérdidas de calor, $kJ/s,kg,K$
$V$	Velocidad cinética del fluido. $m/s$
$v$	Velocidad del viento, $m/s$
$W$	Trabajo, $kJ/s$
$W_L$	Trabajo perdido, $kJ/s$
$W_k$	Trabajo exergia en el compresor, $kJ/s$
$W_{sh}$	Trabajo mecánico, $kJ/s$
$z$	Altura, $m$

## Subíndices

<i>a</i>	aire
<i>as</i>	aire seco
<i>c</i>	compresor
<i>ce</i>	colector-evaporador
<i>co</i>	condensador
<i>e</i>	expansor
<i>ev</i>	evaporador
<i>f</i>	refrigerante
<i>gen</i>	generada
<i>f,co</i>	del refrigerante en el condensador
<i>H</i>	Interfaz de alta temperatura
<i>HC</i>	Interfaz de alta temperatura en el ciclo de Carnot
<i>ent-a</i>	del flujo de aire a la entrada
<i>ent-f</i>	del flujo del refrigerante a la entrada
<i>LC</i>	Interfaz de baja temperatura en el ciclo de Carnot
<i>L</i>	Interfaz de baja temperatura
<i>max</i>	máxima
<i>o</i>	ambiente
<i>sal-a</i>	del flujo de aire a la salida
<i>sal-f</i>	del flujo del refrigerante a la salida
<i>opt</i>	óptima
<i>r</i>	depósito o sumidero térmico
<i>real</i>	relacionado con el trabajo real suministrado al ciclo
<i>rev</i>	reversible
<i>sh</i>	mecánico
<i>v</i>	vapor de agua

## Letras griegas

$\alpha$	Absortividad de la placa
$\eta_{II}$	Eficiencia de la Segunda Ley
$\Psi$	Eficiencia exérgica
$\lambda$	Entalpía de vaporización
$\eta_{vol}$	Eficiencia volumétrica
$\eta_{el}$	Eficiencia eléctrica
$\eta_{mec}$	Eficiencia mecánica
$\tau$	Relación de temperaturas
$\tau_c$	Relación de temperaturas en el ciclo de Carnot

# *CAPÍTULO 1*

## *INTRODUCCIÓN*

El ahorro de energía en las últimas dos décadas ha sido motivado principalmente por el abatimiento gradual del petróleo y por el impacto negativo que este recurso tiene sobre el medio ambiente. En algunos países desarrollados ya se aplican técnicas modernas para disminuir las emisiones gaseosas, (Benstead y Sharman [1990]) con base en la minimación de los consumos de energía de procesos existentes y nuevos diseños (Linnof y Polley [1983], Linnof [1993], Demmel [1994]). En estos mismos países y en los que se encuentran en vías de desarrollo, se deben resolver situaciones que aún se presentan en la industria de procesos; van desde cuestiones técnicamente sencillas, como el aislamiento térmico en procesos altamente consumidores de energía, hasta el diseño óptimo de los sistemas energéticos. El papel de las disciplinas en áreas del conocimiento asociadas al uso eficiente de la energía en los procesos, entre las cuales se cuenta a la Termodinámica, han contribuido de manera importante en esta búsqueda.

Existen dos principios de la Termodinámica Clásica que deben considerarse para establecer la orientación de este proyecto de investigación. El primero de estos tiene que ver con la equivalencia entre trabajo y calor como formas de interacción de energía. Este principio está contenido en la primera ley de la Termodinámica que, en palabras de Max Planck "no es más que el principio de conservación de la energía aplicado al fenómeno que involucra la producción o absorción de calor". El segundo principio se refiere a la irreversibilidad inherente a todos los procesos que existen en la naturaleza. Esta característica que implica la generación de entropía, permite al hombre plantearse la posibilidad de lograr la extracción del mayor trabajo posible de los procesos. Este segundo principio constituye la segunda ley de la Termodinámica.

La primera ley de la Termodinámica no distingue al calor y al trabajo como dos posibles formas de energía en tránsito entre un sistema y su medio ambiente. De esta manera, la Primera Ley considera a las interacciones de calor y de trabajo en el mismo plano. La distinción fundamental entre calor y trabajo fue puesta a la luz por la segunda ley de la Termodinámica: el tránsito de calor va acompañado por la generación de entropía, mientras que el tránsito de trabajo toma lugar en ausencia de la generación de entropía. Siendo esta una definición rigurosa, tiene el beneficio adicional de atraer la atención hacia la relación directa que tiene con la generación de entropía.

Desde el punto de vista de la ingeniería, el enfoque principal de la importancia de las leyes de la Termodinámica, discutidas en el párrafo anterior, es la relación tan estrecha que existe entre la irreversibilidad (generación de entropía)



y la pérdida del trabajo disponible (pérdida de exergía<sup>1</sup>). Estos conceptos que fundamentan el objetivo de este trabajo de investigación, dan origen por un lado a la aplicación simultánea de la primera y segunda leyes de la Termodinámica, y por otro lado permiten relacionar el máximo trabajo que puede extraerse de ciertas fuentes con el trabajo real dada la eficiencia de los dispositivos y los procesos. Esto último ha dado origen recientemente al desarrollo de diversas metodologías, que coinciden en un teorema general que representa la forma en que se mide la pérdida del trabajo disponible como unidades de *generación de entropía*.

El interés por efficientar los procesos y describir el comportamiento termodinámico de sistemas, como en los ciclos termodinámicos, ha sido el promotor del desarrollo de procedimientos en los que los procesos se caracterizan por los conceptos de reversibilidad e irreversibilidad. En la práctica es importante entender la naturaleza de las irreversibilidades y minimarlas, ya que un proceso reversible es una idealización que *nunca* puede lograrse, pero que es útil conceptualmente porque es más fácil de describir en términos matemáticos que un proceso irreversible.

Es conveniente entonces comentar que, de acuerdo con la relación de comparación enunciada a través del teorema desarrollado por Hatsopoulos y Keenan [1965], mediante el cual se establece que para un proceso entre dos estados de equilibrio, el trabajo total obtenido de un sistema y un depósito de energía térmica con una máquina térmica operando entre ellos, no puede exceder al trabajo obtenido de un proceso reversible entre los mismos estados. El proceso reversible por tanto, sólo puede usarse convenientemente como un estándar de perfección mediante el cual se pueden evaluar los procesos reales.

Sin embargo, debido al aumento de la complejidad de los procesos y plantas de potencia, la búsqueda de una forma de análisis termodinámico preciso para asegurar el uso óptimo de las fuentes de energía continua ha dado origen al Método de la Exergía. El concepto de exergía fue introducido por Rant [1956] y el Método de la Exergía se ha convertido en una alternativa, relativamente nueva, que considera la aplicación de la Primera y Segunda leyes simultáneamente.

La pérdida de trabajo disponible, llamada también pérdida de exergía, representa a la irreversibilidad, como una medida de la ineficiencia de un proceso. De tal modo que las pérdidas totales de exergía en una planta y la distribución entre sus componentes, proporcionan información sobre cuál de estos componentes contribuye más en las ineficiencias globales de un proceso.

---

<sup>1</sup> En este documento se utilizará la palabra exergía con acento prosódico en la segunda "e", por ser más conveniente en la formación de los términos combinados derivados de su aplicación, (Rivero *et al.* [1990]).

La irreversibilidad puede calcularse a través de un balance de exergía para una región de control, para un flujo en estado permanente y puede deducirse combinando la ecuación de flujo permanente de energía (Primera Ley) con la expresión para la producción de entropía (Segunda Ley). La aplicación del Método de la Exergía al análisis de procesos demuestra las implicaciones prácticas de la Segunda Ley, de tal forma que estudiando diferentes formas de irreversibilidad y sus efectos en el comportamiento de los sistemas, se logra un mejor y más útil entendimiento de dicho principio, que estudiando sus fundamentos y corolarios.

Una consecuencia importante de la aplicación del Método de la Exergía, ha sido que a través de éste, además de determinar la ineficiencia de los procesos identificando las fuentes de las irreversibilidades principales, se han establecido parámetros para reducir éstas. Lo anterior da origen al desarrollo de diferentes metodologías que sobre las mismas bases teóricas, han dado diversos avances en una sucesión de intentos por incrementar la eficiencia de los equipos y procesos. Estos desarrollos forman parte de la optimización termodinámica, la cual se fundamenta en el concepto de minimizar la generación de entropía, o de maximizar la eficiencia exérgica de un sistema.

La necesidad de expresar la eficiencia de los procesos reales a través de modelos teóricos, que se orienten al diseño de equipos y procesos óptimos, ha originado que, por ejemplo, en el desarrollo de las máquinas térmicas, en las que el objetivo es la generación de potencia mecánica, la eficiencia se haya incrementado como un resultado de los esfuerzos prácticos de ingeniería para maximizar su producción de trabajo por unidad de tiempo.

La máxima potencia de una máquina térmica, es esencialmente diferente de la potencia que corresponde a la eficiencia máxima de la misma. Es importante enfatizar lo anterior para comprender mejor la dirección de un procedimiento específico de la optimización termodinámica. Lo anterior puede hacerse mediante el análisis de la máquina de Carnot, la cual funciona entre dos depósitos de calor a diferentes temperaturas. Carnot tácitamente supuso que la máquina térmica estaba en equilibrio con la temperatura de cada depósito durante las respectivas interacciones; tal equilibrio requeriría ya sea de un ciclo infinitamente lento o de un área de contacto depósito-máquina infinitamente grande, para permitir que el fluido de trabajo residiera indefinidamente en la interfaz de la máquina-depósito. De aquí se dedujo la eficiencia de Carnot que es la máxima eficiencia de una máquina térmica. Sin embargo, esta eficiencia no corresponde a la eficiencia para la máxima potencia que se obtendría de una máquina térmica si se consideraran las condiciones reales bajo las cuales opera, es decir, área finita de transferencia, intervalos de tiempo también finitos, y flujos finitos de energía.

Este último punto de vista de la optimación termodinámica es el de mayor actualidad. De acuerdo con los conceptos anteriores hace aproximadamente dos décadas surgió la Termodinámica de Tiempo Finito, la cual establece que tanto el trabajo como el calor se intercambian en intervalos de tiempo finitos. Este nuevo enfoque, cuestiona la comparación del consumo de energía de los procesos con los límites termodinámicos ideales para los mismos, ya que los procesos reales operan a rapidezces diferentes de cero, tan alejados de la reversibilidad para ser considerados infinitamente lentos.

Lo anterior dió origen a una ampliación muy interesante en la Termodinámica que tiene como objetivo, la optimación a través de rutas no siempre consideradas en la Termodinámica tradicional, (Berry [1990]). El análisis con tiempo finito de los procesos se fundamenta en la obtención de la eficiencia de la máquina térmica para la cual la potencia de salida sea máxima, dadas las condiciones finitas de operación. Esta eficiencia ha sido llamada " de Curzon y Ahlborn", quienes la dieron a conocer en 1975.

De esta forma se han planteado de manera muy general los avances del desarrollo de la Termodinámica hacia la eficientación de los ciclos y los procesos, que involucran interacciones de trabajo y calor, con el fin de situar el objetivo general de este proyecto de investigación. La optimación que se plantea en este trabajo se desarrolló a través de la deducción de los parámetros óptimos de operación del ciclo, para maximar la exergía bombeada por el ciclo, de acuerdo al enfoque del Método de la Exergía, complementándolo en el contexto de los resultados de la Termodinámica de tiempo finito.

En este trabajo de investigación, se establece, que el uso del método de exergía puede extenderse para describir con más exactitud los procesos reales y su relación con los termodinámicamente ideales, a través del método de minimación de la generación de entropía, en acuerdo con algunos resultados de la Termodinámica de tiempo finito, lo que representa el último alcance de la Optimación Termodinámica planteada.

En la primera etapa de la investigación se modela desde el punto de vista de la segunda ley de la Termodinámica, el comportamiento en estado estacionario de una bomba de calor por compresión de vapor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar.

Usando las deducciones obtenidas en el modelado teórico, y aprovechando los datos experimentales obtenidos en un dispositivo de escala intermedia, se calculan la irreversibilidad total del ciclo y la de cada uno de sus componentes y se calcula su eficiencia exérgica. Este aspecto experimental del proyecto no ha sido reportado previamente en la literatura.

Partiendo de los lineamientos establecidos en las fuentes bibliográficas, se efectúa la optimación termodinámica de la operación de la bomba asistida por energía solar, introduciendo derivaciones y deducciones nuevas en relación con los parámetros teóricos esperados en una optimación de la eficiencia exérgica. El modelado desarrollado va más allá de los planteamientos para sistemas con transferencia de energía térmica en ciclos termodinámicos y dispositivos solares reportados en la literatura.

Se realiza un análisis de sensibilidad de los parámetros derivados del estudio termodinámico, teniendo en cuenta la comprobación experimental. Este tipo de análisis no está reportado en la literatura.

Se estudia el efecto en la operación del dispositivo experimental del parámetro denominado "*Temperatura sol-aire*", derivado en este estudio, que representa las condiciones límite del colector solar sin flujo y esta en función de las condiciones finitas de operación y de las características físicas del equipo. Este tipo de análisis paramétrico de sistemas solares basado en la optimación termodinámica a través de la maximación de la eficiencia exérgica, no ha sido reportado aún en la bibliografía.

La optimación termodinámica de la bomba de calor solar a través del método de exergía se amplía para establecer el funcionamiento térmico óptimo, en acuerdo con algunos de los resultados de la Termodinámica de tiempo finito. Se deduce el coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento extraída, en analogía con la eficiencia para la máxima potencia extraída de una máquina térmica de acuerdo al modelo de Courzon y Ahlborn.

Resumiendo, en este documento se plantea la optimación de la eficiencia del ciclo termodinámico de una bomba de calor con evaporación del refrigerante en un colector solar, en términos de la máxima cantidad de exergía bombeada, de acuerdo con la aproximación del Método de la Exergía, incorporando las irreversibilidades debidas a las condiciones finitas de operación del ciclo. Se complementa la optimación con la deducción del coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento extraída y con la aplicación del estudio en un análisis de sensibilidad de los parámetros óptimos derivados en la operación de una bomba de calor solar experimental. Este análisis teórico y experimental no ha sido reportado en la bibliografía. Aporta la metodología generalizada para la optimación integral termodinámica que puede aplicarse al diseño óptimo de bombas de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar.

En el siguiente capítulo se plantea la revisión de los antecedentes bibliográficos referentes a los parámetros de funcionamiento y su relación con los

planteamientos de la primera y segunda leyes de la Termodinámica, así como con los procedimientos de optimación en desarrollo. En el capítulo 3 se realiza el análisis de primera y segunda leyes de la Termodinámica para establecer los parámetros de funcionamiento correspondientes. Se establecen las relaciones de exergía fundamentales para el análisis de la pérdida de trabajo disponible de cada proceso que compone el ciclo termodinámico en estudio.

En el capítulo 4 se analiza de acuerdo al Método de la Exergía el comportamiento de un dispositivo experimental de escala intermedia que opera bajo el principio de una bomba de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar. Se calculan los parámetros de funcionamiento mediante las fórmulas deducidas en el capítulo 3.

La optimación termodinámica integral propuesta para la bomba de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar, se establece en el capítulo 5, así como el análisis de sensibilidad de algunos de los parámetros deducidos en la optimación, teniendo en cuenta para ello, los resultados del cálculo basado en las pruebas experimentales.

En el capítulo 6 se resumen las conclusiones de cada etapa del desarrollo de esta investigación. En los apéndices A, C y D se complementa la información requerida para soportar el modelado de los procedimientos de optimación desarrollados. En el apéndice B se establece el procedimiento de experimentación.

## *CAPÍTULO 2*

### *ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS*

## RESUMEN

En este capítulo se establecen los antecedentes bibliográficos relativos a los diferentes parámetros de funcionamiento de los ciclos termodinámicos y aquéllos directamente relacionados con la optimización de dispositivos y procesos solares incluyendo a las bombas de calor.

### 2.1 Parámetros de funcionamiento de los ciclos termodinámicos

#### 2.1.1 Primera ley de la Termodinámica

Las formas más utilizadas como parámetros de funcionamiento para ciclos termodinámicos se reducen a dos: *las relaciones de conservación de la energía y los coeficientes de funcionamiento*. Estas relaciones involucran las salidas reales y las salidas ideales, que usualmente pueden también aplicarse a los componentes de los ciclos. Dentro de este tipo de relaciones existen varios ejemplos como las eficiencias térmicas y las eficiencias mecánicas. Lo sobresaliente de estos parámetros es que en su formulación, todas las formas de energía son consideradas equivalentes; es decir, no se hace referencia a la Segunda Ley.

El punto de vista cuestionable tal como lo señala Bejan [1988] de que la primera ley de la Termodinámica fue planteada antes que la Segunda Ley, ha contribuido a que estos parámetros se hayan convertido en una tradición en ingeniería, además de que es más fácil entender conceptualmente la energía, que el concepto de entropía introducido por la Segunda Ley. Lo que realmente sí es más antiguo que la Segunda Ley es el principio de conservación de la energía mecánica -que se aplica al fenómeno que involucra la producción ó absorción de calor- no así la primera ley de la Termodinámica.

La Primera Ley y la Segunda Ley surgieron juntas de los escritos de entre otros, Clausius y Lord Kelvin en 1850. El hecho de que los sistemas se analicen con la Primera Ley es una mera tradición, y la información que esta proporciona, puede ser incompleta o inadecuada. La Segunda Ley establece los límites de conversión entre las diferentes formas de energía y determina los grados relativos de la calidad de estas formas de energía; esto nos indica que se puede obtener el trabajo máximo posible de los procesos y que se puede hacer lo máximo posible con el trabajo que ya está disponible.

El concepto de *disponibilidad* de la energía para convertirla en trabajo fue introducido en 1868 entre otros por Clausius y Maxwell. Gibbs [1875] expuso los fundamentos teóricos de lo que él llamó la "energía disponible del cuerpo y del

medio"; con Gouy [1889], nace el concepto de *energía disponible*. Stodola [1898], aparentemente de forma independiente, desarrolla también este concepto, aplicable a procesos a flujo permanente; a partir de entonces y hasta 1930, el desarrollo en este campo fue lento. Sin embargo, estos trabajos señalados le dieron una importante contribución a los parámetros de funcionamiento y a las técnicas para establecer la optimación termodinámica.

### 2.1.2 Análisis de exergía

A diferencia de los parámetros de funcionamiento tradicionales, surge una segunda clase de parámetros de funcionamiento relativamente nueva, para determinar el nivel de irreversibilidad o ineficiencia de los procesos, la cual es el resultado de la aplicación del teorema de Gouy-Stodola. Su deducción se basa en la consideración simultánea de la primera y segunda leyes de la Termodinámica y está dada por el producto de la rapidez de producción de entropía y la *temperatura del medio ambiente*. Entre estos parámetros se pueden mencionar a la *irreversibilidad relativa*, Kotas [1985], las *eficiencias exérgicas* y a través del método de la exergía, otros conceptos que no han sido explorados como es la *irreversibilidad evitable e intrínseca*. Estos últimos parámetros están basados en la mínima rapidez de irreversibilidad posible entre los límites impuestos por las constantes físicas, tecnológicas y económicas, Kotas [1985].

Se tienen varias ventajas al expresar la eficiencia de cualquier ciclo en términos de los parámetros de funcionamiento derivados del Método de la Exergía. La eficiencia exérgica por ejemplo, puede proporcionar el índice del grado de perfección del ciclo, es decir, qué tan cerca de una operación reversible se encuentra operando el ciclo, además de que es un parámetro universal aplicable a un rango muy amplio de componentes. Así como a componentes de sistemas tanto abiertos como cerrados. Puede aplicarse además para obtener información sobre el funcionamiento de ciclos con doble propósito, tales como las plantas de calor y de potencia.

El análisis exérgico se ha convertido así, en una metodología útil para conocer y cuantificar la calidad de la energía en un proceso, ya que la exergía se define como una medida universal del potencial de trabajo o de la calidad de las diferentes formas de energía con respecto a un ambiente dado. Un balance de exergía aplicado a un sistema indicará cuánto del potencial de trabajo utilizado a la entrada del sistema considerado, se consume durante el proceso.



### **2.1.3 Bombas de calor**

El objetivo de la gran mayoría de los trabajos desarrollados en relación a la aplicación del análisis de exergía en bombas de calor, pretenden demostrar en qué parte del proceso se está llevando a cabo la transferencia de energía térmica con las mayores irreversibilidades, como los presentados para sistemas de compresión de vapor donde se determinan a través de un análisis de irreversibilidad qué proceso del ciclo termodinámico contribuye en mayor medida en las pérdidas de exergía globales del ciclo, (Mazzei *et al.* [1990], Liang y Kuehn [1991]).

Un parámetro relativamente nuevo de funcionamiento es la eficiencia exérgica, la cual queda definida como la relación entre la ganancia de exergía y la exergía de entrada en un proceso. Esta relación se aplica para deducir expresiones que combinan el análisis de exergía con eficiencias de Carnot modificadas para circuitos múltiples de bombas de calor, con intercambiadores de calor a diferentes niveles de temperatura, (Lampinen y Heikkinen [1995]). La aplicación de estas expresiones se limita a resultados de ejemplos numéricos para ciclos de circuito múltiple de bombas de calor.

Mazzei *et al.* [1990] realizaron el análisis de exergía de un sistema de bombeo de calor para aplicación industrial con el objeto de establecer el comportamiento global de la bomba de calor y determinar la localización de las mayores pérdidas de exergía en el sistema, identificándolas como los lugares con mayor posibilidad de ahorro de exergía.

En forma general puede decirse que los estudios a través del análisis de exergía por componente aplicado a un sistema de bombeo de calor, aún cuando se hayan determinado los procesos con las mayores pérdidas de exergía, deben complementarse con un análisis para obtener la disminución de las pérdidas de exergía en el sistema global.

El trabajo experimental desarrollado por Chaturvedi *et al.* [1991], presenta valores globales para la eficiencia exérgica del colector-evaporador de una bomba de calor asistida por energía solar, careciendo de un análisis paramétrico del comportamiento de los otros componentes del modelo, así como del comportamiento global desde el punto de vista de la Segunda Ley.

## **2.2 Optimización termodinámica de procesos**

### **2.2.1 Parámetros de la optimización termodinámica de procesos**

La optimación termodinámica a través de la maximación de la eficiencia exérgica o la minimación de la generación de entropía es una consecuencia del teorema de Gouy-Stodola (Kotas [1985] y Bejan [1988]). Las bases teóricas sobre las que se establecen el Método de Exergia y el Método de la Minimación de la Generación de Entropía conceptualmente significan lo mismo, por lo que los resultados de la optimización termodinámica de sistemas con ambos métodos coinciden.

En las últimas dos décadas han aparecido en las revistas especializadas de Física, conceptos de optimación que se consideran como la respuesta a la necesidad de representar los procesos en forma más real. Se pueden mencionar así, a Andresen *et al.* [1977, 1983], Ondrechen *et al.* [1980], Salamon *et al.* [1980], Rubin y Andresen [1982], Arias-Hernández y Angulo-Brown [1994] y Miranova *et al.* [1994]. La mayoría de estos trabajos están fundamentados en la eficiencia,  $1-(T_L/T_H)^{1/2}$  de una máquina térmica para la cual la producción de la potencia es máxima, (Curzon y Ahlborn [1975]). Esta ha sido aplicada a diversos sistemas y a diferencia de la eficiencia de Carnot,  $1-T_L/T_H$ , la cual es la eficiencia máxima que puede alcanzar una máquina térmica, la eficiencia de Curzon y Ahlborn describe muy cercanamente la eficiencia real de los sistemas probados.

Con los estudios de optimación anteriores surgen nuevos términos para describir la optimación de procesos termodinámicos sujetos a un determinado tiempo, tales como el de *Termodinámica de Tiempo Finito*, Andresen *et al.* [1977], y el de *Termodinámica Endorreversible*, Rubin [1979]. Sin embargo, los conceptos en que se fundamentan ya habían sido establecidos con anterioridad en la literatura de Ingeniería Termodinámica, siendo los que dieron origen a la optimación de procesos por medio de la maximación de la eficiencia exérgica o la minimación de la generación de entropía, (Bejan [1996]). En estas metodologías, se establece el hecho de que las interacciones de energía se llevan a cabo a rapidezces diferentes de cero, a través de una diferencia finita de temperatura, en un área de transferencia también finita, para obtener la máxima potencia o la mínima generación de entropía.

### **2.2.2 Sistemas y bombas de calor solares**

En la literatura relativa a este tema se encuentran desarrollados diversos trabajos que conducen a la obtención teórica de un mejor aprovechamiento de la energía involucrada en un proceso cuando una de sus fuentes es la radiación solar.

Bejan [1988] y Bejan y De Lucia [1990,1991], han contribuido con diversos trabajos en la difusión del concepto de exergia y en algunos de ellos proponen la

optimación termodinámica de parámetros directamente afectados por la operación de sistemas como los sistemas de almacenamiento de energía y concentradores solares.

Las investigaciones más importantes en relación con la optimación de sistemas solares utilizando el método de minimación de la generación de entropía, han sido desarrollados por Bejan [1988], donde se plantea la optimación de la temperatura de operación de concentradores solares, maximando la potencia de Carnot generada por área de captación o minimando la generación de entropía. El desarrollo se presenta para dos formas de transmisión de la energía térmica: la primera, donde la remoción de la energía térmica se da por medio de radiación, se minimiza la generación de entropía para encontrar la temperatura óptima de operación con respecto a la temperatura del concentrador, referida a los siguientes parámetros: la temperatura ambiente, la temperatura de la fuente (el sol), el área expuesta y la energía recibida por unidad de tiempo. Sin embargo, la temperatura óptima encontrada por el autor es una condición ideal que no puede ser una condición práctica de operación, ya que únicamente establece el límite máximo de la eficiencia exérgica.

La segunda opción es la optimación de la temperatura de operación de un sistema solar con remoción de calor por convección. La optimación está basada también en la minimación de la generación de entropía. Para un sistema con remoción de calor por convección, se determina la temperatura óptima del colector para generar la máxima potencia de Carnot por unidad de área de colección, es decir, para determinar la temperatura óptima de placa del colector para maximar la producción de exergía en el colector o minimar la generación de entropía.

Altfeld *et al.* [1988a, 1988b], presentan un desarrollo sobre la optimación del flujo neto de exergía en colectores solares de placa para el calentamiento de aire, donde se demuestra que las características de la superficie de captación -en particular las de las aletas para aumentar la superficie de intercambio de calor- disminuyen el flujo de aire, y aumentan el flujo neto de exergía y la eficiencia térmica del dispositivo.

Los coeficientes de pérdidas de calor bajos llevan a un incremento del flujo neto de exergía y a un decremento del flujo óptimo del aire, con la disminución por ende de la caída de presión. La variación de las condiciones de operación no influyen de manera fundamental en la optimación de calentadores solares, en tanto que se consideren las condiciones técnicas de interés. Así, las simulaciones complejas de larga duración son innecesarias. La transición de flujo laminar a turbulento lleva a un aumento del flujo de exergía; sin embargo, en el régimen turbulento el flujo neto de exergía disminuye sensiblemente con el aumento de la longitud del colector.

De lo anterior se deduce que para un problema dado los parámetros ambientales determinarán la relación entre los flujos netos del aire a la entrada y salida del colector. En el diseño de colectores solares se requiere establecer un criterio para determinar cuál colector es superior a otro en aplicaciones específicas; por ejemplo como lo sugieren Han y Lee [1991], a través de un estudio teórico, quienes consideran que conociendo la calidad de la energía colectada anualmente por un colector solar, se puede comparar con la exergía global proporcionada por el colector solar, usando relaciones simples de cálculo, como es multiplicar la energía anual colectada por la eficiencia de Carnot, la cual puede relacionarse directamente con el contenido de exergía del fluido de trabajo. Este sería un caso de optimación del uso de determinados tipos de colectores comparados de acuerdo a su eficiencia exérgica global; sin embargo, esto no significa que el diseño de cada uno de los colectores sea exérgicamente óptimo, para las condiciones de operación de la aplicación.

La optimación termodinámica ha sido también aplicada en ciclos termodinámicos; en Chaturvedi *et al.* [1991] anteriormente referido, se presenta un análisis de segunda ley de la Termodinámica de un sistema de bombeo de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar en este estudio se define expresiones para valorar las irreversibilidades por componente y se deduce una expresión para la temperatura óptima de placa del colector, basada en la maximación de la eficiencia exérgica en este componente, en función de las condiciones climatológicas. En este estudio no se aporta ninguna solución teórica para minimizar las irreversibilidades globales del ciclo termodinámico que se analiza.

En la literatura relacionada con la aplicación de la metodología descrita por la Termodinámica de Tiempo Finito para la optimación de procesos, se establecen expresiones para los parámetros óptimos en ciclos termodinámicos donde la energía solar se considera una de las fuentes de energía (Gordon [1990], Lund [1990]). Por otra parte, Yan *et al.* [1994], obtienen resultados para la temperatura óptima de operación del dispositivo de colección solar del ciclo termodinámico, aplicando los parámetros de funcionamiento de la Termodinámica de tiempo finito; estos coinciden en el límite reversible con los resultados para la optimación termodinámica de colectores solares aplicando el Método de Minimación de la Generación de Entropía, (Bejan [1988]), y con los obtenidos a través de la Maximación de la Eficiencia Exérgica, que se presentan en esta tesis y que han sido ya publicados (Torres *et al.* [1996, 1998]).

En efecto la optimación termodinámica de una bomba de calor manejada con energía solar, Torres *et al.* [1996, 1998] presenta la deducción de la temperatura óptima de evaporación en función de las condiciones climatológicas y propiedades del colector solar que opera como evaporador directo del fluido de

trabajo. La optimación la basa en la maximación de la eficiencia exérgica del colector solar, enlazando la deducción con la maximación de la eficiencia exérgica para determinar la temperatura óptima en el condensador del ciclo, con el objeto de lograr eficientar el ciclo completo y no sólo uno de sus componentes ya que lo segundo no garantiza que las pérdidas de exergía totales calculadas disminuyan. Este estudio, que es parte del proyecto doctoral que se presenta en este documento, representa el análisis experimental más actualizado en la optimación termodinámica de este tipo de ciclos.

Se puede decir en síntesis, que el análisis termodinámico de bombas de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar, se ha caracterizado por determinar las relaciones exérgicas que representan el comportamiento termodinámico de sus componentes. Además de establecer en algunos casos el origen de las irreversibilidades, pero no han incluido el estudio y aplicación de metodologías que orienten hacia la minimación de las pérdidas de exergía en este tipo de ciclos.

# *CAPÍTULO 3*

## *PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO: ANÁLISIS DE EXERGIA*

## **RESUMEN**

En este capítulo se deducen las relaciones termodinámicas para describir el comportamiento de una bomba de calor con evaporación del fluido de trabajo en un colector solar, a través de los parámetros de funcionamiento basados en la aplicación de la primera y segunda leyes de la Termodinámica, combinadas en el método de exergía. A partir de las condiciones finitas de operación se establece también el procedimiento para evaluar el coeficiente de funcionamiento de la bomba de calor solar. El objetivo del análisis de la exergía es conocer qué degradación energética posee el sistema en estudio, determinando la irreversibilidad total del sistema y la de cada componente.

### **3.1 INTRODUCCIÓN**

En este capítulo se deducen algunos de los parámetros de funcionamiento empleados para describir qué tan cerca del comportamiento reversible operan los ciclos termodinámicos; éstos parámetros varían dependiendo de las características del sistema en estudio. Los parámetros de funcionamiento basados en la aplicación de la primera ley de la Termodinámica más utilizados para ciclos termodinámicos son: las relaciones de conservación de la energía, (por ejemplo, las eficiencias térmicas globales, las eficiencias mecánicas, etc.) y los coeficientes de funcionamiento.

La necesidad de un análisis termodinámico que contemple con mayor precisión las interacciones energéticas para asegurar el uso óptimo de la energía, ha dado origen al Método de la Exergía, que se ha convertido en una alternativa, relativamente nueva, que considera la primera y segunda leyes de la Termodinámica simultáneamente.

La pérdida de trabajo disponible, llamada también pérdida de exergía, representa el grado de irreversibilidad de un proceso. Esta irreversibilidad puede calcularse a partir de un balance de exergía sobre el sistema en consideración, combinando la Primera Ley con la expresión para la producción de entropía, (Segunda Ley). La diferencia entre la exergía de entrada necesaria para llevar a cabo el proceso y la exergía de salida del proceso en un sistema en estado estacionario, daría como resultado la pérdida de trabajo disponible ó irreversibilidad de ese proceso.

Una consecuencia de la aplicación del Método de la Exergía es que además de determinar la ineficiencia de los procesos e identificar las fuentes principales de las irreversibilidades, permite la aplicación de algunos de los parámetros de funcionamiento resultantes del análisis para indicar la idealidad termodinámica del

proceso. Tal es el caso de la eficiencia exérgica, en la que se relaciona la exergía de salida del proceso con la exergía de entrada al mismo proceso, ésta última es siempre mayor que la primera, lo cual origina que la eficiencia exérgica de un proceso presente siempre valores menores a la unidad.

La aplicación del Método de la Exergía demuestra las implicaciones prácticas de la Segunda Ley. Debido a que una vez que se identifican las diferentes fuentes de las irreversibilidades y sus efectos en el comportamiento de los sistemas, es posible implementar procedimientos a través de los cuales se puedan reducir éstas irreversibilidades y la energía disponible se puede utilizar más eficientemente en los sistemas reales.

### 3.2 TEOREMA DE GOUY-STODOLA

#### 3.2.1 Disponibilidad o exergía

Cuando un sistema pasa por un proceso completamente reversible de un estado dado al equilibrio habrá desarrollado el máximo trabajo, designándose a éste trabajo *la disponibilidad* del sistema.

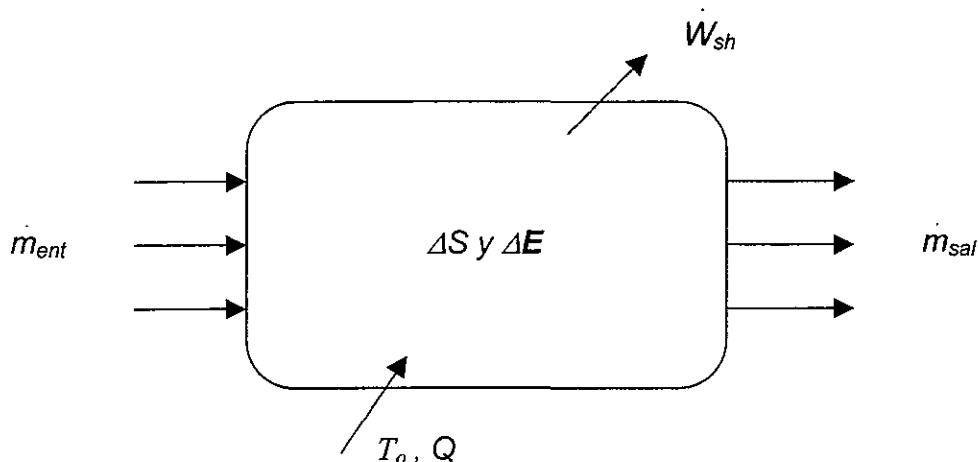


Figura 3.1 Sistema termodinámico abierto interactuando térmicamente con el medio ambiente.

Si se consideran la primera y segunda leyes de la Termodinámica, en el sistema mostrado en la figura 3.1, bajo la consideración de que éste se encuentra



en estado permanente y sin cambios apreciables en la energía cinética y potencial, el trabajo mecánico  $\dot{W}_{sh}$  será máximo cuando

$$\dot{W}_{rev} = \sum_{ent} \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_{sal} \dot{m}(h - T_0 s) \quad (3.1)$$

El término  $h - T_0 s$  es la función termodinámica denominada disponibilidad, que es muy importante en el análisis de Segunda Ley de procesos en estado permanente.

La disponibilidad es una propiedad termodinámica del sistema una vez que se define el medio ambiente ( $T_0$ ), de acuerdo con Keenan [1941], quien hace la diferencia entre la función de disponibilidad de un flujo permanente  $h - T_0 s$  y la energía libre de Gibbs  $h - Ts$ .

La propiedad termodinámica *disponibilidad* ha sido denominada con diversos términos, siendo el de *exergía* el más aceptado, que fue introducido por Rant [1956]. La exergía, es por si misma definida como una propiedad termodinámica del sistema (Bejan [1988,1996]) y la ecuación general básica que la define es

$$E = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (3.2)$$

donde  $h_0$  y  $s_0$  son propiedades evaluadas a la temperatura y presión del medio ambiente  $T_0, P_0$ . En este análisis se considera que el sistema se encuentra en equilibrio térmico y mecánico con el medio ambiente, por tanto  $h_0$  y  $s_0$  pueden ser consideradas en estas condiciones iguales a cero. Ahora bien si se compara a las definiciones dadas en las ecuaciones 3.1 y 3.2 se observa por que la disponibilidad y la exergía son numéricamente idénticas.

En general la disponibilidad o la exergía descritas en la ecuación 3.1 representan la producción de trabajo máxima de un proceso con flujo permanente. La exergía definida por la ecuación 3.2 es el máximo trabajo extraído de una corriente cuando ésta alcanza el estado muerto ( $T_0, P_0$ )

En el apéndice A se presenta un desarrollo completo de la aplicación del Teorema de Gouy-Stodola en el análisis de la pérdida de exergía. Este desarrollo se utiliza frecuentemente en este capítulo para complementar la información requerida en la deducción de las expresiones de los diferentes parámetros de funcionamiento, que se aplican en el análisis de la bomba de calor solar.

### 3.2.2 Irreversibilidad o pérdida de trabajo disponible

El teorema de Gouy-Stodola, establece que la pérdida de trabajo disponible es directamente proporcional a la producción de entropía y a la temperatura del medio ambiente,

$$\dot{W}_L = \dot{I} = T_o \dot{S}_{gen} \quad (3.3)$$

en donde el término  $T_o \dot{S}_{gen}$  representa a la destrucción de la exergía o la irreversibilidad ( $\dot{I}$ ) del proceso por unidad de tiempo.

Para el sistema abierto mostrado en la figura 3.2, la generación total de entropía en estado permanente se expresa mediante,

$$\dot{S}_{gen} = -\sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} - \frac{\dot{Q}_o}{T_o} - \sum_{ent} \dot{m} s + \sum_{sal} \dot{m} s \quad (3.4)$$

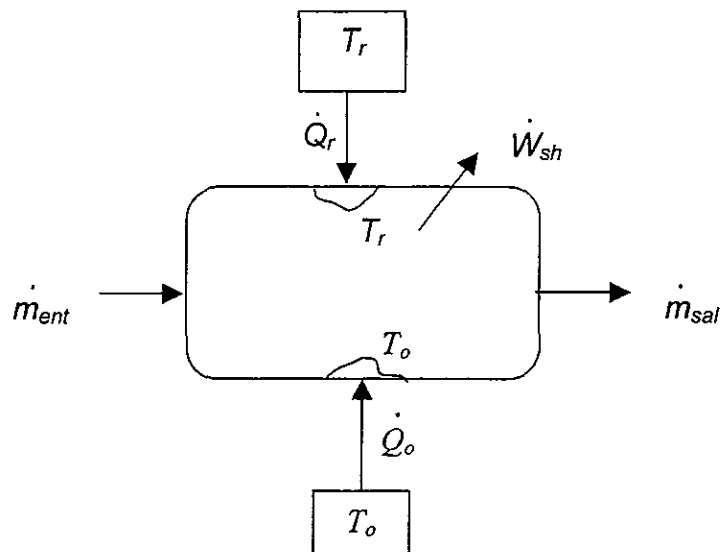


Figura 3.2 Sistema termodinámico abierto interactuando térmicamente con sumideros de calor incluyendo el medio ambiente.

El grado de irreversibilidad ( $\dot{I}$ ), de acuerdo a lo establecido por el teorema de Gouy.-Stodola se obtiene de 3.3 y 3.4, se define como

$$I = T_o \left[ \sum_{sal} \dot{m} s - \sum_{ent} \dot{m} s - \sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} - \frac{\dot{Q}_o}{T_o} \right] \quad (3.5)$$

La irreversibilidad como medida de la imperfección de un proceso, puede aplicarse para conocer las pérdidas totales de exergía de una planta y la distribución entre sus componentes, con el objeto de proporcionar información sobre cuál de éstos contribuye más en la pérdida de trabajo disponible global del proceso.

### 3.2.3 Eficiencia de la Segunda Ley

El trabajo máximo disponible en el condensador de una bomba de calor es equivalente al trabajo reversible que representa el cambio de exergía del fluido de enfriamiento en el condensador. La expresión dada en la ecuación 3.1 puede ser aplicada al análisis de la bomba de calor solar para expresar la disponibilidad de trabajo en el condensador mediante

$$W_{rev} = \Delta E = \dot{m}_a (\Delta h - T_o \Delta s)_{co} \quad (3.6)$$

donde  $\Delta E$  representa el cambio de exergía del fluido de enfriamiento al pasar por el condensador.

La eficiencia de la Segunda Ley para el ciclo de la bomba de calor, se define como el cociente entre el trabajo mínimo requerido y el trabajo real suministrado al ciclo por unidad de tiempo,

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{\dot{W}_k} \quad (3.7)$$

El trabajo real  $\dot{W}_k$  suministrado al ciclo está dado por el trabajo mínimo requerido más el trabajo perdido debido a las irreversibilidades del ciclo,  $\dot{W}_k = \dot{W}_{rev} + \dot{W}_L$ , siendo  $\dot{W}_L$  la generación total de entropía en el ciclo.

De la ecuación 3.7 se puede establecer la relación de la eficiencia de la Segunda Ley con el coeficiente de funcionamiento, que es el parámetro más común desde el punto de vista de la Primera Ley para describir este tipo de ciclos.

El coeficiente de funcionamiento  $COP_{real}$  de la bomba de calor se define como la relación de la energía térmica extraída en el condensador  $\dot{m} \Delta h_{co}$  y el trabajo real suministrado al ciclo por unidad de tiempo,

$$COP_{real} = \frac{\dot{m}_a \Delta h_{co}}{W_k} \quad (3.8)$$

El coeficiente de funcionamiento real y el coeficiente de funcionamiento en el límite reversible de la bomba de calor se relacionan con la eficiencia de la Segunda Ley mediante,

$$\eta_{II} = \frac{COP_{real}}{COP_{rev}} \quad (3.9)$$

donde la eficiencia de la Segunda Ley (ecuaciones 3.7 y 3.9), tiene valores entre 0 y 1. El coeficiente de funcionamiento (ecuación 3.8) varía entre los valores de 0 y  $COP_{rev} = \dot{m}_a (\Delta h)_{co} / W_{rev}$ . Estos parámetros de funcionamiento pueden aplicarse en la bomba de calor solar para establecer el grado de eficiencia del uso de la energía que se suministra al ciclo.

El coeficiente de funcionamiento de la bomba de calor solar sin considerar las pérdidas de exergía en la transferencia de energía térmica al fluido de enfriamiento puede expresarse mediante la siguiente relación,

$$COP = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (3.10)$$

Este parámetro representa el comportamiento de una termobomba de Carnot. Los niveles de temperatura son considerados en este caso, el de condensación ( $T_H$ ) y evaporación ( $T_L$ ) del refrigerante,

Sustituyendo las ecuaciones 3.8 y 3.10, en la ecuación 3.9, la expresión resultante se aplica para determinar la eficiencia de la Segunda Ley por el lado del refrigerante

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_a \Delta h_{co}}{W_k} \left( 1 - \frac{T_L}{T_H} \right) \quad (3.11)$$

La eficiencia de la Segunda Ley representada por la ecuación anterior, relaciona la carga térmica efectiva de la bomba de calor con los niveles de temperatura del refrigerante.

### 3.3 RELACIONES DE EXERGIA DE LA BOMBA DE CALOR SOLAR

#### 3.3.1 Balance de exergía en la bomba de calor solar: eficiencia exérgica

La optimización termodinámica aplicada a procesos existentes o al diseño de nuevos procesos, debe relacionar el grado de imperfección del diseño, con las variables físicas del sistema como son, las dimensiones finitas, la geometría, los materiales y las condiciones finitas de operación. La metodología desarrollada en este trabajo para la optimización termodinámica de la bomba de calor solar, parte de la determinación de los flujos de irreversibilidad, tomando en cuenta las diferencias de temperaturas y los flujos de exergía presentes en el sistema en estudio.

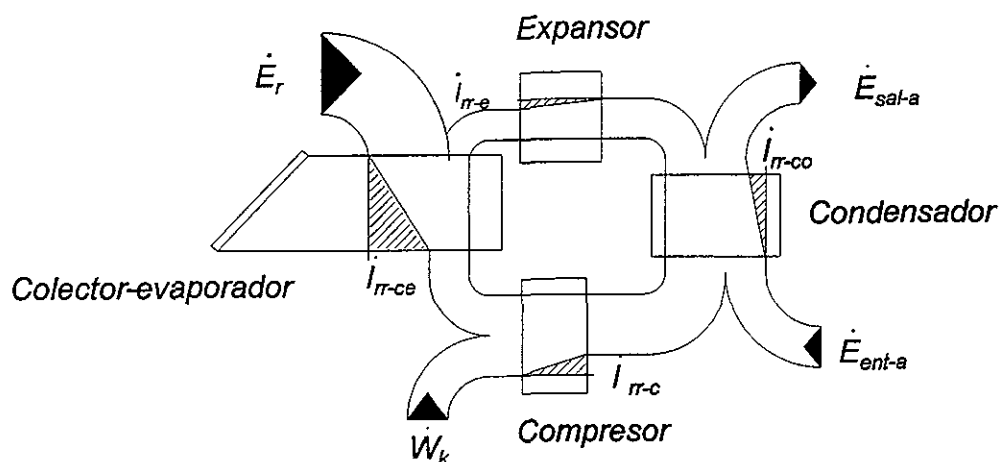


Figura 3.3. Flujos de exergía e irreversibilidad presentes en la operación de una bomba de calor con evaporación directa del fluido de trabajo en un colector solar

Aplicando un balance de exergía sobre el diagrama del ciclo termodinámico de la bomba de calor solar presentado en la figura 3.3, se tiene

$$E_r + E_{ent-a} + W_k = E_{sal-a} + I_{ir} \quad (3.12)$$

Donde los términos  $\dot{E}_{ent-a}$  y  $\dot{E}_{sal-a}$  son las exergías del flujo de aire a la entrada y a la salida del condensador aire/refrigerante,  $\dot{E}_r$  es la exergía de la radiación solar incidente,  $I_{ir}$  representa las pérdidas exérgicas totales debidas a la

irreversibilidad del sistema y  $\dot{W}_k$  es el trabajo de flecha que es equivalente al trabajo útil considerando el trabajo perdido por la expansión en el espacio muerto, el rozamiento de las partes en movimiento y la ineficiencia eléctrica del compresor.

Para el ciclo completo de la bomba de calor solar, se tiene que la exergía neta del condensador es el cambio de exergía en el fluido de enfriamiento debido a la energía térmica, cedida por el refrigerante en la etapa de condensación, expresada por,

$$\Delta E = \dot{E}_{sal-a} - \dot{E}_{ent-a} \quad (3.13)$$

La eficiencia exérgica, es un parámetro de funcionamiento para la evaluación de la calidad en un proceso, definida como la relación entre la exergía total ganada y la exergía total que entra al proceso. Por lo tanto la eficiencia exérgica para la bomba de calor solar presentada en la figura 3.3 quedará dada por

$$\psi = \frac{\Delta \dot{E}}{\dot{W}_k + \dot{E}_r} \quad (3.14)$$

La eficiencia exérgica relaciona el cambio de exergía de la corriente de enfriamiento en el condensador, con la exergía que entra al ciclo a través de la radiación solar y el trabajo de compresión.

La eficiencia de la Segunda Ley (ecuación 3.7) y la eficiencia exérgica (ecuación 3.14), son numéricamente iguales cuando la exergía de la radiación solar no se considera.

Del balance de exergía, ecuación 3.12 la eficiencia exérgica de la bomba de calor puede expresarse en función de la irreversibilidad total mediante la siguiente expresión:

$$\psi = 1 - \frac{\dot{I}_\pi}{\dot{W}_k + \dot{E}_r} \quad (3.15)$$

### **3.3.2 Irreversibilidad en cada componente de la bomba de calor solar**

Se considera la destrucción de la exergía como la pérdida de capacidad de la energía para realizar trabajo y se expresa en términos de la rapidez de

irreversibilidad del sistema. La rapidez de irreversibilidad del sistema puede calcularse a través de un balance de exergia.

Así, por ejemplo, si se aplica un balance sobre el diagrama de flujos de exergia del condensador aire/refrigerante mostrado en la figura 3.4, la irreversibilidad estará dada por la expresión siguiente.

$$I_{rr,co} = \dot{E}_{ent-a} - \dot{E}_{sal-a} + \dot{E}_{ent-f} - \dot{E}_{sal-f} \quad (3.16)$$

en donde  $\dot{E}_{ent-a}$  y  $\dot{E}_{ent-f}$  representan, la exergia del aire y del refrigerante a la entrada del condensador, respectivamente.

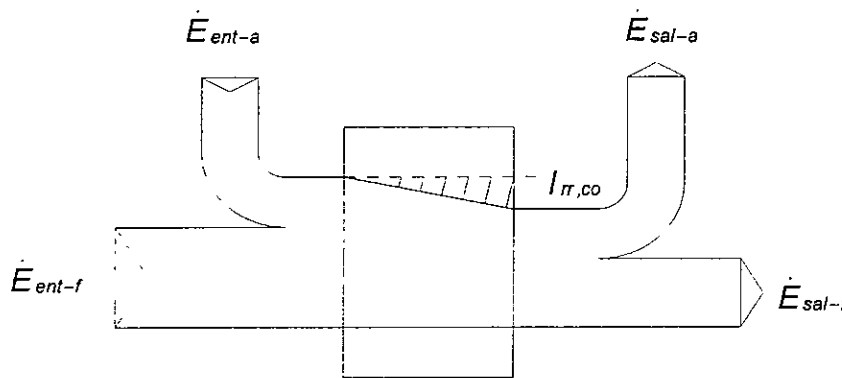


Figura 3.4 Flujos de exergia en el condensador de la bomba de calor solar

La irreversibilidad para el compresor se puede obtener considerando el trabajo proporcionado para llevar a cabo la compresión y la diferencia en la exergia del refrigerante en esta etapa ( $\dot{E}_{ent-f} - \dot{E}_{sal-f}$ ), de acuerdo al diagrama de flujos de exergia mostrado en la figura 3.5, es decir,

$$I_{rr,c} = (\dot{E}_{ent-f} - \dot{E}_{sal-f}) + \dot{W}_k \quad (3.17)$$

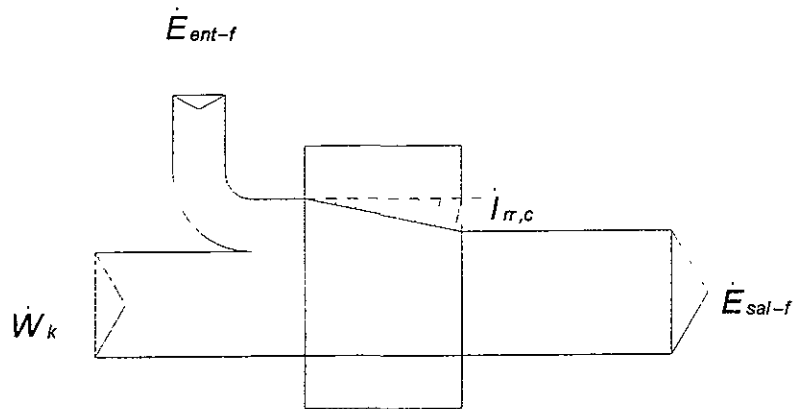


Figura 3.5 Flujos de exergía en la etapa de compresión durante la operación de la bomba de calor solar

Para el caso del expansor mostrado en la figura 3.6, se aplica de la misma forma un balance de exergía para determinar la irreversibilidad en esta etapa. La expresión para el expansor es:

$$I_{ir,e} = E_{ent-f} - E_{sal-f} \quad (3.18)$$

donde la exergía del refrigerante a la entrada y a la salida de la válvula de expansión se representan por  $E_{ent-f}$  y  $E_{sal-f}$  respectivamente.

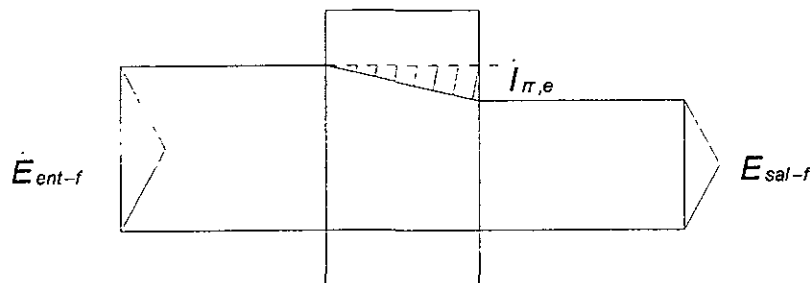


Figura 3.6 Balance de exergía en el expansor de una bomba de calor solar



### 3.3.3 Análisis de los flujos de exergía en el colector-evaporador

Los flujos de exergía en el colector solar están determinados por el balance presentado en la figura 3.7, que considera la rapidez de la entropía generada en el proceso desde la temperatura del medio ambiente  $T_o$  hasta la temperatura aparente del sol  $T$ , la entropía total generada en el colector se expresa mediante la siguiente relación (Bejan [1988]),

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_o}{T_o} + \frac{\dot{Q}}{T_c} - \frac{\dot{Q}'}{T} \tag{3.19}$$

De acuerdo a la definición de los flujos de exergía entrando y saliendo del colector, la entropía total generada en el colector solar es igual a

$$\dot{S}_{gen} = \frac{1}{T_o} \left( \dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal} \right) \tag{3.20}$$

Como  $\dot{E}_r$  es una constante cuando se conocen el área y la localización del colector, se observa que la maximación de la exergía liberada por el colector es idéntica a la minimación de la generación de entropía, lo que significa que ambas metodologías pueden aplicarse al análisis del colector-evaporador del sistema en estudio.

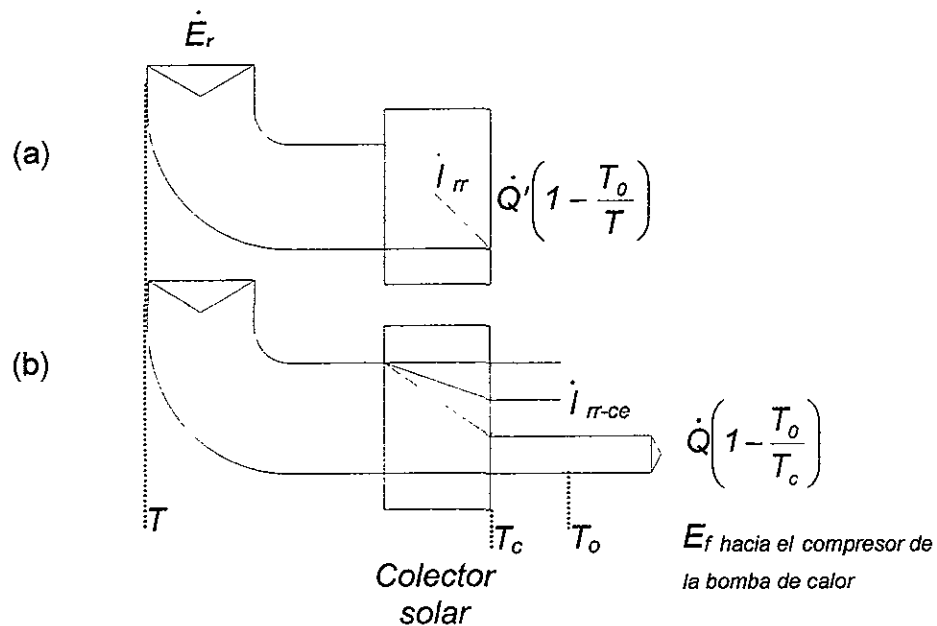


Figura 3.7 Diagrama de flujos de exergía e irreversibilidad: (a) sin superficie de captación de la radiación solar, (b) con superficie de captación de la radiación solar a  $T_c$ .

### 3.3.4 Relación para evaluar la irreversibilidad en el colector-evaporador integrado a la bomba de calor solar

La irreversibilidad en el colector evaporador se determina a partir de un balance de exergía, donde la exergía térmica ganada por el refrigerante, proviene de la radiación solar incidente que se expresa según Bejan [1988],

$$E_r = A_c G \left[ 1 - \left( \frac{T_0}{T} \right) \right] \quad (3.21)$$

donde  $T$  depende de las características del espectro de la radiación solar sobre la superficie del colector. Para la determinación de los parámetros termodinámicos del análisis de exergía, en este trabajo se consideró al sol como un cuerpo negro que emite a una temperatura constante  $T = 6000$  K.

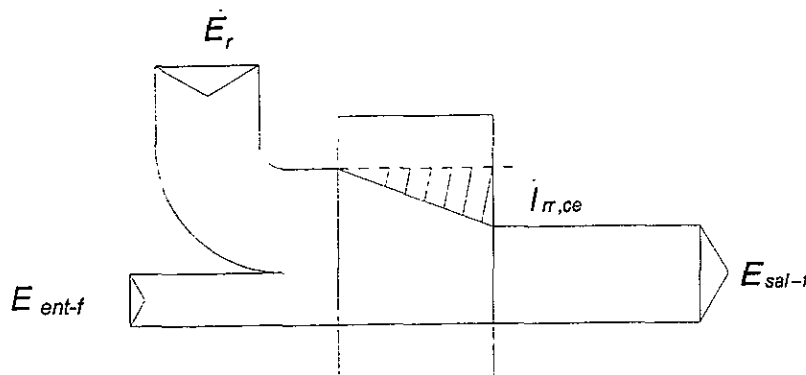


Figura 3.8 Diagrama de flujos de exergía en el colector-evaporador integrado a la bomba de calor.

La irreversibilidad en el colector solar se refiere a la cantidad de exergía radiante incidente y a la cantidad de exergía que se transfiere efectivamente al fluido de trabajo; aplicando un balance de exergía en el colector-evaporador, mostrado en la figura 3.7, las pérdidas exérgicas se expresan mediante

$$I_{ir,ce} = (\dot{E}_{ent-f} - \dot{E}_{sal-f}) + A_c G \left[ 1 - \left( \frac{T_0}{T} \right) \right] \quad (3.22)$$

En donde  $E_{ent-f}$  y  $E_{sal-f}$  son las exergías del refrigerante a la entrada y a la salida del colector, respectivamente.

### 3.3.5 Irreversibilidad total del ciclo en condiciones finitas de operación

En algunas aplicaciones es muy útil dividir la región de control en subregiones de acuerdo a los diferentes procesos o componentes del sistema, incluyendo los procesos correspondientes a las irreversibilidades externas como son los espacios en contacto con el medio ambiente. Como la entropía es una propiedad extensiva la suma de las rapidezces de irreversibilidad evaluadas para todas las subregiones es igual a la rapidez de irreversibilidad de la región completa, tal que

$$I = \sum_i I_i \quad (3.23)$$

en donde el subíndice  $i$  es para denotar a los componentes del sistema. Se tiene así para todo el ciclo,

$$\dot{I}_\pi = \dot{I}_{\pi-co} + \dot{I}_{\pi-c} + \dot{I}_{\pi-ce} + \dot{I}_{\pi-e} \quad (3.24)$$

La suma de las irreversibilidades evaluadas para cada componente representan el total de la entropía generada en la bomba de calor en condiciones finitas de operación y puede aplicarse a un sistema real con flujos de exergía sobre áreas y gradientes de temperatura finitos.

La irreversibilidad relativa se expresa en forma general para cada componente con

$$I_i = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}_\pi} \quad (3.25)$$

Mediante la aplicación del parámetro de funcionamiento denominado irreversibilidad relativa se establece la contribución relativa de cada componente en el total de la rapidez de irreversibilidad de la bomba de calor solar.

### 3.4 COMENTARIOS

De lo anterior se pueden concluir algunas de las implicaciones de los parámetros de funcionamiento y su interpretación, en el análisis de exergía de la bomba de calor solar.

1. El coeficiente de funcionamiento es el parámetro más ampliamente utilizado para caracterizar la eficiencia tanto de los ciclos de refrigeración como de las bombas de calor. Sin embargo éste relaciona únicamente la carga de calor útil entregada por el ciclo, con respecto a la energía alimentada, desde el punto de vista de la primera ley de la Termodinámica. Este parámetro no permite orientar ningún procedimiento para eficientar el uso de la energía en el ciclo, debido a que no expresa el nivel ni la localización de la rapidez de generación de entropía en el ciclo.
2. De acuerdo con la segunda ley de la Termodinámica, se determina la eficiencia de la Segunda Ley para la bomba de calor solar. Aquí es importante señalar que la fuente de energía de acuerdo a la definición, es la proporcionada en la etapa de compresión del ciclo por lo que no se incluye la energía suministrada por la energía solar. Este parámetro se deriva también, para un ciclo ideal sin tomar en cuenta la irreversibilidad en la transferencia de la energía térmica del refrigerante al fluido de enfriamiento.
3. De la aplicación del Método de la Exergía en el análisis del comportamiento termodinámico de la bomba de calor solar, se establece la expresión para la eficiencia exérgica global del ciclo, en la que se relaciona la exergía proporcionada por el ciclo en la etapa de condensación, con la exergía total suministrada al ciclo, a través del trabajo de compresión y de la exergía de la radiación solar incidente en el colector solar.
4. Aplicando balances de exergía en cada componente del ciclo, se deducen expresiones para determinar la rapidez de pérdida del trabajo disponible en cada etapa, lo que permite conocer el grado de irreversibilidad del sistema global y la distribución de la generación de entropía por componente del ciclo.
5. La aplicación del Método de la Exergía en la evaluación de la irreversibilidad del sistema en estudio, incluye a través del balance de exergía en el colector evaporador, la rapidez de la entropía generada en el proceso desde la temperatura del medio ambiente hasta la temperatura aparente del sol.

## *CAPÍTULO 4*

### *ANÁLISIS EXÉRGICO DE LA OPERACIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL*

## **RESUMEN**

Se presenta la metodología experimental para la evaluación de los parámetros que definen y caracterizan el funcionamiento de una bomba de calor solar desde el punto de vista de la primera y la segunda leyes de la Termodinámica. Se presentan también los resultados del comportamiento termodinámico del ciclo a diferentes condiciones de operación, a través de los parámetros de funcionamiento como son el coeficiente de funcionamiento, la irreversibilidad calculada en cada componente y la irreversibilidad total de la bomba de calor. Se determina también la eficiencia exérgica presentada por el dispositivo solar a las diferentes condiciones de operación registradas en las pruebas experimentales.

### **4.1 INTRODUCCIÓN**

Las pruebas experimentales para el análisis exérgico se realizaron en una bomba de calor por compresión de vapor, en la cual la etapa de evaporación del refrigerante se lleva a cabo por medio de un colector solar sin cubiertas, con un área de 4.5 m<sup>2</sup>. En este dispositivo se combinan dos funciones, la captación de la energía solar y la transferencia de la exergía de la radiación solar para la evaporación del fluido de trabajo, el refrigerante 22. El diseño del ciclo termodinámico experimental permite la operación de diferentes configuraciones, a partir de las cuales, se realiza el análisis exérgico.

Las pruebas experimentales, se realizaron de acuerdo con el procedimiento descrito en el Apéndice B. Utilizando los modelos establecidos en el capítulo 3 se determinaron los parámetros de funcionamiento para el ciclo en estudio, incluyendo los descritos mediante la aplicación del análisis exérgico en la bomba de calor solar y sus componentes. Lo anterior permitió ubicar en cuál proceso de la bomba de calor se tienen mayores pérdidas en el potencial de trabajo.

### **4.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL**

#### **4.2.1 Características generales del equipo experimental**

En el apéndice B se describe con detalle, la constitución, operación y componentes del sistema experimental. En la figura 4.1 se presenta un esquema del equipo experimental, donde se describen los componentes principales. La condensación del refrigerante se realiza por medio del condensador aire/R22 CD-101, de aletas transversales y presenta un área de contacto de 9.8 m<sup>2</sup>. La etapa de compresión se realiza por medio de un compresor cerrado CP-101, seguida de

la expansión del R22 por medio de una válvula de expansión térmica. La evaporación del refrigerante se lleva a cabo directamente en el colector-evaporador del ciclo ES-101, con área de colección de  $4.5 \text{ m}^2$ .

En la figura 4.1 se observa también que la condensación puede realizarse utilizando el condensador CD-101 en serie con el condensador agua/R22 CD-102, que es un intercambiador de tubos y coraza con un área efectiva de diseño de  $0.115 \text{ m}^2$ . Esta configuración experimental se identificará como ciclo 2, a diferencia de la descrita en el párrafo anterior que se denominará ciclo 1. Las pruebas experimentales se realizan operando la bomba de calor en ambas configuraciones.

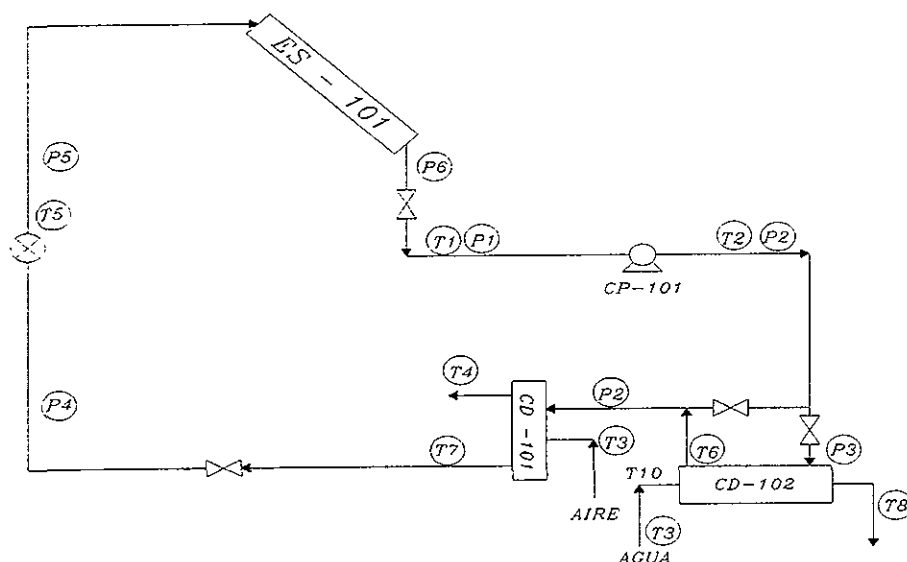


Figura 4.1. Diagrama en bloques de la bomba de calor con la evaporación directa del refrigerante en un colector solar.

Los perfiles de temperatura medidos en los flujos de los fluidos de enfriamiento y en el fluido de trabajo de la bomba de calor solar para las condiciones de operación registradas durante la experimentación se muestran en el apéndice B.

Se realizaron experimentos en un rango de variación de la radiación solar incidente de  $200$  a  $1100 \text{ W/m}^2$ , la temperatura ambiente registrada varió en un rango de  $20$  a  $32 \text{ }^\circ\text{C}$ . Se realizaron pruebas experimentales de la bomba de calor solar operando con los condensadores en serie (*ciclo 2*), durante un lapso de  $18$  horas; en el *ciclo 1*, con un solo condensador se operó durante  $6$  Hrs. El trabajo real proporcionado al compresor se consideró igual al trabajo eléctrico.

### 4.3 COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE CALOR SOLAR EXPERIMENTAL

En la figura 4.2 se presenta el coeficiente de funcionamiento real, calculado de acuerdo a la ecuación 3.8 y el coeficiente de funcionamiento calculado de acuerdo a la ecuación 3.10. La incertidumbre de los valores calculados proviene de los errores experimentales y el rango de valores que presentan los coeficientes corresponde al rango de valores en el que varía la relación de compresión del ciclo, calculada a través de la diferencia de temperaturas promedio del refrigerante en la etapa de evaporación y condensación. Esta diferencia de temperatura es de 6°C y se origina por la variación de las condiciones climatológicas, principalmente de la radiación solar incidente sobre el colector-evaporador.

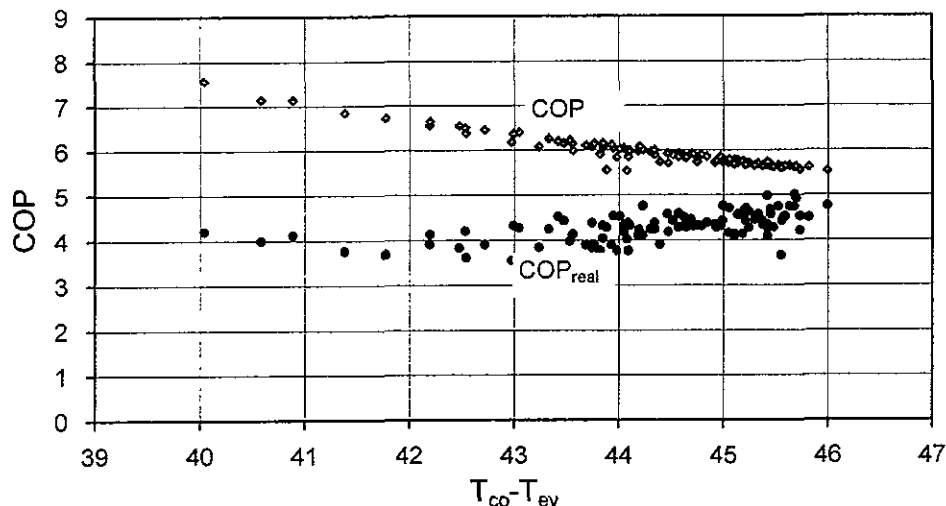


Figura 4.2 Coeficiente de funcionamiento  $COP_{real}$  (ecuación 3.8) y  $COP$  (ecuación 3.10), de la bomba de calor solar para la variación de la diferencia de la temperatura de evaporación y condensación. Ciclo 2.

El coeficiente de funcionamiento  $COP_{real}$  está calculado de acuerdo con la ecuación 3.8. La carga de calentamiento corresponde a la energía térmica ganada por el flujo de aire en el condensador. El trabajo de compresión se consideró igual al trabajo eléctrico suministrado por unidad de tiempo al compresor.

El  $COP$  se calcula con las temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante promediadas para cada medición durante la experimentación, ecuación 3.10. Lo anterior se recomienda si se carece de elementos para determinar el trabajo real suministrado al ciclo.



El rango de valores del coeficiente de funcionamiento ( $COP$ ) representa el comportamiento de la bomba de calor de acuerdo al ciclo ideal especificado en el capítulo 3.

Como puede observarse en la figura 4.2, el  $COP_{real}$  se mantiene prácticamente constante con la diferencia de temperatura, mientras que el  $COP$  crece cuando la diferencia disminuye, de acuerdo con la ecuación 3.10. Esto sucede cuando aumenta la temperatura del refrigerante en el colector-evaporador, originado por el incremento de la radiación solar incidente. Esto no se refleja directamente en el valor del  $COP_{real}$ , debido a que la carga de calentamiento recuperada, está en función de la temperatura del flujo de aire a la entrada del condensador. El comportamiento descrito no es lineal debido a la aleatoriedad de las condiciones climatológicas.

En la figura 4.3 se muestra el comportamiento del  $COP$  a lo largo del día.

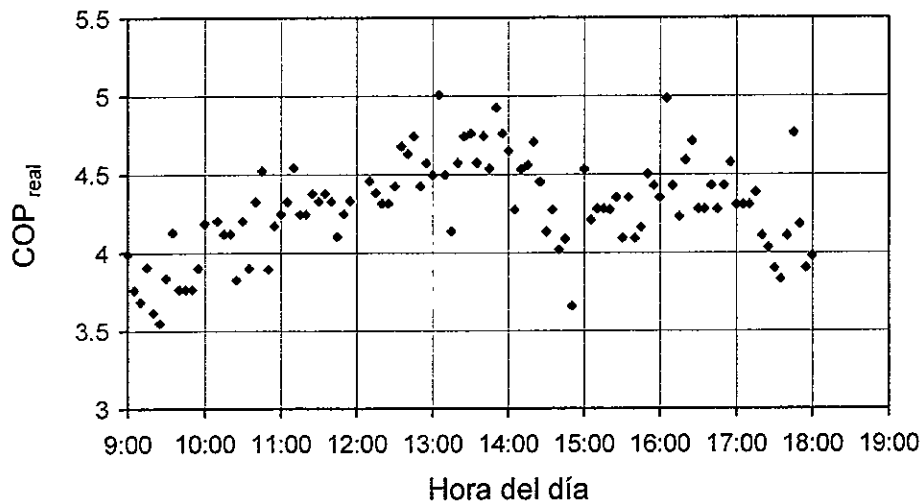


Figura 4.3 Coeficiente de funcionamiento real de la bomba de calor solar en función de la hora del día. Ciclo2.

#### 4.4 EVALUACIÓN DE LAS RELACIONES DE EXERGIA PARA LA BOMBA DE CALOR SOLAR EXPERIMENTAL

Los parámetros de funcionamiento deducidos para describir el comportamiento de la bomba de calor solar a través del análisis de exergía son, la rapidez de irreversibilidad del ciclo, originada por la generación de entropía en cada componente de la bomba de calor. La eficiencia de la Segunda Ley que relaciona el trabajo mínimo requerido y el trabajo real suministrado al compresor por unidad de tiempo. La eficiencia exérgica, definida por el cociente de la exergía

entregada en el condensador dividida por la exergía de la radiación solar adicionada al trabajo suministrado al compresor.

#### 4.4.1 Determinación del grado de irreversibilidad en la operación de la bomba de calor solar experimental

Se presenta en esta sección la primera fase de la metodología para la optimación termodinámica de la bomba de calor, que consiste en el cálculo de las irreversibilidad de cada componente del ciclo. Para esto se utilizaron los datos resultantes de la experimentación referida en la sección 4.1 y se aplicaron las relaciones de exergía desarrolladas en el capítulo 3. En la tabla 4.1, se presentan los valores de la irreversibilidad total y de cada componente del sistema.

Tabla 4.1. Irreversibilidades calculadas por componente en el equipo experimental de la bomba de calor solar en kJ/s.

Componente	Ciclo 1	Ciclo 2
Compresor (Ecuación 3.17)	0.10	0.20
Válvula de expansión (ecuación 3.18)	0.08	0.04
Condensador aire/R22 (Ecuación 3.16)	0.66	0.14
Condensador agua/R22 (Ecuación 3.16)		0.22
Colector- evaporador (Ecuación 3.22)	3.79	3.32
Irreversibilidad total (ecuación 3.24)	4.43	3.92

Como puede verse la irreversibilidad en el colector- evaporador es mucho mayor que la irreversibilidad en los otros componentes del ciclo lo cual se debe principalmente a que una fracción importante de la radiación total incidente no se aprovecha. El nivel de irreversibilidad en el condensador agua-R22 es mayor que en el compresor, porque no existe una adecuada remoción de la energía térmica disponible en este componente del ciclo.

El compresor presentó, niveles bajos de irreversibilidad con respecto a los otros componentes del ciclo. Esto fue originado por los niveles altos de la temperatura de succión alcanzados por el refrigerante 22 en el colector-evaporador, lo que ocasiona una mayor eficiencia volumétrica del equipo y se reduce por lo tanto la pérdida de capacidad de trabajo en este dispositivo. En la etapa de expansión las pérdidas fueron mínimas.

En las figuras 4.4 y 4.5 se presenta la variación de la irreversibilidad del colector-evaporador con respecto a la radiación solar incidente, para los denominados Ciclo 2 y Ciclo 1, respectivamente. Como puede verse la variación es lineal en el rango de 200 a 1100 W/m<sup>2</sup>. La radiación solar es el parámetro climatológico que influye directamente en la irreversibilidad del colector-evaporador, como puede apreciarse en las figuras. Los resultados mostrados en estas figuras se ajustan a la siguiente ecuación:  $I_{r-ce} = 0.0038 G + 0.44$ .

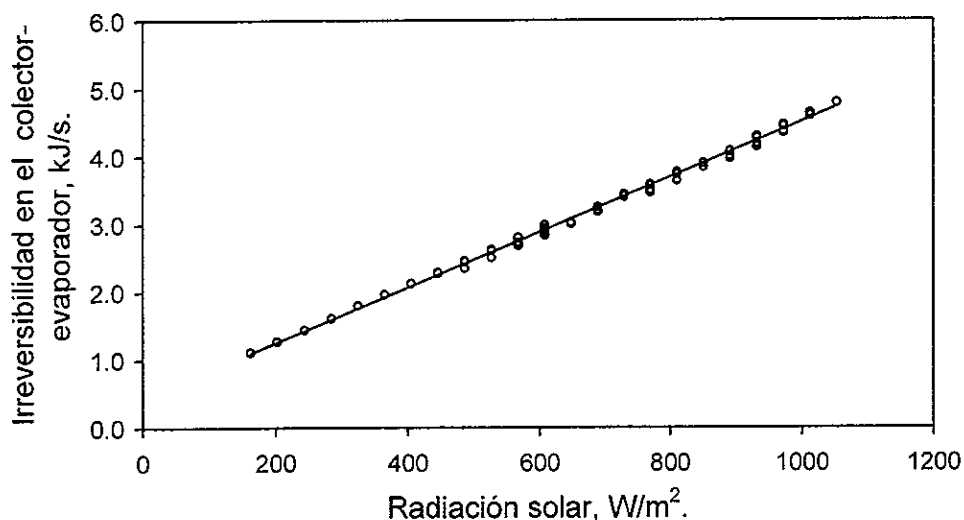


Figura 4.4 Perfil de la irreversibilidad calculada en el colector-evaporador con respecto a la radiación solar incidente durante el período de experimentación. Ciclo 2.

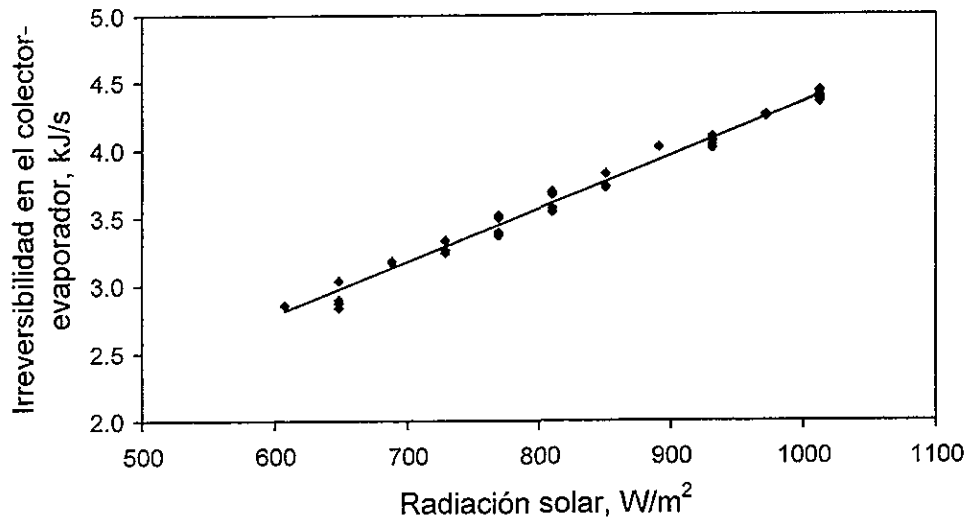


Figura 4.5 Perfil de la irreversibilidad calculada en el colector-evaporador con respecto a la radiación solar incidente durante el período de experimentación. Ciclo 1.

#### 4.4.2 Eficiencia de la Segunda Ley y eficiencia exérgica

En la figura 4.6 y 4.7 se presenta la eficiencia de la Segunda Ley calculada a partir de la ecuación 3.7. La eficiencia de la Segunda Ley para el sistema en estudio relaciona el incremento en exergía de la corriente de enfriamiento de la bomba de calor, con la exergía que entra al ciclo por el trabajo de compresión.

En un proceso reversible el valor de la eficiencia de la Segunda Ley sería igual a la unidad. Los valores de esta eficiencia indican el grado de irreversibilidad del proceso termodinámico en estudio, sin tomar en cuenta la exergía de entrada al ciclo por medio de la captación de la radiación solar en el colector-evaporador.

En la figura 4.7 se muestra la eficiencia de Segunda Ley para la operación del equipo experimental como bomba de calor solar y convencional de acuerdo a las configuraciones mostradas en la figura B.1. La línea en la gráfica corresponde a la eficiencia de la Segunda Ley para un gran número de sistemas de refrigeración presentada por Bejan [1988,1996], en escala logarítmica. Es notorio que las configuraciones asistidas con energía solar (ciclo 1 y ciclo2, puntos negros), tienen una eficiencia de la Segunda Ley mayor. Esto es originado por que el refrigerante es suministrado al condensador con un nivel de temperatura más alto en estos ciclos, que en los ciclos donde el refrigerante se evapora en un intercambiador convencional. Por tanto con la evaporación directa del refrigerante

en el colector solar el cambio de exergía en los fluidos de enfriamiento en la etapa de condensación es mayor.

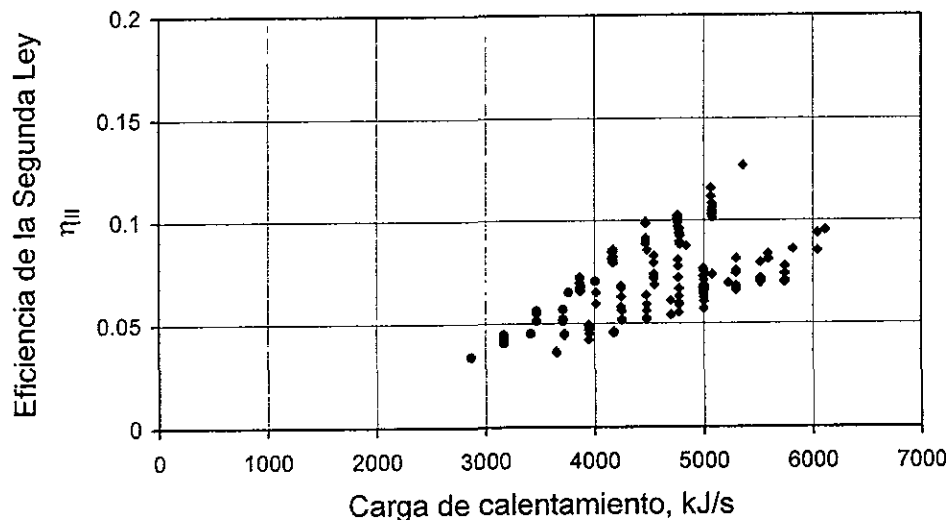


Figura 4.6 Eficiencia de la Segunda Ley expresada por el cociente del  $\dot{W}_{rev}$  y  $\dot{W}_k$  de acuerdo a la ecuación 3.7, confrontada con la carga de calentamiento obtenida en la operación del Ciclo 2 y Ciclo1.

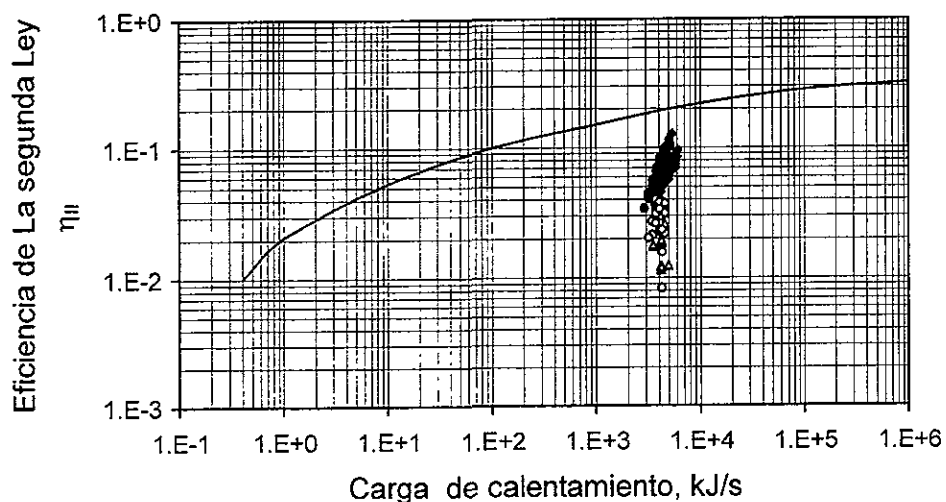


Figura 4.7 Eficiencia de la Segunda Ley expresada por el cociente del  $\dot{W}_{rev}$  y  $\dot{W}_k$  confrontada con la carga de calentamiento calculada en la operación de la bomba de calor solar ( puntos rellenos Ciclo 2 y Ciclo1). Los puntos huecos corresponden a la operación de la bomba de calor convencional, ver la figura B.1, la curva representa la distribución de la eficiencia de la Segunda Ley para sistemas de refrigeración vs. Carga de refrigeración para la misma escala (Bejan [1988,1998]).

En la figura 4.8 se presentan los resultados experimentales de la variación de la eficiencia exérgica calculada, con la ecuación 3.14, la cual se confronta con la diferencia de temperatura de condensación y evaporación registrada durante la experimentación.

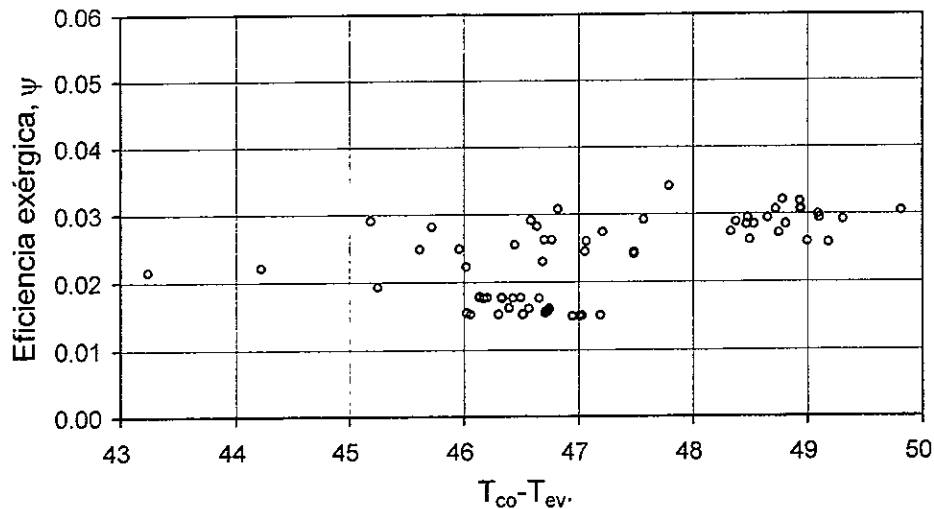


Figura 4.8 Eficiencia exérgica de la operación del Ciclo 1 para el rango de la diferencia de temperatura de condensación y evaporación registrado en la experimentación.

La eficiencia exérgica calculada, varía en el rango de  $T_{co} - T_{ev}$ , registrado. El rango de la diferencia de temperatura de trabajo de la bomba de calor registrada en la operación de las dos configuraciones varió entre 40 y 50 °C. Esta variación se debe principalmente al sobrecalentamiento del refrigerante en el colector evaporador originado por el aumento de la radiación solar incidente sobre el área de captación fija de este dispositivo. Con el aumento de la radiación solar la diferencia de temperatura disminuye.

#### 4.5. RELACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO CALCULADOS EN LA OPERACIÓN DE LA BOMBA DE CALOR

Los parámetros de funcionamiento calculados a partir de las relaciones de exergía deducidas en el capítulo 3, como son la eficiencia exérgica y la irreversibilidad relativa son útiles para establecer la distribución de la irreversibilidad en el sistema

en estudio. En la Tabla 4.2 se presentan los valores promedio de éstos parámetros.

Tabla 4.2 Parámetros de funcionamiento promedio calculados con los datos experimentales en la bomba de calor solar a las condiciones de operación especificadas en el apéndice B.

$COP_{real}$ Ec. 3.8	$COP$ Ec. 3.10	$\eta_{II}$ Ec.3.7	$\eta_{II}$ Ec.3.11	$\psi$ Ec. 3.14	$(I_{rr-co}/I_{rr})$ Ec. 3.25
3 - 5	4.5 - 8	0.07– 0.14	0.4-0.85	0.011-0.04	0.83

La destrucción de la exergía total en la bomba de calor solar experimental, está representada en un 83% por la rapidez de la irreversibilidad presente en la captación de la exergía de la radiación solar.

La eficiencia exérgica calculada presentó en promedio valores de 0.011 a 0.04, los cuales se incluyen en la información de la tabla 4.2. La eficiencia exérgica en un proceso reversible es igual a la unidad. Para el sistema en estudio la eficiencia exérgica calculada toma en cuenta la irreversibilidad total en la operación de la bomba de calor solar experimental, por lo que los valores que presenta son relativamente bajos con respecto a la eficiencia de la Segunda Ley definida por la ecuación 3.7.

#### 4.6 COMENTARIOS

1. El coeficiente de funcionamiento real permite establecer la eficiencia del uso de la energía eléctrica en la bomba de calor solar. El coeficiente de funcionamiento  $COP$  (ecuación 3.10), indica el grado de eficiencia del uso de la energía térmica del refrigerante proporcionada por el trabajo de compresión. Teniendo esto en cuenta el diseñador puede tomar algunas decisiones para el dimensionamiento de este tipo de ciclos. Los valores del coeficiente de funcionamiento obtenidos en la operación del dispositivo solar experimental, muestran que, desde el punto de vista de la Primera Ley, la bomba de calor solar es más eficiente en el uso de la energía eléctrica, que un ciclo convencional de la misma capacidad.
2. Los valores de la eficiencia de la Segunda Ley reflejan la rapidez de la irreversibilidad en el ciclo, respecto a la exergía de entrada a través del trabajo suministrado al compresor. La eficiencia exérgica por otro lado toma en cuenta además la rapidez de irreversibilidad debida a la captación de la energía solar.

Ambos parámetros son un índice de la operación real del equipo comparado con un sistema reversible.

3. De acuerdo con la irreversibilidad relativa presentada por los componentes del ciclo, la irreversibilidad total de la bomba de calor solar está representada en un porcentaje muy alto por la irreversibilidad en el colector-evaporador. Lo anterior es un índice importante para el planteamiento de la minimación de la generación de entropía en este dispositivo, de tal forma que si se minimiza la generación de entropía global en la operación del ciclo, aumenta la eficiencia del uso de la energía disponible.



# *CAPÍTULO 5*

## *OPTIMACIÓN TERMODINÁMICA INTEGRAL*

## RESUMEN

En este capítulo se desarrolla la metodología para la optimización termodinámica del ciclo de la bomba de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar. Mediante la maximación de la eficiencia exérgica en el colector-evaporador se obtiene la temperatura de evaporación óptima, a partir de la cual, se lleva a cabo la maximación del flujo de exergía en la etapa de condensación para determinar la temperatura óptima del refrigerante en el condensador de la bomba de calor. Se deduce el coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento tomando en cuenta las irreversibilidades externas e internas de la bomba de calor solar. Se analiza la variación de las temperaturas óptimas de evaporación y condensación esperadas en el fluido de trabajo de la bomba de calor con respecto a la radiación solar, a la velocidad de viento y a la temperatura ambiente.

## 5.1 INTRODUCCIÓN

La optimización termodinámica a través del método de exergía o del método de minimación de la generación de entropía es una consecuencia del teorema de Gouy-Stodola, (Kotas [1985] y Bejan [1988]), que establece, que la rapidez de cambio de la irreversibilidad en una región de control está dada por el producto de la generación de entropía y la temperatura del medio ambiente.

Los conceptos de optimización que han aparecido en las revistas especializadas de Física son considerados en esta literatura como la respuesta a la necesidad de representar los procesos en forma más apegada a la realidad. La mayoría de estos trabajos están fundamentados principalmente en la relación de la eficiencia de una máquina térmica para la cual la producción de la potencia es máxima,  $\eta = 1 - (T_L/T_H)^{1/2}$ , de acuerdo con Curzon y Ahlborn [1975]. Con la Aplicación de la metodología descrita por la Termodinámica de Tiempo Finito para la optimización de procesos, Yan *et al.* [1994], Gordon [1990] y Lund, [1990], obtienen resultados para la temperatura óptima de operación de dispositivos de colección de energía solar utilizados en ciclos termodinámicos. Estos resultados coinciden con los obtenidos para la optimización termodinámica en el límite reversible del funcionamiento de colectores solares, aplicando el Método de Minimación de la Generación de Entropía, (Bejan [1988]), y con los obtenidos a través de la Maximación de la Eficiencia Exérgica, (Torres *et al.* [1996, 1997]) como parte de esta tesis. Lo anterior es consecuencia de que en las tres metodologías se toman en cuenta las condiciones de operación finitas del sistema y se desarrollan sobre las mismas bases teóricas

La metodología para la optimización integral de una bomba de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar, que se propone en este trabajo, se basa en la modelación termodinámica del ciclo en estado estacionario y en las estrategias para la optimización termodinámica integral, que se establecen a partir de los resultados teóricos y experimentales del análisis de exergía en la bomba de calor solar desarrollado en los capítulos 3 y 4.

Los resultados de la optimización termodinámica se complementan con la deducción de la eficiencia de La Segunda Ley y del coeficiente de funcionamiento en condiciones finitas de operación, para la máxima carga de calentamiento de la bomba de calor, dada por la relación óptima de las conductancias del condensador y colector-evaporador. Esta deducción se realiza para un ciclo con irreversibilidades internas y externas.

## **5.2 MAXIMACIÓN DE LA EXERGIA BOMBEADA EN CONDICIONES FINITAS DE OPERACIÓN**

### **5.2.1 Minimación de la generación de entropía en el colector-evaporador de la bomba de calor en condiciones finitas de operación**

La irreversibilidad presente en el colector solar es directamente función de la radiación solar, de acuerdo con el cálculo basado en la teoría del capítulo 3 y utilizando los datos experimentales del capítulo 4. Lo anterior se debe a que la exergía de la radiación solar que ingresa al sistema termodinámico no se aprovecha efectivamente debido a las limitaciones físicas del equipo.

Uno de los métodos tradicionales para realizar la optimización termodinámica de procesos consiste en el análisis de la variación de las irreversibilidades y flujos de exergía con respecto al parámetro a optimar (Kotas, [1985]). Algunos de los parámetros que pueden considerarse en la optimación de un colector- evaporador son:

- i) El área de captación,
- ii) La temperatura de evaporación
- iii) La calidad del refrigerante a la entrada del colector- evaporador.

En un sistema existente, el área de captación es fija y por tanto no se considerará como parámetro a optimar. Por otro lado, la calidad del refrigerante depende de parámetros operativos, como lo son las presiones en la zona de alta y baja, y de parámetros climatológicos como la radiación solar que proporciona el calor necesario para la evaporación del fluido en el colector.

En este estudio, el parámetro a optimar es la temperatura de evaporación del refrigerante. Físicamente, este parámetro puede controlarse por medio de la presión de evaporación. La cual a su vez puede regularse a través de la válvula de expansión.

En el análisis se plantea la maximación de la eficiencia exérgica para el colector-evaporador, con respecto al parámetro a optimar, en este caso la temperatura de evaporación.

De un balance de energía sobre un colector solar, (ver apéndice C) considerando que la temperatura del fluido en el colector solar es uniforme y que corresponde a la temperatura de evaporación del refrigerante, que se encuentra en equilibrio térmico con la temperatura de la placa, el calor útil proporcionado al refrigerante 22 está dado por la siguiente expresión:

$$Q_u = A_c \left[ G \alpha - U_L (T_{ev} - T_o) \right] \quad (5.1)$$

donde  $A_c$  y  $\alpha$  son el área de captación solar y la absorptividad de la placa colectora, respectivamente,  $G$  es la radiación solar incidente.  $U_L$  es el coeficiente global de pérdidas de calor definido para un colector sin cubiertas como  $2h_v$ , (O'Dell *et al.* [1984]),  $h_v$  es el coeficiente de transferencia de calor debida a la velocidad del viento.

La exergia del fluido de trabajo a la salida del colector-evaporador de acuerdo al balance de exergia presentado en el apéndice C, (ecuación C.8), se expresa por

$$\dot{E}_{f-ce} = A_c \left[ G \alpha - U_L (T_{ev} - T_o) \right] \left( 1 - \frac{T_o}{T_{ev}} \right) \quad (5.2)$$

El planteamiento de minimizar la generación de entropía en el colector-evaporador a través de optimar la temperatura de evaporación, se hace considerando que la exergia térmica ganada por el refrigerante proviene de la exergia de la radiación solar expresada en la ecuación 3.21. Así, resulta, de las expresiones dadas por las ecuaciones 5.2 y 3.21, la expresión que relaciona la exergia de entrada y salida en el colector-evaporador, que es la eficiencia exérgica, y está dada por

$$\eta_{ex} = \frac{\left[ G\alpha - U_L(T_{ev} - T_o) \right] \left( 1 - \frac{T_o}{T_{ev}} \right)}{G \left[ 1 - \left( \frac{T_o}{T} \right) \right]} \quad (5.3)$$

Derivando la ecuación 5.3, respecto a la temperatura de evaporación, e igualando a cero se obtiene una expresión en función de la temperatura óptima de evaporación; despejando a ésta se tiene que,

$$T_{ev, \text{óptima}} = T_o \left[ 1 + \frac{G\alpha}{U_L T_o} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.4)$$

Rearreglando términos, la temperatura óptima de evaporación del colector solar se expresa como

$$T_{ev, \text{óptima}} = T_o^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{G\alpha}{U_L} + T_o \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.5)$$

Esta expresión corresponde a la temperatura óptima de evaporación de un colector-evaporador, cuyas pérdidas exérgicas son las generadas por la transferencia de la energía radiante incidente colectada hacia el fluido de trabajo.

La expresión de la temperatura de evaporación óptima se puede presentar en función de un parámetro climatológico explotado por O'Dell *et al.* [1984] en el estudio del comportamiento de la Primera Ley de este tipo de ciclos. La deducción de este parámetro se realiza con la finalidad de conjuntar en un solo término las variables climatológicas y las propiedades del colector evaporador. Este parámetro se le denomina la "temperatura sol-aire" y está dado por la siguiente ecuación.

$$T_{sa} = G \frac{\alpha}{U_L} + T_o \quad (5.6)$$

Utilizando esta definición, la ecuación 5.5 toma finalmente la siguiente forma

$$T_{ev, \text{óptima}} = (T_o T_{sa})^{\frac{1}{2}} \quad (5.7)$$

La expresión para calcular la temperatura óptima involucra los parámetros de diseño del colector-evaporador y las variables climatológicas, como la radiación solar, la velocidad de viento y la temperatura del medio ambiente.

### 5.2.2 Minimación de la generación de entropía o maximación de la eficiencia exérgica en la bomba de calor

Para enlazar el comportamiento óptimo del ciclo a través de la temperatura óptima del colector-evaporador con la etapa de condensación, se considera que el fluido de trabajo entra al compresor a la temperatura de evaporación óptima. De un balance de la Primera Ley en la etapa de compresión, se obtiene que la temperatura de salida del refrigerante en esta etapa es igual a:

$$T_{f-sal-c} = \frac{W_r \eta_{el} \eta_{mec} \eta_{vol}}{m_f C_{p_f}} + T_{ev, \text{óptima}} \quad (5.8)$$

Donde  $m_f$  es el flujo másico del fluido de trabajo,  $C_{p_f}$  su calor específico en el estado gaseoso,  $W_r$  representa el trabajo real proporcionado al compresor,  $\eta_{el}$ ,  $\eta_{mec}$ ,  $\eta_{vol}$  son las eficiencias eléctrica, mecánica y volumétrica del compresor.

En la etapa de condensación el parámetro a optimar es la temperatura de salida del refrigerante. El flujo de exergía que se proporciona al condensador, en condiciones finitas de operación; está dado por el cambio de exergía debido a la energía térmica cedida al fluido de enfriamiento entre las condiciones de entrada y salida de la corriente del refrigerante en este componente, como se expresa a continuación.

$$\Delta \dot{E}_f = \Delta \dot{H}_f - T_0 \Delta \dot{S}_f \quad (5.9)$$

donde el cambio de entalpía del refrigerante está dada por

$$\Delta H_f = (H_{ent,f} - H_{sal,f}) = m \int_{T_{sal,f}}^{T_{ent,f}} C_p dT \quad (5.10)$$

y el cambio de entropía del refrigerante es igual a

$$\Delta S_f = S_{ent,f} - S_{sal,f} = m \int_{T_{sal,f}}^{T_{ent,f}} C_p \frac{dT}{T} \quad (5.11)$$

Si se divide la ecuación 5.11 entre 5.10, se tiene que

$$\frac{\Delta S_f}{\Delta H_f} = \frac{\int_{T_{sal,f}}^{T_{ent,f}} \frac{dT}{T}}{\int_{T_{sal,f}}^{T_{ent,f}} dT} = \frac{\ln(T_{ent,f}/T_{sal,f})}{(T_{ent,f} - T_{sal,f})} \quad (5.12)$$

resolviendo para  $\Delta S_f$ , se obtiene una expresión para el cambio de entropía en función del cambio de entalpía y de las condiciones de temperatura del refrigerante a la entrada y salida del condensador

$$\Delta S_f = \Delta H_f \left( \frac{\ln(T_{ent,f}/T_{sal,f})}{T_{ent,f} - T_{sal,f}} \right) \quad (5.13)$$

Sustituyendo la ecuación 5.13 en la ecuación 5.9, se obtiene el cambio de exergía del refrigerante desde la temperatura de entrada hasta la de condensación, debido a la energía térmica cedida al fluido de enfriamiento

$$\Delta \dot{E}_f = \Delta H_f \left[ 1 - T_0 \frac{\ln(T_{ent,f}/T_{sal,f})}{T_{ent,f} - T_{sal,f}} \right] \quad (5.14)$$

La exergía debida a la entalpía del cambio de fase a la temperatura de salida del refrigerante en el condensador, se expresa para el sistema en estudio como

$$E_{f-co} = m_f \lambda_{T_{sal,f}} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{sal-f}} \right) \quad (5.15)$$

El flujo de exergía que entra al condensador está dada por la suma de las ecuaciones 5.14 y 5.15

$$\Delta E_{ent-co} = \dot{m}_f C_{p,co} \left[ (T_{ent,f} - T_{sal,f}) - T_0 \ln \left( \frac{T_{ent,f}}{T_{sal,f}} \right) \right] + \dot{m}_f \lambda_{T_{sal,f}} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{sal,f}} \right) \quad (5.16)$$

Por su parte el flujo de exergía que sale del condensador, está dado por

$$\Delta E_a = \Delta H_a - T_0 \Delta S_a \quad (5.17)$$

en donde  $\Delta E_a$ ,  $\Delta H_a$  y  $\Delta S_a$  representan el cambio de exergía, entalpía y entropía del fluido de enfriamiento respectivamente.

La eficiencia exérgica en la etapa de condensación del refrigerante de acuerdo con su definición queda expresada mediante la siguiente ecuación

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta \dot{E}_a}{m_f C_{p_f,co} \left[ (T_{ent,f} - T_{sal,f}) - T_0 \ln \left( \frac{T_{ent,f}}{T_{sal,f}} \right) \right] + \dot{m}_f \lambda_{T_{sal,f}} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{sal,f}} \right)} \quad (5.18)$$

El valor óptimo de la temperatura de condensación del refrigerante a la salida del condensador, se alcanzará cuando se cumpla la siguiente condición

$$\frac{d\eta_{ex}}{dT_{sal,f}} = 0 \quad (5.19)$$

derivando entonces la ecuación 5.18, e igualando a cero, se obtiene una expresión en función de la temperatura óptima de salida del refrigerante y despejando a ésta se tiene

$$T_{sal,f-óptima} = \frac{1}{2} T_0 + \left[ \frac{T_0^2}{4} + \frac{\lambda_{T_{sal,f}}}{C_{p_f}} T_0 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.20)$$

La temperatura óptima de condensación del refrigerante para la máxima exergía bombeada está en función de la temperatura del medio ambiente, de la entalpía de condensación y del calor específico del refrigerante.

La optimización termodinámica establece las temperaturas óptimas de evaporación y de condensación de acuerdo al método de análisis desarrollado, para la máxima eficiencia exérgica de la bomba de calor solar.



### 5.3 COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO PARA LA MÁXIMA CARGA DE CALOR BOMBEADO EN CONDICIONES FINITAS DE OPERACIÓN

La optimización termodinámica de la bomba de calor solar por el método de exergía puede ampliarse con algunos de los procedimientos propuestos en la Termodinámica de Tiempo Finito. Esto es en analogía con la eficiencia para la máxima potencia extraída de una máquina térmica de acuerdo al modelo de Curzon y Ahlborn. El desarrollo de este modelo permite establecer el coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento del ciclo termodinámico.

La bomba de calor solar es analizada partiendo del modelo que toma en cuenta las irreversibilidades externas e internas en el proceso de bombeo de energía térmica, que es mostrado en la figura 5.1. Este modelo fue propuesto por Bejan [1989] y utilizado más recientemente por Agrawal y Menon [1993] y Chen [1994], en sus trabajos publicados en la literatura especializada de los Físicos.

De un balance de energía global sobre el diagrama de la figura 5.1, se tiene que

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (5.21)$$

donde  $\dot{Q}_L$  es la energía térmica recibida por el colector-evaporador como producto de la radiación solar y el área de captación,  $GA_c$  y  $\dot{Q}_H$  es la energía térmica cedida por el refrigerante al flujo de aire a través del condensador de la bomba de calor  $(\dot{m}_a \Delta h)_{co}$ .

En este modelo se establecen tres fuentes de irreversibilidad; la pérdida de energía térmica debida a la irreversibilidad interna  $Q_i$ , que está dada por la diferencia de temperatura entre  $T_H$  y  $T_L$  y las debidas a las diferencias finitas de temperatura  $(T_{HC}-T_H)$  y  $(T_L-T_{LC})$  asociadas a la transferencia y absorción de calor con el ciclo reversible de la bomba de calor.

$$Q_i = \frac{T_H - T_L}{R_i} \quad (5.22)$$

Donde  $R_i$  es la resistencia a la transferencia al flujo de calor interno  $Q_i$  entre la temperatura  $T_H$  que corresponde a la temperatura termodinámica de la corriente del fluido de enfriamiento a través del condensador y  $T_L$  dada por la temperatura del medio ambiente.

La energía térmica del refrigerante en la etapa de condensación es el resultado de la suma de la carga de calentamiento entregada al fluido de enfriamiento y el flujo de calor perdido debido a las irreversibilidades internas del ciclo, que se expresa mediante

$$\dot{Q}_{HC} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_i \quad (5.23)$$

donde  $\dot{Q}_{HC}$  representa la energía térmica del refrigerante en el condensador.

Por su parte el calor útil proporcionado por el colector-evaporador al refrigerante, se expresa mediante

$$\dot{Q}_{LC} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_i \quad (5.24)$$

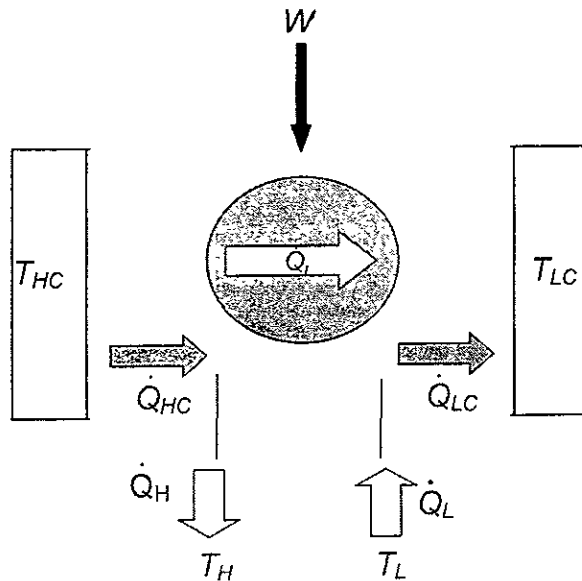


Figura 5.1 Modelo de la bomba de calor solar con dos intercambiadores de calor, (condensador y colector-evaporador).

### 5.3.1 Eficiencia de la Segunda Ley, para la bomba de calor irreversible

La eficiencia de la Segunda Ley para este sistema está definida por la ecuación (3.9), como

$$\eta_{II} = \frac{COP_{real}}{COP_{rev}} \quad (5.25)$$

en donde  $COP_{real}$  y  $COP_{rev}$  se expresan respectivamente por,

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (5.26)$$

y

$$COP_{rev} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (5.27)$$

Si las ecuaciones 5.26 y 5.27 se sustituyen en la 5.25 se tiene que, la eficiencia de la Segunda Ley puede expresarse en función de la carga de calentamiento  $\dot{Q}_H$  como

$$\eta_{II} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \left( 1 - \frac{T_L}{T_H} \right) \quad (5.28)$$

rearrreglando la ecuación 5.28 a través de las ecuaciones 5.21 a la 5.24, además definiendo,

$$\tau_c = \frac{T_{LC}}{T_{HC}} \quad \text{y} \quad \tau = \frac{T_L}{T_H};$$

mediante el procedimiento algebraico mostrado en el apéndice D, se tiene una expresión para la eficiencia de la Segunda Ley en función de la carga de calentamiento de la bomba de calor y del flujo de energía térmica que origina la irreversibilidad interna del ciclo.

$$\eta_{II} = \frac{1 - \tau}{1 - \tau_c} \left( 1 - \frac{\dot{Q}_i}{\dot{Q}_H} \right)^{-1} \quad (5.29)$$

### 5.3.2 Máxima carga de calentamiento en la bomba de calor irreversible

La carga de calentamiento proporcionada por la bomba de calor puede ser maximada para obtener la relación óptima del producto de áreas y coeficientes de transferencia de calor entre los dos intercambiadores de calor del sistema.

Los flujos de calor  $\dot{Q}_{HC}$  y  $\dot{Q}_{LC}$  pueden considerarse proporcionales a la diferencia de temperaturas dadas en el modelo de la figura 5.1, y pueden expresarse por

$$Q_{LC} = UA_{ce}(T_L - T_{LC}) \quad (5.30)$$

y

$$Q_{HC} = UA_{co}(T_{HC} - T_H) \quad (5.31)$$

donde  $(UA)_{ce}$  y  $(UA)_{co}$  son respectivamente las conductancias del evaporador y condensador de la bomba de calor.

La relación óptima de las conductancias externas de condensación y evaporación, para la máxima carga de enfriamiento de un sistema de refrigeración, de acuerdo al resultado presentado por Bejan, [1989,1993,1995], es igual a 1, esto es

$$(UA)_{co} = (UA)_{ev} \quad (5.32)$$

La relación óptima de las conductancias que se da como resultado en el estudio de una planta de potencia en los trabajos de Ibrahim *et al.* [1991] es también equivalente. En la minimación del trabajo de entrada cuando se fija la carga de refrigeración, (Bejan [1993]), la relación óptima de las conductancias es igual a 1. Este mismo resultado se obtiene en el correspondiente modelo de una planta de potencia cuando se minimiza la conductancia total fijando el trabajo de salida. Por tanto la relación de las conductancias externas será óptima cuando esta sean equivalentes, lo cual se sugiere como una regla en (Bejan [1996]).

La conductancia total  $UA$  puede expresarse en función de las conductancias externas de los dos intercambiadores de calor para el modelo de la bomba de calor, mediante

$$UA = (UA)_{co} + (UA)_{ce}, \text{ entonces} \quad (5.33)$$

$$(UA)_{co} = xUA \quad y \quad (5.34)$$

$$(UA)_{ce} = (1-x)UA \quad (5.35)$$

donde  $x$  es la fracción de la relación de conductancias.

De las ecuaciones 5.21 a 5.27 y 5.30 a la 5.35, mediante el procedimiento algebraico mostrado en el apéndice D, se obtiene  $\dot{Q}_H$  de la bomba de calor solar en función de la fracción de la relación de conductancias ( $x$ ),

$$\dot{Q}_H = x(1-x)UAT_L \left( \frac{1}{\tau_c} - \frac{1}{\tau} \right) - \dot{Q}_i \quad (5.36)$$

La carga de calor  $\dot{Q}_H$  es máxima cuando la relación de conductancias externas es óptima. En la ecuación 5.36 se deriva  $\dot{Q}_H$  con respecto a  $x$  y se iguala el resultado a cero, despejando la fracción de la relación se obtiene que

$$x_{opt} = \frac{1}{2}.$$

Este resultado concuerda con el expresado en la ecuación 5.32.

La carga máxima de calentamiento puede expresarse a partir de la ecuación 5.36, sustituyendo  $x_{opt}$  y la relación dada en la ecuación 5.33, como

$$\dot{Q}_{max} = \frac{1}{4} [(UA)_{co} + (UA)_{ce}] T_L \left[ \left( \frac{T_{LC}}{T_{HC}} \right)^{-1} - \left( \frac{T_L}{T_H} \right)^{-1} \right] - \dot{Q}_i \quad (5.37)$$

el COP para la máxima carga de calentamiento es igual a

$$COP_{\dot{Q}_H, MAX} = \frac{\frac{1}{4} [(UA) T_L (\tau_c)^{-1} - (\tau)^{-1}] - \dot{Q}_i}{\dot{W}} \quad (5.38)$$

Mediante la ecuación 5.38 es posible calcular el coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento de una bomba de calor con irreversibilidades externas e internas, en condiciones finitas de operación.

## 5.4 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD: OPTIMACION TERMODINAMICA DE LA BOMBA DE CALOR SOLAR

El objetivo en esta sección es mostrar la sensibilidad de los parámetros del sistema termodinámico en estudio. Los parámetros que se analizaron son aquellos deducidos teóricamente por la maximación de la eficiencia exérgica en condiciones de operación finitas. El caso de estudio corresponde a los resultados de la experimentación de una bomba de calor solar de escala intermedia. Las condiciones de operación y las características del equipo se establecieron en el Capítulo 4 y el apéndice B.

### 5.4.1 Operación de la bomba de calor solar, con respecto al efecto de la "temperatura sol-aire"

La "temperatura sol-aire" es un parámetro que permite simular las posibilidades de aplicación de este tipo de sistemas variando las condiciones de operación y la localización física de la aplicación.

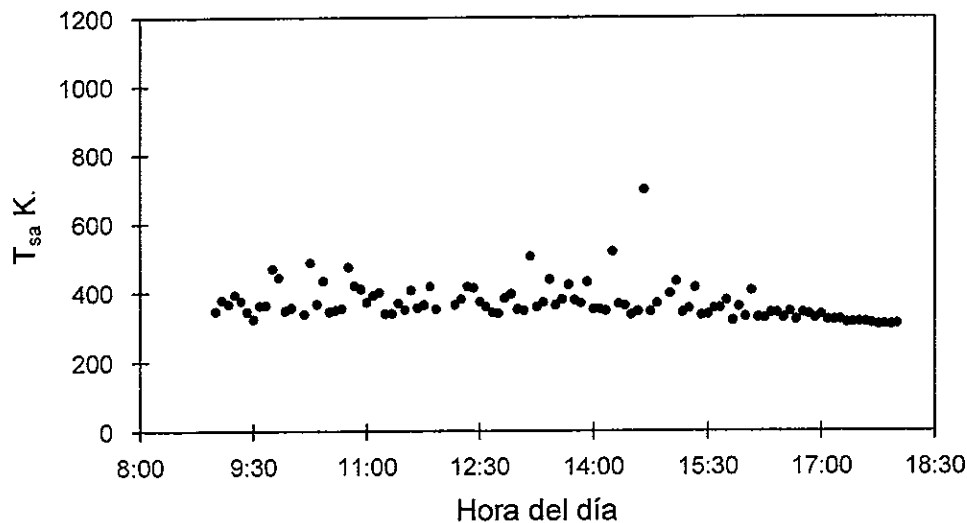


Figura 5.2 Temperatura sol aire (ecuación 5.6) calculada con los datos experimentales y las características físicas del colector-evaporador dados en el apéndice B.

En la figura 5.2 se relaciona la temperatura sol-aire calculada de los datos experimentales registrados. Se observa que no existe una tendencia definida con respecto a la hora del día, lo anterior se debe a que esta temperatura depende de

la variación de la velocidad de viento, la radiación solar y la temperatura ambiente. La variación es aleatoria principalmente la de la velocidad del viento.

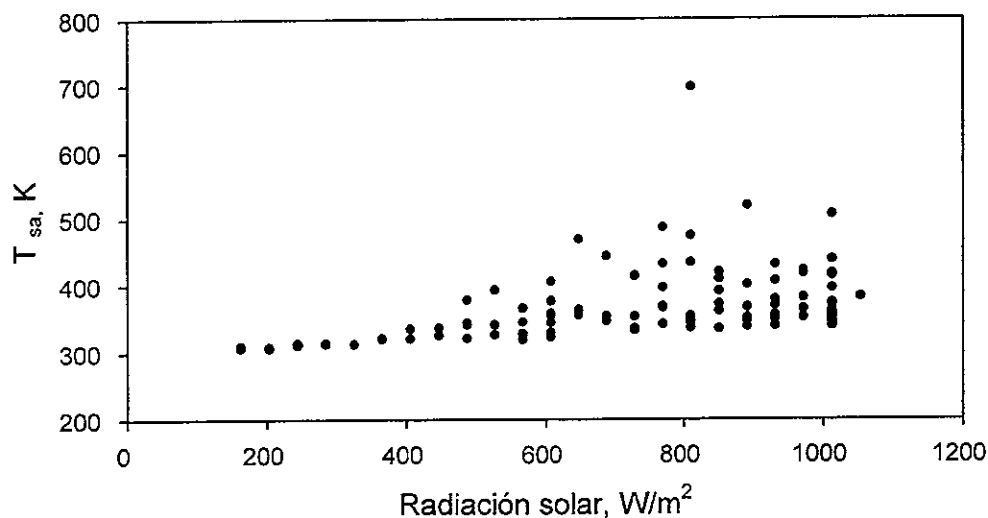


Figura 5.3. Variación de la temperatura sol-aire (ecuación 5.6) calculada a las condiciones de operación registradas en las pruebas, en el rango de la radiación solar incidente. Ciclo 2.

En la figura 5.3 se grafica la temperatura sol-aire (ecuación 5.6) con respecto a la radiación solar, en esta figura puede observarse la dependencia de  $T_{sa}$  con respecto al aumento de la radiación solar incidente. La variación de los valores de  $T_{sa}$  para un mismo valor de la radiación solar, se deben a los valores diferentes de la velocidad de viento y la temperatura ambiente registrados durante la experimentación en ese punto. Esto sucedió aleatoriamente a lo largo del periodo de experimentación.

La irreversibilidad en el colector evaporador varía linealmente con respecto a la radiación solar, (ver el capítulo 4). En la figura 5.4 se observa la misma dependencia, ya que la radiación solar es el parámetro que más influye en la magnitud del valor del parámetro definido como  $C = A_c U_L (T_{sa} - T_{ev})$ , el cual se deduce en función de  $T_{sa}$ , para establecer una relación numérica con el aumento de la irreversibilidad en el colector-evaporador.

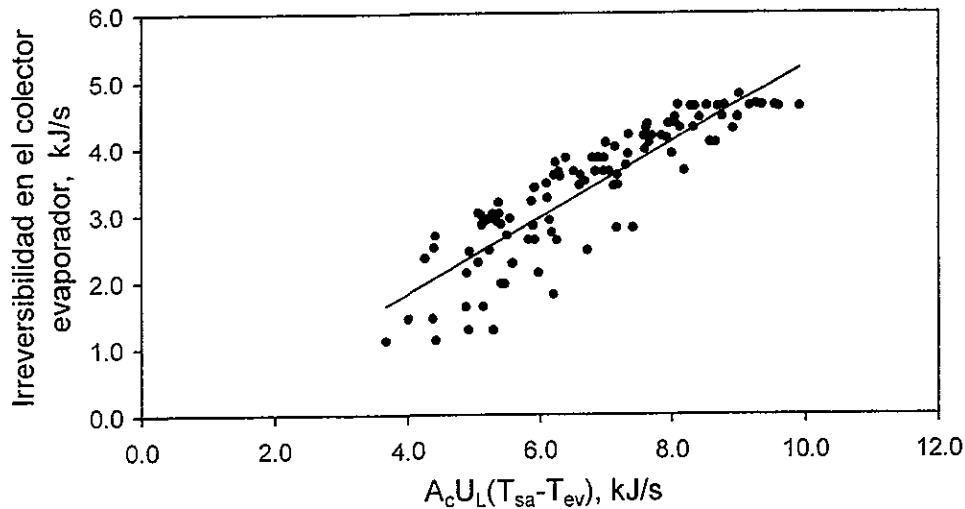


Figura 5.4. Variación de la Irreversibilidad en el colector solar (ecuación 3.22), en función de  $C=A_c U_L (T_{sa} - T_{ev})$ . Valores calculados a las condiciones de operación experimental. Ciclo 2.

#### **5.4.2 Respuesta de la operación del equipo experimental a los parámetros óptimos teóricamente esperados**

En esta sección se presenta la evaluación de las temperaturas óptimas de evaporación y condensación esperadas en las condiciones de operación de una bomba de calor solar con evaporación directa del refrigerante en un colector solar. En la figura 5.5, se muestra la variación de la temperatura de evaporación óptima (ecuación 5.7), con respecto a la variación de la radiación solar incidente. La radiación solar tiene una gran influencia en el valor de la temperatura de evaporación óptima a través de la "temperatura sol-aire". Esto es apreciable si se compara la figura 5.3 con la 5.5 donde se observa el mismo comportamiento, que es dado por la ecuaciones 5.6 y 5.7.

La temperatura de evaporación óptima en un equipo con el área de captación fija, está relacionada con la temperatura de evaporación medida experimentalmente en la figura 5.6. La diferencia entre estas temperaturas es en promedio de 46 °C. Este valor indica qué tan alejado de las condiciones óptimas opera el dispositivo experimental, considerando las condiciones en las cuales se llevó a cabo la experimentación.



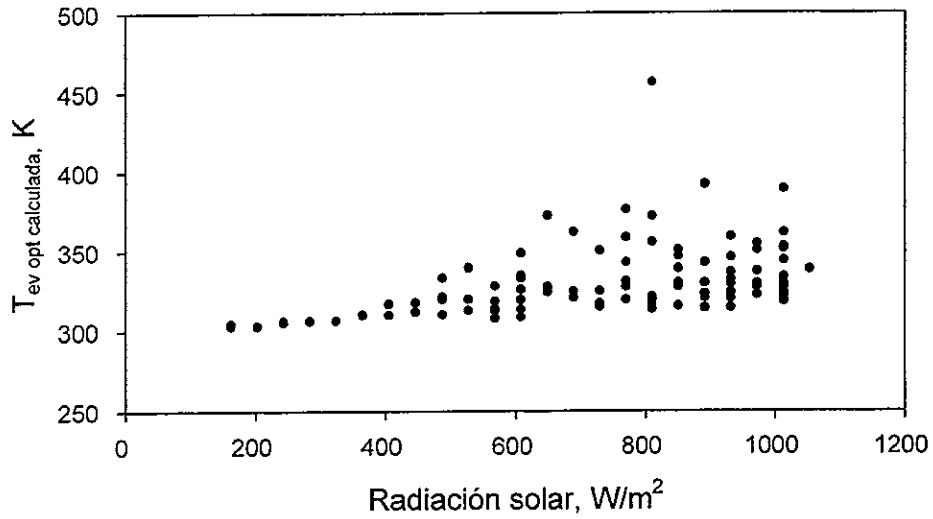


Figura 5.5. Temperatura de evaporación óptima (ecuación 5.7), calculada a las condiciones de operación registradas durante la experimentación, en función de la radiación solar. Ciclo 2.

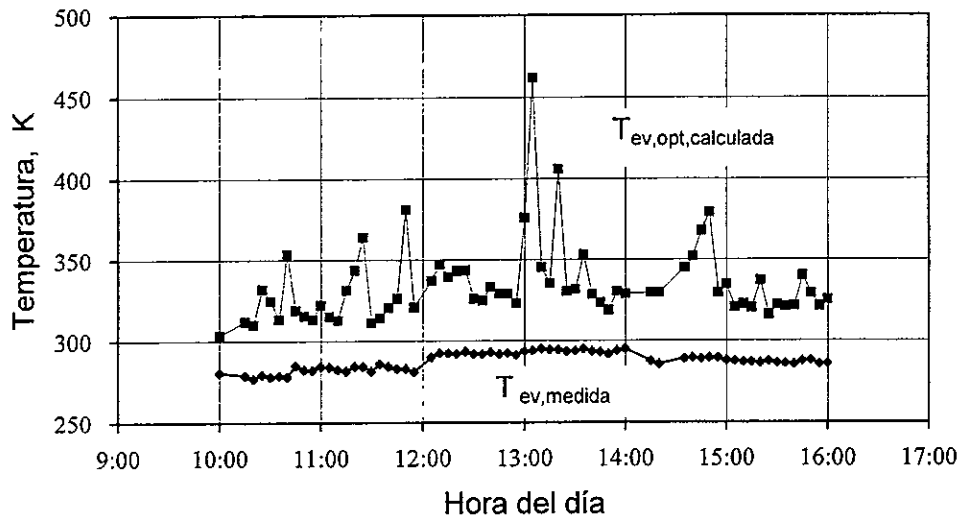


Figura 5.6. Temperatura de evaporación óptima (ecuación 5.7), comparada con la temperatura de evaporación del fluido de trabajo. Ciclo 1.

De acuerdo con el análisis de sensibilidad de la temperatura óptima de evaporación a las condiciones de operación, se observó una dependencia exponencial con respecto a la velocidad de viento, ver figura 5.7. Este parámetro influye marcadamente en el cálculo del coeficiente global de pérdidas de calor del colector-evaporador ( $U_L$ ). La tendencia correspondiente está dada por la ecuación 5.39, y es válida únicamente para el caso de estudio presentado y se aplica a los dos ciclos de operación estudiados, para  $v$  en el rango de 0.1 a 3.5 m/s

$$T_{ev, opt} = 326.89v^{-0.07230} \quad (5.39)$$

En la figura 5.8 se muestra la diferencia entre la temperatura de evaporación óptima y la temperatura de evaporación experimental, con respecto a la velocidad de viento. La tendencia de esta curva puede ser representada por la siguiente expresión para  $v$  en el rango de 0.1 a 3.5 m/s

$$T_{ev-opt} - T_{ev} = 38.165v^{-0.4412} \quad (5.40)$$

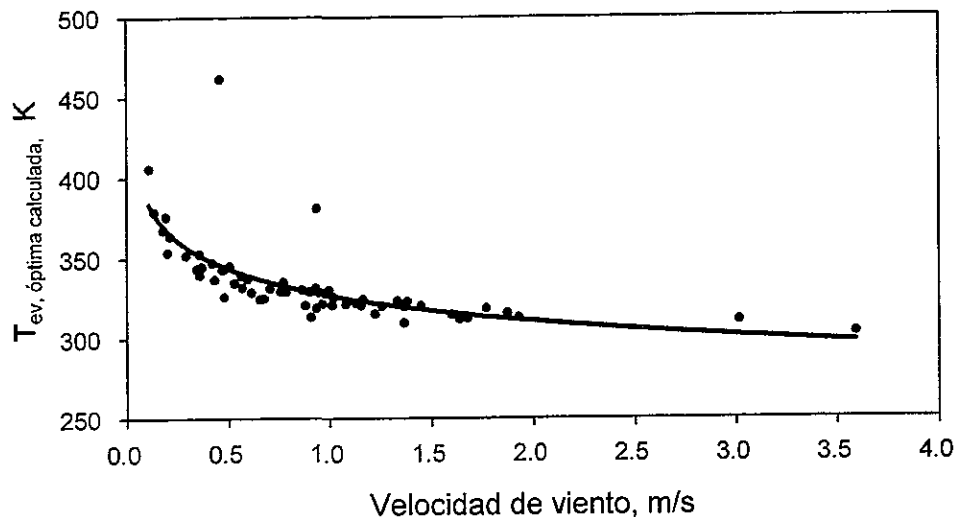


Figura 5.7. Temperatura de evaporación óptima calculada (con la ecuación 5.7 a las condiciones de operación registradas en la experimentación), en función de la velocidad de viento. Ciclo1.

Las figuras 5.7 y 5.8 muestran el mismo comportamiento ya que tanto la temperatura de evaporación óptima esperada como la real son función de la velocidad del viento. Lo que queda corroborado en la figura 5.8 donde se está confrontando la diferencia de entre estas temperaturas y la velocidad del viento.

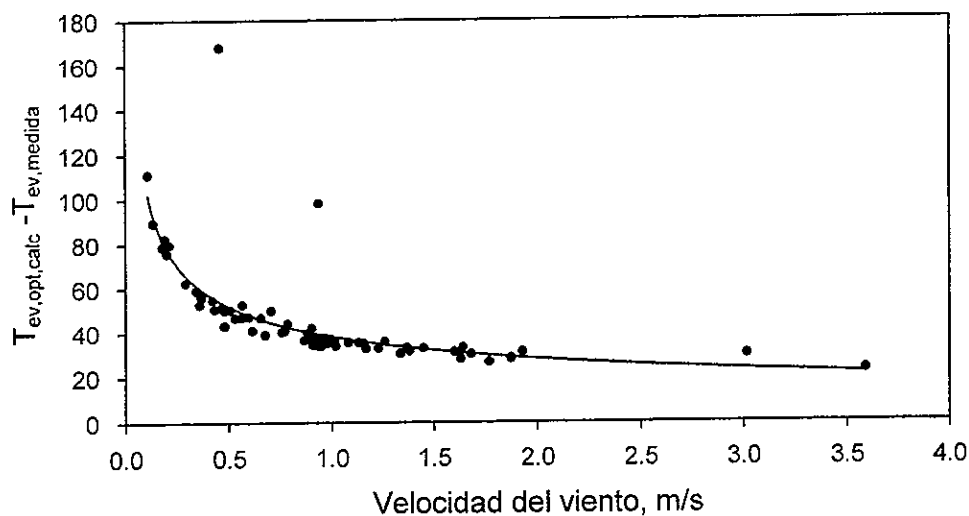


Figura 5.8. Diferencia entre la temperatura de evaporación óptima esperada y la temperatura de evaporación medida, en función de la velocidad de viento. Ciclo 1.

La figura 5.9 muestra la dependencia de la temperatura óptima con respecto al coeficiente global de pérdidas de calor del colector-evaporador definido por el coeficiente de transferencia de calor debida a la velocidad del viento. La ecuación 5.41 representa esta relación  $U_L$  en el rango de 2 a 22 kJ/s m<sup>2</sup> K

$$T_{ev,opt} = 407.75 U_L^{-0.0916} \tag{5.41}$$

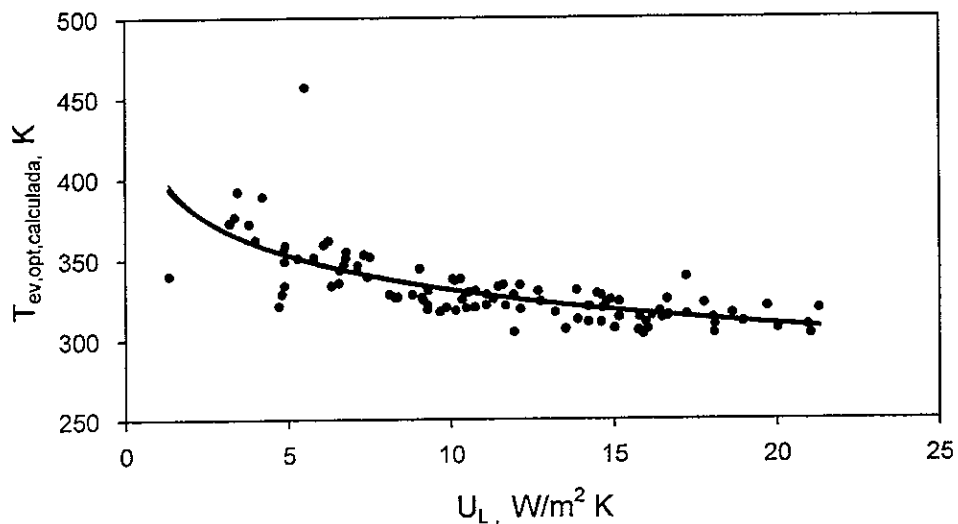


Figura 5.9. Temperatura de evaporación óptima (ecuación 5.7), en función del coeficiente de pérdidas totales de calor del colector evaporador. Ciclo 2.

La figura 5.10 muestra el perfil de las temperaturas óptima y experimental del fluido de trabajo a la salida del condensador en función del tiempo. La ecuación 5.20 se soluciona numéricamente introduciendo los datos correspondientes a las mediciones experimentales. La diferencia entre estas dos temperaturas varió en un promedio de  $12^{\circ}\text{C}$

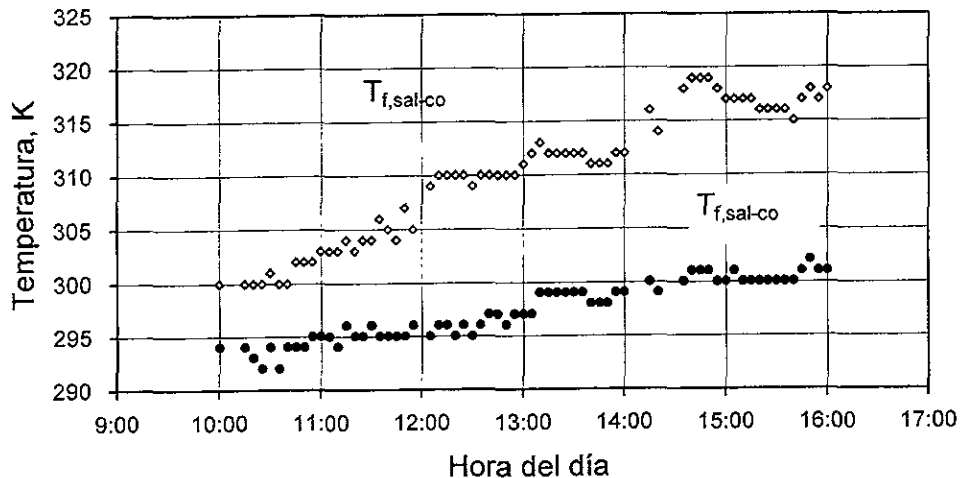


Figura 5.10 Temperatura óptima y temperatura real del fluido de trabajo a la salida del condensador, con respecto al tiempo. Ciclo 1.

#### 5.4.3 Coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento de la bomba de calor solar, eficiencia de la segunda Ley

En la figura 5.11 se muestra la variación de los Coeficientes de funcionamiento con respecto a la hora del día y en la figura 5.12 con respecto a la diferencia de temperatura entre el condensador y el evaporador.

Los coeficientes de funcionamiento definidos como; real,  $COP$  y para la carga de calentamiento máxima, fueron calculados de acuerdo a las ecuaciones 5.26, 3.10 y 5.38 respectivamente. En el cálculo del  $COP_{QH,max}$  se consideró que el valor de  $UA$  es igual a dos veces la conductancia en el condensador (relación óptima), donde  $A$  es igual a  $9.8 \text{ m}^2$  y el Coeficiente global de transferencia de calor ( $U_{co}$ ), en el condensador varía de acuerdo a los datos registrados en las pruebas experimentales.

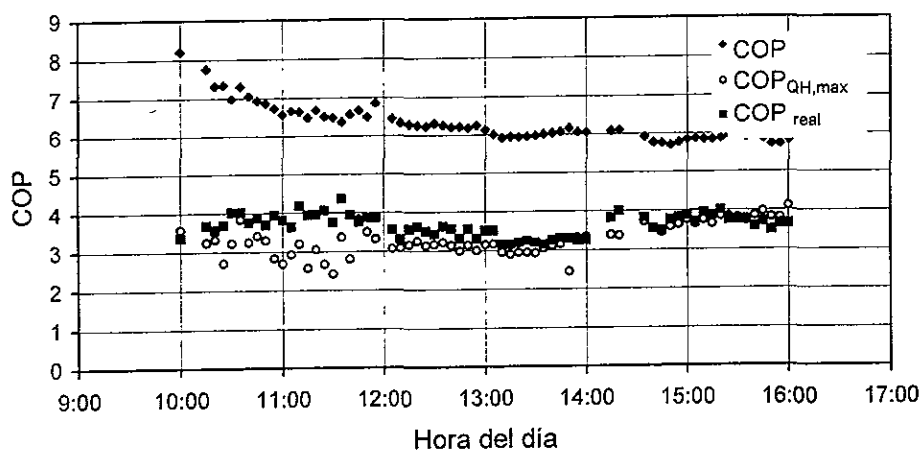


Figura 5.11 Variación de los coeficientes de funcionamiento real (ecuación 5.26),  $COP$  (ecuación 3.10) y  $COP_{QH,max}$  (ecuación 5.36), con respecto a la hora del día. El  $COP_{QH,max}$  está calculado suponiendo que la relación de las conductancias externas del dispositivo experimental son las óptimas. Ciclo 1.

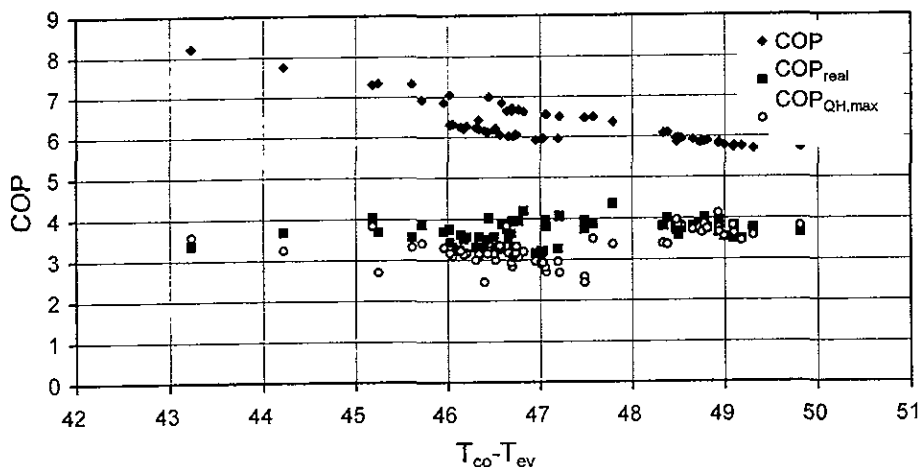


Figura 5.12. Variación de los coeficientes de funcionamiento real (ecuación 5.26),  $COP$  (ecuación 3.10) y  $COP_{QH,max}$  (ecuación 5.38), con respecto a la diferencia de temperaturas entre el condensador y evaporador. El  $COP_{QH,max}$  está calculado suponiendo que la relación de las conductancias externas del dispositivo experimental son las óptimas. Ciclo 1.

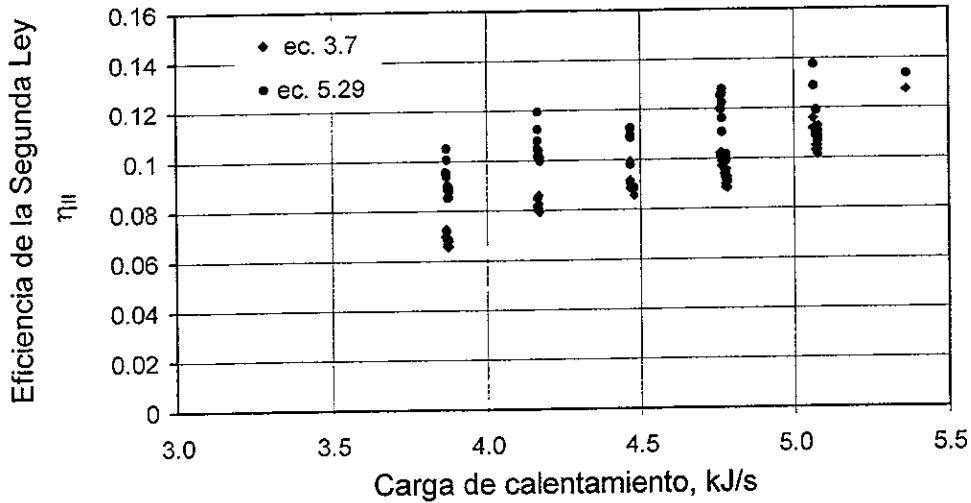


Figura 5.13 Eficiencia de la Segunda ley definida por las ecuaciones 3.7 y 5.29, confrontadas con la carga de calentamiento de la bomba de calor solar.

La eficiencia de la Segunda Ley calculada con la ecuación 3.7 relaciona el trabajo mínimo requerido, que equivale al cambio de exergía de la corriente de enfriamiento en el condensador, con el trabajo real suministrado al compresor. Como se observa en la figura 5.13, los valores de la eficiencia de la Segunda Ley calculados con la ecuación 5.29, están en el mismo rango. Esta última fue deducida como una extensión del Método de la Exergía para una bomba de calor irreversible, de acuerdo al modelo presentado en la figura 5.1. Se confrontan en la figura 5.13 con la carga de calentamiento de la bomba de calor.

### 5.5 COMENTARIOS

1. La temperatura sol-aire es un parámetro en el que se conjuntan las propiedades físicas del colector-evaporador y las condiciones climatológicas. A partir de su estudio se pudo definir que los valores mayores de la temperatura sol-aire alcanzados, se dieron directamente proporcionales al aumento de la radiación solar.
2. La irreversibilidad en el colector-evaporador puede aproximarse a un comportamiento lineal como función del parámetro C. Este parámetro representa las condiciones de operación y las características físicas como son las propiedades de los materiales de construcción y la geometría del colector-evaporador.

3. Los resultados teóricos y experimentales de la variación de la temperatura de evaporación óptima y temperatura real en el colector evaporador muestran una tendencia exponencial, con respecto a la velocidad de viento. Este comportamiento es congruente con la variación de las temperaturas real y óptima respecto al coeficiente global de pérdidas de calor. Esto es debido a que este coeficiente se incrementa con el aumento de la velocidad del viento.
4. Mediante la metodología propuesta se pudieron comparar los resultados del análisis teórico y experimental, así como los parámetros establecidos mediante la optimización integral termodinámica. A través del cálculo de las temperaturas óptimas esperadas a las condiciones de operación registradas, se establecieron las diferencias con respecto a las medidas correspondientes. Se observa que el dispositivo experimental opera en un rango de 46 °C alejado de las condiciones óptimas en el colector-evaporador y en el condensador en un rango de diferencia de temperatura promedio de 12°C.
5. El coeficiente de funcionamiento calculado para la máxima carga de calentamiento de la bomba de calor solar, de acuerdo a la metodología de la Termodinámica de Tiempo Finito, presentó valores en el mismo rango de los resultantes para el  $COP_{real}$  del dispositivo experimental estudiado.

# *CAPÍTULO 6*

## *CONCLUSIONES*



## RESUMEN

Se planteó la optimación de la eficiencia del ciclo termodinámico para la máxima cantidad de exergía bombeada, de acuerdo con la aproximación del método de exergía. Se estableció el coeficiente de funcionamiento para la máxima carga de calentamiento incorporando las irreversibilidades debidas a las **condiciones finitas** de operación del ciclo. Complementando la aplicación del estudio con un análisis de sensibilidad de los parámetros óptimos derivados en la operación de una bomba de calor solar experimental, con evaporación directa del refrigerante en un colector solar. Se aporta la metodología generalizada para la optimación-integral termodinámica que puede ser aplicada para el diseño óptimo de sistemas con bombeo de calor asistidos con energía solar.

### 6.1 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

En la primera etapa de la investigación se modela desde el punto de vista de la segunda ley de la Termodinámica, el comportamiento en estado estacionario de una bomba de calor por compresión de vapor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar.

#### 6.1.1 Análisis de exergía

1. Coeficiente de funcionamiento.

El coeficiente de funcionamiento es el criterio más ampliamente utilizado para caracterizar la eficiencia tanto de los ciclos de refrigeración como de las bombas de calor. Sin embargo éste relaciona únicamente la carga de calor útil entregada por el ciclo, con respecto a la energía primaria alimentada al ciclo, desde el punto de vista de la primera ley de la Termodinámica, lo cual no permite orientar ningún procedimiento para eficientar el uso de la energía en el ciclo.

2. Eficiencia exérgica

De la aplicación del método de exergía al análisis del comportamiento termodinámico de la bomba de calor solar, se deduce la expresión para la eficiencia exérgica global del ciclo, en la que se relaciona la exergía proporcionada por el ciclo en la etapa de condensación, con la exergía total suministrado al ciclo, a través del trabajo exergía de compresión y de la exergía de la radiación solar incidente en el colector solar.

3. Relaciones de irreversibilidad.

El alcance de la aplicación del Método de Exergía en la evaluación de las irreversibilidades del sistema en estudio, cuando se hace necesaria la evaluación de las irreversibilidades debidas a la interacción del ciclo con el medio ambiente, quedan determinadas en el colector evaporador, al aplicar en el balance de exergía, el cambio de exergía en el fluido de trabajo, que efectivamente se está propocionando en este dispositivo. El colector-evaporador no tiene cubiertas y está expuesto a la radiación solar y a la convección de energía térmica con el medio ambiente. Las relaciones de irreversibilidad deducidas son un indicativo muy importante para proponer las estrategias de la metodología de la optimación-integral termodinámica.

### **6.1.2. Análisis exérgico experimental**

1. Usando las deducciones obtenidas en el modelado teórico, se determinan experimentalmente la irreversibilidad total del ciclo y la de cada uno de sus componentes y se calcula su eficiencia exérgica. Este aspecto experimental del proyecto, realizado en una bomba de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar de escala intermedia, no ha sido reportado previamente en la literatura
2. Las mayores irreversibilidades calculadas ocurrieron en el colector-evaporador y lo cual se debe principalmente a que una fracción importante de la radiación total incidente no se aprovecha.
3. Las bajas eficiencias exérgicas presentadas en la operación de la bomba de calor, están representadas por las irreversibilidades en el colector evaporador y son un índice importante para el planteamiento de la minimación de la generación de entropía en este dispositivo.

## **6.2 METODOLOGÍA DE OPTIMACIÓN EN CONDICIONES DE OPERACIÓN FINITAS**

1. Partiendo de los lineamientos establecidos en las fuentes bibliográficas, se efectuó la optimación termodinámica de la operación de la bomba asistida por energía solar, introduciendo derivaciones y deducciones nuevas en relación con los parámetros teóricos esperados en una optimación de la eficiencia exérgica.
2. Se estableció que la maximación de la eficiencia exérgica en el modelo de la bomba de calor con evaporación directa del refrigerante en un colector solar,

es equivalente a la optimación a través de la minimación de la generación de entropía.

3. Se dedujeron las expresiones para la carga máxima de calentamiento y para el coeficiente de funcionamiento de una bomba de calor irreversible en condiciones finitas de operación, quedando establecido el funcionamiento térmico óptimo, con la relación óptima de las conductancias externas de una bomba de calor solar con irreversibilidades externas e internas.

### 6.3 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

1. Comprobación experimental. Se realizó un análisis de sensibilidad de los parámetros derivados del estudio termodinámico. Este aspecto experimental del proyecto, fue realizado en un dispositivo de escala intermedia.
2. Operación de sistemas reales. Se estudió el efecto en la operación del dispositivo experimental del parámetro denominado **Temperatura sol-aire**, el cual representa el límite máximo que puede alcanzar el colector solar y está en función de las condiciones finitas de operación y de las características físicas del equipo.
3. Fue posible calcular los parámetros óptimos utilizando las condiciones finitas de operación del sistema real estudiado. Se realizó una comparación con los parámetros reales y se determinó qué tan alejado de las condiciones óptimas termodinámicas calculadas se encuentra operando la bomba de calor solar experimental.

### 6.4 TRABAJO FUTURO

1. La metodología desarrollada para la optimación de los sistemas de bombeo de calor solares, presenta la guía para incrementar la eficiencia del ciclo termodinámico en estudio, a través de la reducción de las pérdidas de exergía en el colector- evaporador. Esto puede lograrse si se reducen las diferencias entre las temperaturas de evaporación y condensación óptimas y medidas, a través de la variación de los flujos de los fluidos de enfriamiento, mediante un control automático activado por los valores de la temperatura sol-aire.
2. La metodología propuesta puede utilizarse en el diseño termodinámico óptimo de sistemas similares, estableciendo las condiciones de operación óptimas de acuerdo a las cargas de calentamiento esperadas.

3. Es indispensable para acelerar el uso a nivel industrial de las bombas de calor solares, complementar la optimización termodinámica con la optimización termoeconómica, ya que de esta forma se tendrán bombas de calor integradas, a los procesos industriales con oportunidades de ahorrar energía, dentro de los límites impuestos por las características físicas, económicas y tecnológicas.
4. La conveniencia del uso de las bombas de calor a nivel industrial es muy importante, ya que, por un lado permite la recuperación de la energía térmica, que de otra forma se perdería, en determinados niveles del proceso, Por el otro lado, permite que se reduzca el consumo de combustible primario, lo que trae como consecuencia que se disminuyan las emisiones gaseosas a la atmósfera.

**REFERENCIAS**

- Agrawal, D.C. y Menon, V. J. 1993, "Finite-Time Carnot Refrigerators with Wall Gain and Products Loads", *J. Appl. Phys.*, 74, 2153-2158.
- Andresen, B., Berry, R.S., Nitzan, A., y Salamon, P., 1977, "Thermodynamics in Finite Time. I. The step Carnot Cycle", *Phys. Rev. A.*, 15, 2086-2090.
- Andresen, B., Rubin M.H., y Berry R.S., 1983, *J. Phys Chem.*, 87, 2704
- Arias-Hernández, L. A. y Angulo-Brown F. 1994, "Thermodynamic Optimization of Endoreversible Engines", *Rv. Mex. de Física*, 40, (6), 866-877.
- Altfeld, K., Leiner, W. y Fiebig, M., 1988, "Second Law Optimization of Flat-Plate Solar Air Heaters", *Energy-The International Journal.*, 41, (2), 127-132.
- Altfeld, K. Leiner, W. y Fiebig, M., 1988, "Second Law Optimization of Flat-Plate Solar Air Heaters. Part 2: Results of Optimization and Analysis of Sensibility to Variations of Operating Conditions", *Energy-The International Journal.*, 41, (4), 309-317.
- Auracher, H., 1984, "Fundamentals Aspects of Exergy Application to the Analysis and Optimization of Energy Processes". *J. Heat recovery systems.*, 4, (5), 323-327.
- Bejan A, 1988, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Ed. Wiley Interscience, USA, 501-514.
- Bejan, A. 1989, " Theory of Heat Transfer-Irreversible Refrigeration Plants", *Int Journal Heat Mass Transfer.*, 32, (9), 1631-1639.
- Bejan, A. 1993, "Power and Refrigeration Plants for Minimum Heat Exchanger Inventory", *Journal of Energy Research Technology*, 115, 148-150.
- Bejan, A., Vargas, J.V.C. y Sokolov, M. 1995, "Optimal Allocation of a Heat Exchanger Inventory in Heat Driven Refrigerators". , *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38,(16), 2997-3004.
- Bejan, A. 1996, *Entropy Generation Minimization. The Method of Thermodynamic Optimization of Finite-size Systems and finite-Time processes*, Ed. CRC Press, New York, 21-31, 227-231, 286.
- Bejan, A., y De Lucia M., 1990, "Thermodynamics of Energy Storage by Melting Due to Conduction or Natural Convection", *ASME, Journal of Solar Energy Engineering.*, (112), 110-116.

- Bejan, A. y De Lucia M., 1991, "Thermodynamics of Phase Change Energy Storage: The Effects of Liquid Superheating During Melting and Irreversibility During Solidification", *ASME, Journal of solar energy engineering.*, 113, 3-10.
- Benstead, R. y Sharman, F. W., 1990, "Heat Pumps and Pinch Tecnology", *Heat Recovery Systems & CHP*, 10, (4), 387-398.
- Berry, S., 1990, *Finite-time Thermodynamics and Thermoeconomics*, Sieniutycz, S. y Salamon, P. (Eds.), Taylor&Francis, New York, viii.
- Chen, J. ,1994, "New Performance Bounds of a Class of Irreversible Refrigerators", *J. Phys. A.: Math. Gen*, 27, 6395-6401.
- Curzon, F. L., y Ahlborn, B., 1975, "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output", *Am J. Phys.*, 43, 22-24.
- Chaturvedi, S. A., Mohieldin T. O. y Chen T.D., 1991, "Second Law Analysis of Solar Assisted Heat Pumps", *Energy - The International Journal* : 16, (6), 941-949.
- Demmel, S., y Alefeld, G., 1994, "Reducing Carbon Dioxide Emissions with Heat Pump Systems", *HRS & CHP.*, 14, (3), 173-278.
- Gibbs , J. W., 1875, "On the Equilibrium of Heteroneous Substances", *Proc. Con. Acad.*
- Gordon, J. M., 1990, "Nonequilibrium Thermodynamic for Solar Energy Applications", *Finite-Time Thermodynamics and Thermoeconomics*, Sieniutycz, S. y Salamon, P. (Eds.), Taylor & Francis, New York, 95-120.
- Gouy, G., 1889, "Sur L'énergie Utilizable" (On usable energy), *Journal de physique*, 8(2<sup>nd</sup> Series), 501-518.
- Hatsopoulos, G. N. y Keenan, J. H., 1965, *Principles of General Thermodynamics*, Wiley, New York, 22.
- Ibrahim, O. M., Klein, S. A. y Mitchell, J. W., 1991, "A Relation between Thermodynamic Performance and Economics for Heat Engines", *ASME AES*. 24, 15-20.
- Keenan, J. H., *Thermodynamics*, 1941, Wiley, New York, pp. 74-87.
- Kotas, T.J., 1985, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butterworths, England.

Kwong, W. H. y Chung, Ch. L., 1991, "A Second Law Concept of an Equivalent Solar Collector", *Energy- The International Journal*: 16, (5), 859-865.

Lampinen, M. J., Heikkinen, M. A., 1995, "Exergy Analysis for Stationary Flow Systems with Several Heat Exchange Temperatures", *International Journal of Energy Research*, 19, (5), 407-418.

Liang, H. y Kuehn, T. H., 1991, "Irreversibility Analysis of a Water-to-Water Mechanical-Compression Heat Pump". *Energy (Oxford)* 16, (6) 883-896.

Linnof, B. y Polley, G. 1983, "Stepping Beyond the Pinch", Reprinted from *The Chemical Engineer*, Feb., 25-32.

Linnof, B., 1993, "Pinch Analysis and Exergy - a Comparison", *Energy Systems and Ecology*, Conference, Cracow, Poland, July 5-9.

Lund, K. O'F., 1990, "Applications of Finite-Time Thermodynamics to Solar Power Conversion", *Finite-Time Thermodynamics and Thermoeconomics*, Sieniutycz, S. y Salamon, P. (Eds.), Taylor & Francis, New York, 95-120.

Mohanty, B. y Thavalingam, G., 1993, "Techno-Economic Viability of Upgrading Thermal Effluents in Industries: Application in Developing Countries", *HRS & CHP*., 13, (3), 189-200.

Mironova, A. V., Tsirlin, A. M., Kazakov, V. A., y Berry, R. S., 1994, "Finite-Time Thermodynamics: Exergy and Optimization of Time-Constrained Processes", *J. Appl. Phys.*, 76 (2), 629-635.

O'Dell, M. P., Mitchell, J. W. y Beckman, W. A., 1984, "Desing Method and Performance of Heat Pumps with Refrigerant-Filled Solar Collectors", *J. Solar Energy Engyneering*, 106, 159-164.

Ondrechen, M. Jo., Berry, R. S. y Andresen, B. ,1980, *J. Chem Phys.*, 72, 5118

Picht, H. P., 1984, "Operating Optimum for Compression Heat Pumps"., *Hung. J. Ind. Chem.*, 12, (1), 91-96.

Mazzei, P., Sasso, M., y Mastrullo, R., 1990, "The Exergy Analysis in Compressor Driven Heat Pump Design for Industrial Processes", *Chem Eng. Comm.*, 95, 169-181.

Keenan, J.H., 1941, *Thermodynamics, ch. 18, MIT Press, Cambridge, Ma.*

- Rant, Z., 1956, 'Exergie ein Neues Wort fur "Technische Arbeitsfahigkeit" ', (Exergy, a New Word for Technical Work Capacity), *Forsch. Gebiete Ingenieurwes.*, 22,36.
- Reynolds, W.C., 1979, *Thermodynamics Properties in SI. Graphs, Tables and Computational Equations for Forty Substances*, Published by the Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, CA, 94305.
- Rivero, R. R., Montero, G. A. y Pulido, R. P., 1990, "Terminología para la Aplicación del Método de Exergia", *Rev. IMIQ. Mex.*, 17, 7-11.
- Rubin, M.H., 1979, "Optimal Configuration of a Class of Irreversible Heat Engines" *J. Phys. Rev. A.*, 19, 1272-1276.
- Rubin, M. H. y Andresen, B., 1982, " Optimal Stating of Endoreversible Heat Engines", *J. Appl. Phys.* 53, 1.
- Salamon, P., Nitzan, A., Andresen, B., y Berry, R.S., 1980, "Thermodynamics in Finite Time IV: Minimum Entropy Production in Heat Engines", *Phys Rev. A.* 21, 2115.
- Sorin M.V., Le Goff, P., Brodyanskii, V. M., 1992, "Thermodynamic Optimization and Integration of Processes Using a General Formula for the Efficiency". *International symposium on efficiency, costs optimization and simulation of energy systems, ECOS'92-ZARAGOZA-SPAIN.*
- Stodola, A., 1898 "Die Kreisprozesse der Gasmachinen" (Gas engine cycles), 2. Ver dt. Ing., 42, 1088.
- Torres, E. R., Baltazar, J.C. y Rodríguez, A. 1996, "Análisis de Exergia de la Operación de una Bomba de Calor Solar". *Información Tecnológica.*, 7, (4), 149-156.
- Torres, E. R., Picón-Núñez, M. y Cervantes-de G. J., 1998, "Exergy Analysis and Optimization of a Solar-Assisted Heat Pump", *Energy -The International Journal* (en prensa).



# *APÉNDICE A*

## *TEOREMA DE GOUY-STODOLA y BALANCE DE EXERGIA*

### A.1 TEOREMA DE GOUY-STODOLA

De acuerdo con Bejan [1988,1996] y Kotas [1985], si se considera un sistema abierto, como el mostrado en la figura A.1, la primera y segunda leyes de la Termodinámica establecen:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \sum_{ent} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum_{sal} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) + Q - W_{sh} \quad (A.1)$$

y

$$\frac{\partial S}{\partial t} \geq \sum_{ent} \dot{m} s - \sum_{sal} \dot{m} s + \frac{\dot{Q}}{T_0} \quad (A.2)$$

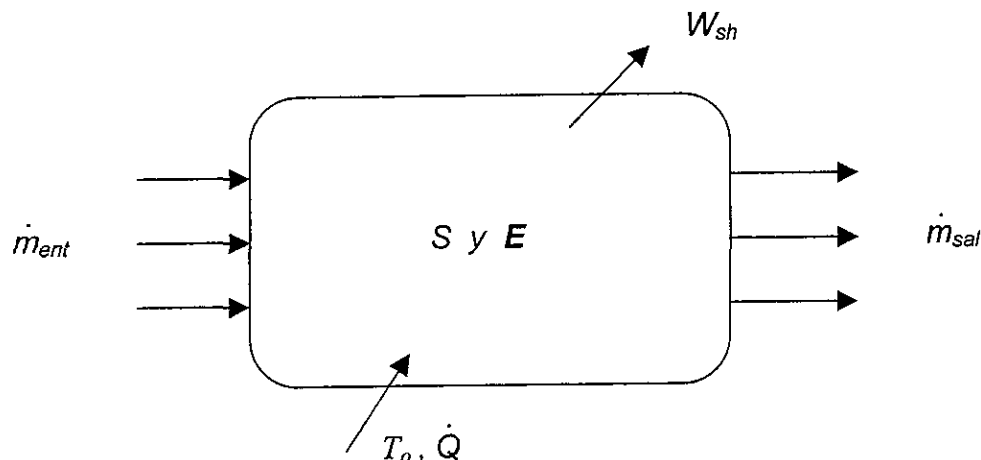


Figura A.1 Sistema termodinámico abierto interactuando térmicamente con el medio ambiente.

En términos de la rapidez de generación de entropía, la segunda ley de la Termodinámica se puede escribir como,

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\partial S}{\partial t} - \frac{\dot{Q}}{T_0} - \sum_{ent} \dot{m} s + \sum_{sal} \dot{m} s \geq 0 \quad (A.3)$$

Eliminando  $\dot{Q}$  de (A.1) y (A.2) y reorganizando términos para  $\dot{W}_{sh}$

$$W_{sh} \leq \sum_{ent} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz - T_o s \right) - \sum_{sal} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz - T_o s \right) - \frac{\partial}{\partial t} (E - T_o S) \quad (A.4)$$

La desigualdad corresponde al caso general de un proceso irreversible y alcanza su valor máximo en el límite reversible

$$W_{rev} = \sum_{ent} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz - T_o s \right) - \sum_{sal} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz - T_o s \right) - \frac{\partial}{\partial t} (E - T_o S) \quad (A.5)$$

Para la ingeniería es muy importante el significado de la diferencia entre  $W_{sh}$  y  $W_{rev}$  ya que representa la pérdida de trabajo disponible o la exergia destruida

$$W_L = W_{rev} - W_{sh} \quad (A.6)$$

La relación entre la pérdida de trabajo disponible y la generación de entropía se obtiene de la definición anterior (ecuación A.6) con  $W_{rev}$  dada en la ecuación (A.5) y  $\dot{W}_{sh}$  despejado de (A.1); el resultado es

$$W_L = T_o \left( \frac{\partial S}{\partial t} - \frac{Q}{T_o} - \sum_{ent} \dot{m} s + \sum_{sal} \dot{m} s \right) \quad (A.7)$$

o bien empleando la ecuación A.3

$$W_L = T_o S_{gen} \quad (A.8)$$

La ecuación A. 8 representa el teorema de Gouy-Stodola el cual establece que la pérdida de trabajo disponible es directamente proporcional a la producción de entropía y a la temperatura del medio ambiente.

La pérdida de trabajo disponible o destrucción de la exergia por unidad de tiempo es también denominada la rapidez de irreversibilidad ( $\dot{i}$ ), que será normalmente usada en este documento.

### A.2 BALANCE DE EXERGIA EN UN SISTEMA A FLUJO PERMANENTE

Del caso más general mostrado en la figura A.2, el trabajo y la entropía generada son iguales a

$$\dot{W} = \sum_r \dot{Q}_r + \dot{Q}_o + \sum_{ent} \dot{m} h - \sum_{sal} \dot{m} h \quad (A.9)$$

$$S_{gen} = -\sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} - \frac{\dot{Q}_o}{T_o} - \sum_{ent} \dot{m} s + \sum_{sal} \dot{m} s \quad (A.10)$$

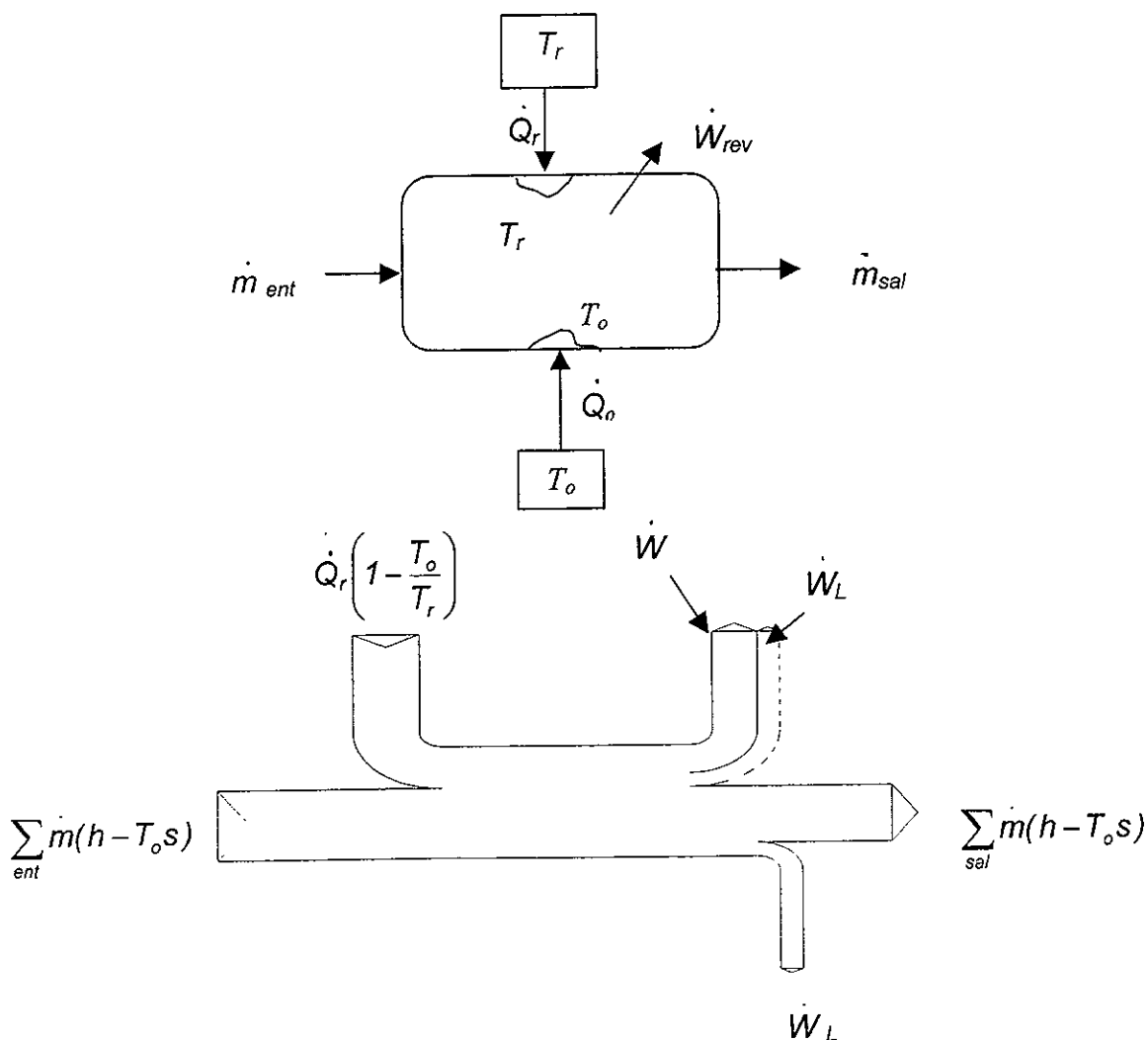


Figura A.2 Flujos de exergia en un sistema abierto en estado estacionario, (Bejan [1996]).

Si en el sistema está libre de irreversibilidades A.9 y A.10 se expresan respectivamente como

$$\dot{W}_{rev} = \sum_r \dot{Q}_r + \dot{Q}_{o,rev} + \sum_{ent} \dot{m} h - \sum_{sal} \dot{m} h \quad (\text{A.11})$$

y

$$0 = -\sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} - \frac{\dot{Q}_{o,rev}}{T_o} - \sum_{ent} \dot{m} s + \sum_{sal} \dot{m} s \quad (\text{A.12})$$

Eliminando  $\dot{Q}_{o,rev}$  de la ecuación A.11 y combinándola con la ecuación A.12 se tiene que

$$\dot{W}_{rev} = W + W_L = \sum_{ent} \dot{m}(h - T_o s) - \sum_{sal} \dot{m}(h - T_o s) + \sum_r \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_o}{T_r}\right) \quad (\text{A.13})$$

La ecuación A.13 representa el total de la disponibilidad del flujo en el sistema.

**ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

# *APÉNDICE B*

## *OPERACIÓN DE LA BOMBA DE CALOR SOLAR*

## **B.1 GENERALIDADES**

El dispositivo experimental de la bomba de calor se construyó con diversas alternativas de operación a partir de un equipo comercial con capacidad de 1HP. El evaporador de la bomba de calor se sustituyó por un colector plano, logrando en una unidad combinar dos funciones, la colección de la energía solar y la evaporación del fluido de trabajo del ciclo termodinámico, el refrigerante 22.

El prototipo opera cuando el fluido de trabajo absorbe energía térmica por medio del colector-evaporador a la temperatura ambiente. En esta etapa el fluido de trabajo se evapora a baja presión y se sobrecalienta de acuerdo a las condiciones climatológicas. En seguida a través del trabajo de compresión con determinada cantidad de energía eléctrica, es posible elevar su temperatura. La energía térmica del refrigerante 22 se deposita a un nivel de temperatura más elevado en un flujo de aire y/o agua en el sistema de condensación. El líquido proveniente de la etapa de condensación a alta temperatura se hace pasar a través de una válvula de expansión térmica antes de entrar al colector-evaporador.

## **B.2 DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL**

En esta sección se mostrarán los diagramas de flujo, de tubería e instrumentación del prototipo experimental, así como de los cuatro ciclos de bombeo de calor correspondientes a las dos configuraciones que son analizadas en el capítulo 4.

Elementos principales de la bomba de calor solar.

ES-101 Colector-evaporador  
CP-101 Compresor  
EC-101 Evaporador convencional R22-aire  
CD-101 Condensador aire-R22  
CD-102 Condensador agua-R22  
VP-107 Válvula de expansión  
CT-101 Tubo capilar.

Nomenclatura del diagrama de tubería e instrumentación del equipo experimental de la bomba de calor solar:

FT -101 Filtro  
MF-102 Medidor de flujo másico (placa de orificio con mirilla)  
PM-101 Piranómetro.

Descripción de válvulas de acuerdo a su localización:

VP -101 Entrada al compresor/ salida del colector- evaporador  
VP-102 Salida del compresor/entrada al condensador de aire

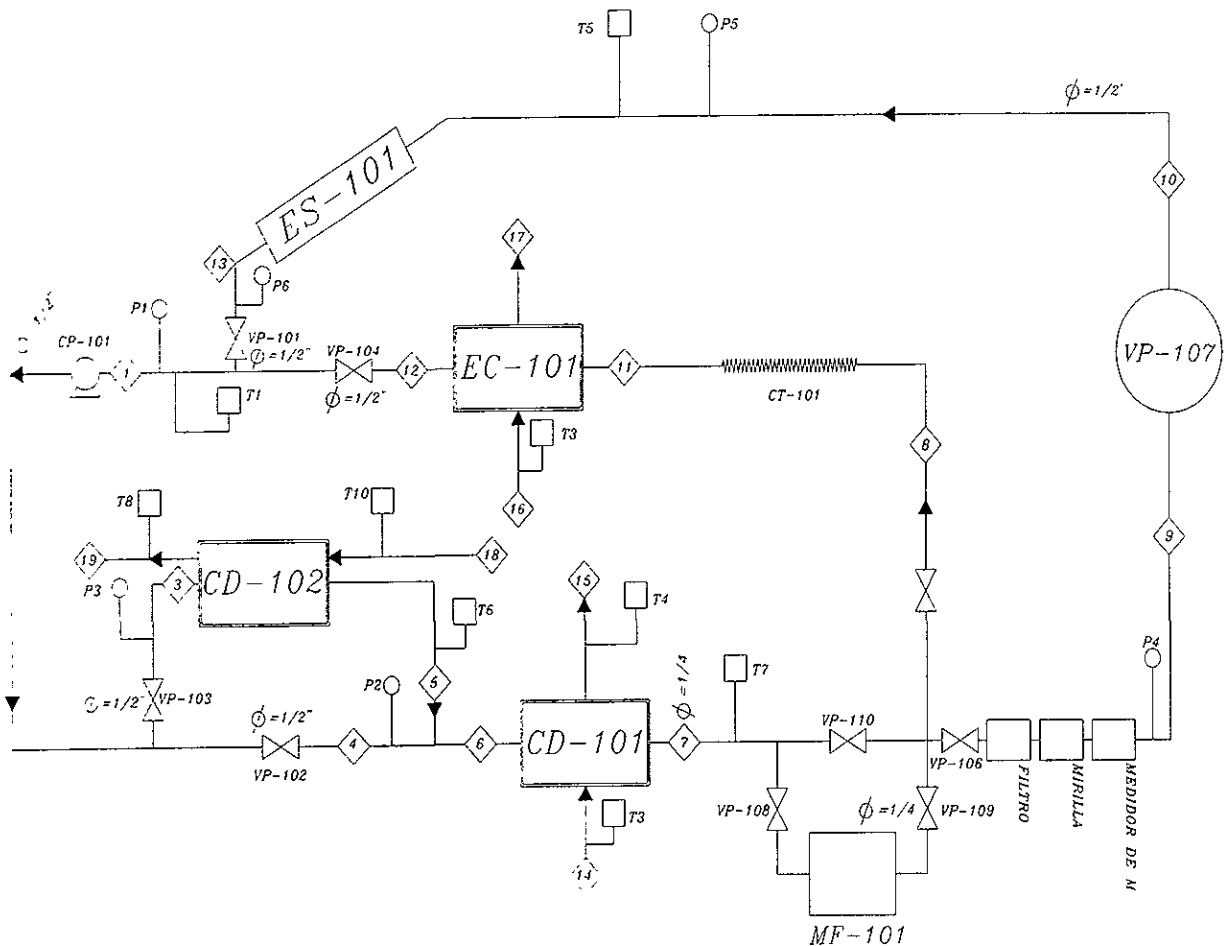


Figura B.1 Diagrama de flujo de las configuraciones de operación del equipo experimental.

- VP-104 Entrada al compresor/entrada al condensador de agua
- VP-105 Entrada al tubo capilar
- VP-106 Entrada a la válvula de expansión/salida de la condensación
- VP-108 Entrada al medidor de flujo
- VP-109 Salida del medidor de flujo
- VP-110 Entrada a la expansión /salida de la condensación.

- Descripción de manómetros de acuerdo a su localización:
- MC-101 Entrada al compresor/salida del evaporador convencional
  - MC-102 Entrada al condensador agua-R22/salida del compresor
  - MC-103 Entrada al condensador aire-R22/salida del compresor



MC-104 Salida del condensador aire-R22/entrada a la válvula de expansión  
 MC-105 Entrada al colector/salida de la válvula de expansión  
 MC-106 Salida del colector/entrada al compresor.

El nivel de presión en el ciclo termodinámico es:  $P_2 > P_3 > P_4 > P_5 > P_6 > P_1$ .

Descripción de los termopares de acuerdo a su localización:

TP-101 T<sub>baja</sub>, T<sub>b</sub>, T<sub>L</sub> entrada al compresor/salida del evaporador  
 TP-102 T<sub>alta</sub>, T<sub>a</sub>, T<sub>H</sub> salida compresor/entrada condensación  
 TP-103 Temperatura ambiente/entrada de aire al condensador de aire/entrada de aire al evaporador convencional.  
 TP-104 Salida del aire del condensador de aire  
 TP-105 Entrada al colector/salida de la válvula de expansión  
 TP-106 Salida del condensador de agua/entrada al condensador de aire  
 TP-107 Salida del condensador de aire/entrada al expansor  
 TP-108 Salida de agua del condensador  
 TP-109 Salida de aire del evaporador convencional  
 TP-110 Entrada de agua al condensador

### ***B.2.3 Especificaciones del equipo experimental***

#### 1. Colector-evaporador

Area de captación solar	4.5 m <sup>2</sup>
Geometría	Tubería de cobre en serpentín con aletas de aluminio
Número de tubos	12
Separación de tubos	0.15 m
Diámetro nominal de los tubos	0.0127 m

#### 2. Unidad de condensación

Intercambiador de calor de tubos y coraza agua-R22 con un área real de 0.116 m<sup>2</sup>.  
 Intercambiador de calor compacto de aletas transversales aire-R22, con un área de 9.8 m<sup>2</sup>.

#### 3. Compresor

Compresor tipo hermético:  
 Marca G. Copeland  
 Potencia 1 HP

#### 4. Válvula termostática de expansión para el refrigerante 22

Temperatura de evaporación 273-302 K  
 Capacidad de refrigeración 3511 W, presión 6-10 kg/cm<sup>2</sup>

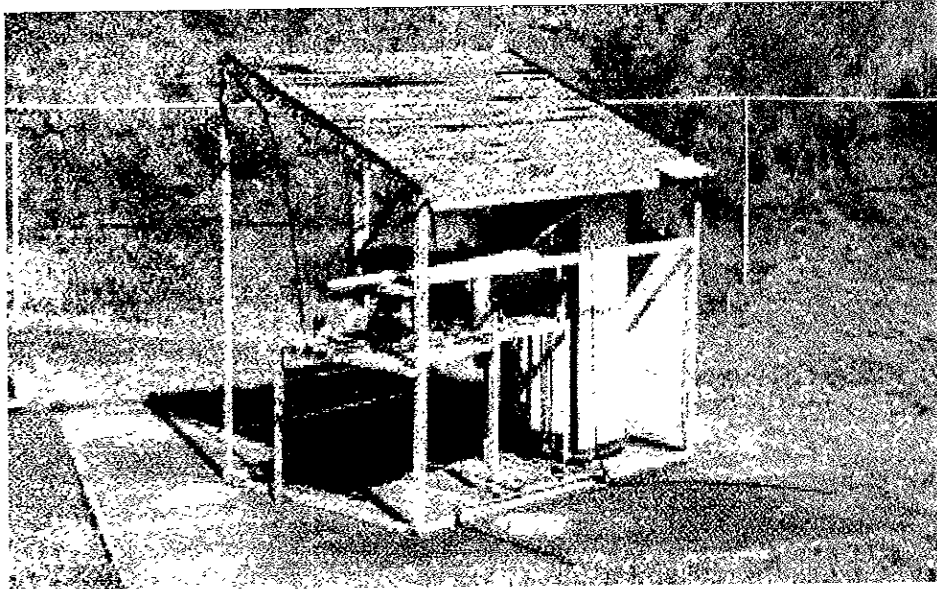


Figura B.2 Fotografía de la bomba de calor solar experimental en la que se observa el colector-evaporador sobre la estructura.

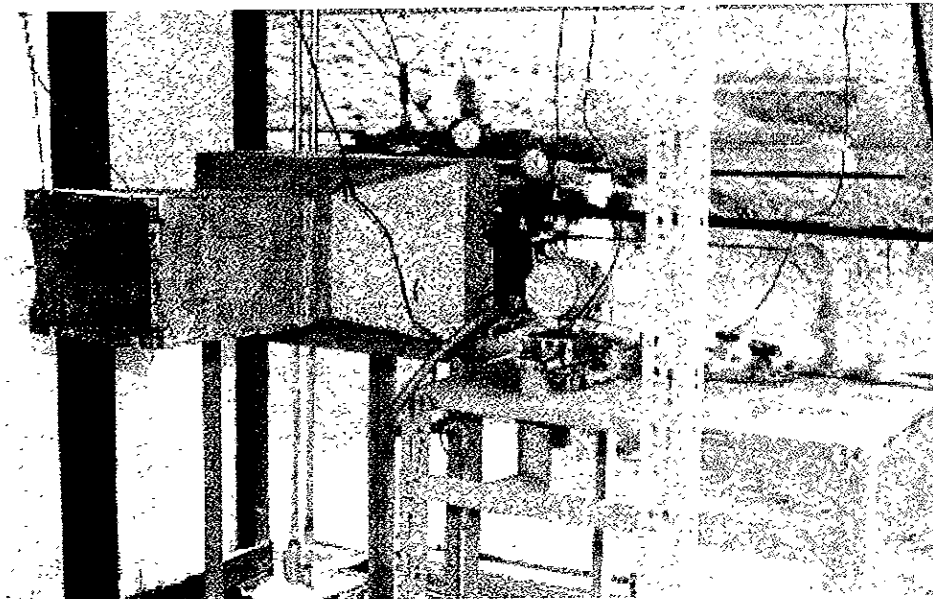


Figura B.3 Fotografía con otros componentes del ciclo de la bomba de calor solar y la instrumentación .

### B.3 OPERACION Y MANEJO DE DATOS EXPERIMENTALES

Durante la experimentación la radiación solar incidente varió en un rango de 200 a 1100 W/m<sup>2</sup>, la temperatura del medio ambiente registrada varió en un rango de 20 a 32 °C. Se realizaron pruebas experimentales de la bomba de calor solar operando con los condensadores en serie (ciclo 2), en un período de 18 horas, en el ciclo 1, se operó por 6 Hrs. El trabajo real proporcionado al compresor se consideró igual al trabajo eléctrico.

En la etapa de condensación se trabajó con flujos de los fluidos de enfriamiento constantes, para el aire de 0.3 kg/s y para el agua de 0.05 kg/s. El flujo del refrigerante 22 se midió en cada una de las pruebas experimentales mediante un medidor de flujo industrial. El registro de las condiciones de operación y de las condiciones climatológicas se realizaron cada 5 minutos, iniciando una vez que el equipo alcanzaba su estabilidad. La relación de compresión del sistema varió entre 3 y 3.5 en ambos ciclos.

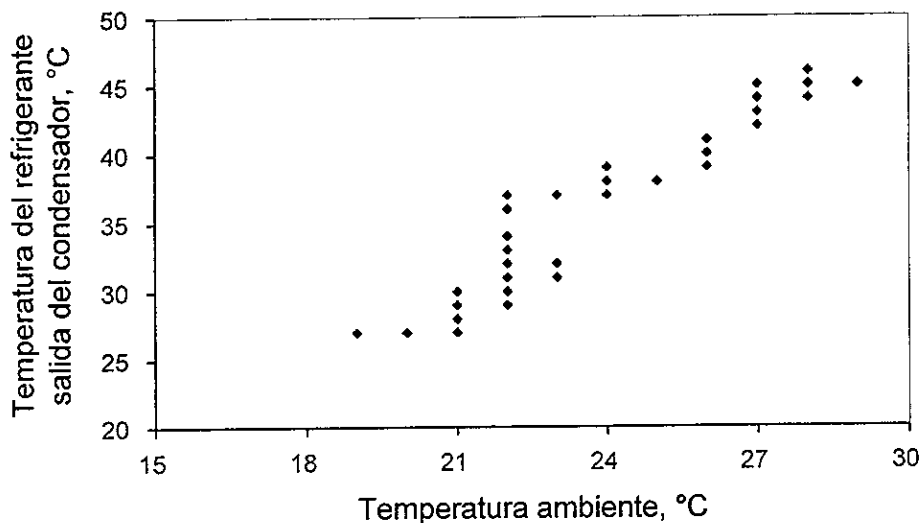


Figura B.4. Perfil de temperatura del R22 a la salida del condensador de la bomba de calor solar a la temperatura del medio ambiente registrada durante la experimentación. Ciclo 1.

Los perfiles de temperatura mostrados de la figura B.4 y B.6, representan el comportamiento esperado en la bomba de calor solar. Describen el nivel de temperatura disponible en los flujos de aire y del refrigerante 22 en el condensador y en el evaporador. La variación de los valores de la temperatura del refrigerante 22 a la salida del condensador con respecto a la temperatura del medio ambiente, se debe a que durante la experimentación se registraron para el mismo valor de la temperatura del medio ambiente, variaciones en la radiación solar y la velocidad

del viento, las cuales afectan el valor de la temperatura del refrigerante 22 a la salida del condensador.

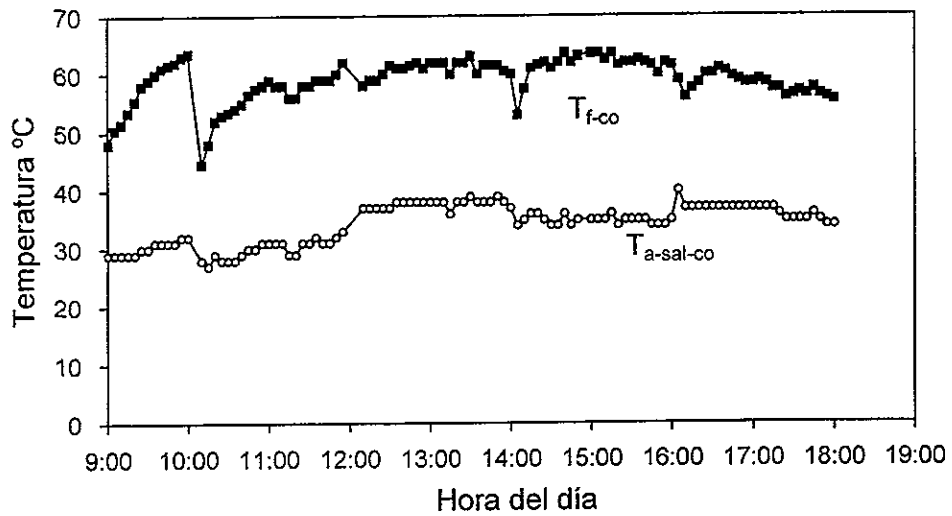


Figura B.5. Perfil de la temperatura promedio del refrigerante 22 en el condensador confrontada con el perfil del aire caliente proveniente del condensador, registradas en el periodo experimental. Ciclo 1.

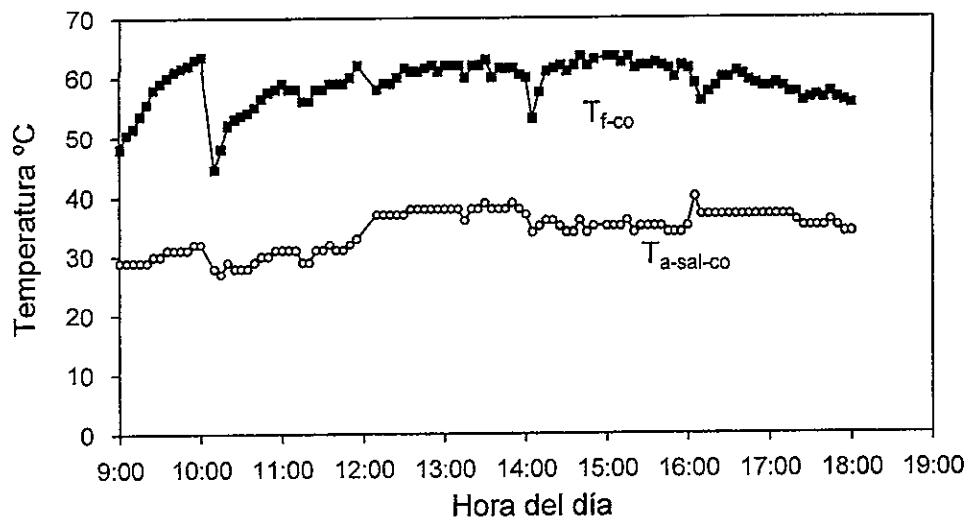


Figura B.6, Perfiles de temperatura del refrigerante 22 en el condensador y del aire a la salida del condensador durante el periodo experimental, Ciclo 2.

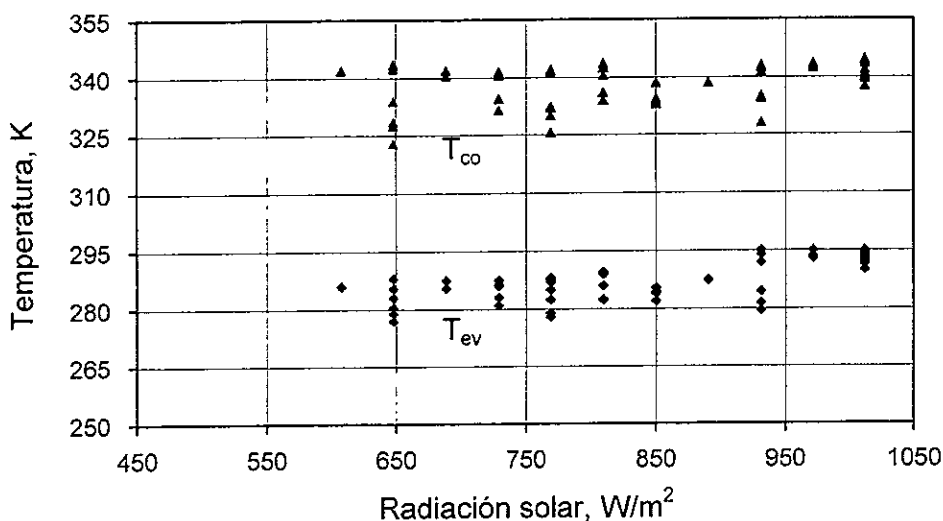


Figura B.7 Temperatura promedio del refrigerante 22 en el condensador y en el evaporador confrontada con la radiación solar incidente.

En la Figura B.7 se presenta el nivel de la temperatura en la condensación y evaporación del refrigerante 22 confrontada con la radiación solar incidente. Las temperaturas medidas varían para la misma radiación solar incidente debido a la variación de las otras condiciones climatológicas medidas durante la experimentación.

### B.3.1 Propiedades termodinámicas del Monoclorodifluorometano (CHCLF<sub>2</sub>), refrigerante 22

Tabla B.1 Ecuaciones correlacionadas de datos tabulados en Reynolds [1979] para el refrigerante 22. Rango de temperatura 236-360 K

CONSTANTES	LIQUIDO SATURADO	VAPOR SATURADO
$h = A + BT + CT^2 + DT^3$		[ kJ / kg ]
A	-622.077	745.09
B	5.71244	-6.222329
C	-0.0178602	0.0255291
D	$0.231942 \times 10^{-4}$	$-0.327338 \times 10^{-4}$
$s = A + BT + CT^2 + DT^3$		[ kJ / kg K ]
A	-2.44094	4.42722
B	0.0210378	-0.0318088
C	$-0.578895 \times 10^{-4}$	$0.103504 \times 10^{-3}$

D	$0.659741 \times 10^{-7}$	$-0.11674 \times 10^{-6}$
$\mu = A + BT + CT^2 + DT^3$ [ kg / m s ]		
A	$5.02946 \times 10^{-3}$	$-0.111574 \times 10^{-3}$
B	$-4.54854 \times 10^{-5}$	$0.128101 \times 10^{-5}$
C	$1.46002 \times 10^{-7}$	$-0.456699 \times 10^{-8}$
D	$-1.60130 \times 10^{-10}$	$0.561519 \times 10^{-1}$
$k = A + BT + CT^2 + DT^3$ [J/s m k]		
A	0.629847	-0.329331
B	$-4.75929 \times 10^{-3}$	$0.354028 \times 10^{-4}$
C	$0.152404 \times 10^{-4}$	$-0.124338 \times 10^{-4}$
D	$-1.80093 \times 10^{-8}$	$0.147 \times 10^{-7}$
$C_p = A + BT + CT^2 + DT^3$ [J/kg. K]		
A	-9199.52	-7285.42
B	116.123	93.2278
C	-0.440688	-0.374172
D	$5.85829 \times 10^{-4}$	$0.51283 \times 10^{-3}$

### B.3.2 Propiedades termodinámicas del aire y del agua

El modelo termodinámico para el cálculo de la entalpía del aire se resumen en las ecuaciones B.1 y B.2, reportadas en diversas fuentes.

$$h_a = \left[ C_{p_{as}} \left( \frac{1}{1+Y} \right) + C_{p_v} \left( \frac{Y}{1+Y} \right) \right] (T - 273) \quad (B.1)$$

$$s_a = \left[ C_{p_{as}} \left( \frac{1}{1+Y} \right) + C_{p_v} \left( \frac{Y}{1+Y} \right) \right] (\ln[T / 273]) \quad (B.2)$$

donde

$$C_{p_{as}} = 0.9684 + 6.775 \times 10^{-5} T + 1.655 \times 10^{-7} T^2 - 6.775 \times 10^{-11} T^3$$

$$C_{p_v} = 4.907 - 0.0227 T + 4.241 \times 10^{-5} T^2 - 1.996 \times 10^{-10} T^3$$

Las propiedades termodinámicas del agua están dadas por las siguientes expresiones, reportadas en diversas fuentes.

$$h_{agua} = 4.204 T - 1147.69, \text{ kJ/kg}; \quad s_{agua} = 4.204 \ln T - 23.58, \text{ kJ/kg K.}$$

# *APÉNDICE C*

## *BALANCE DE EXERGIA Y GENERACIÓN DE ENTROPÍA EN UN COLECTOR SOLAR*

### C.1 BALANCE DE EXERGIA EN EL COLECTOR – EVAPORADOR

De acuerdo con Bejan [1988], en el diagrama de la figura C.1, el balance de energía para el colector solar esta dado por

$$Q = \dot{Q}' - \dot{Q}_o \tag{C.1}$$

donde  $\dot{Q}$  representa al calor útil suministrado al fluido de trabajo.  $\dot{Q}' = GA_c$  la energía solar incidente sobre el colector y es proporcional al área de captación del colector solar dada por  $G$  la cual varía con la posición geográfica sobre la tierra, la orientación del colector, las condiciones meteorológicas y la hora del día. Las pérdidas de calor del colector solar hacia el medio ambiente están expresadas por

$$\dot{Q}_o = U_L A_c (T_c - T_o) \tag{C.2}$$

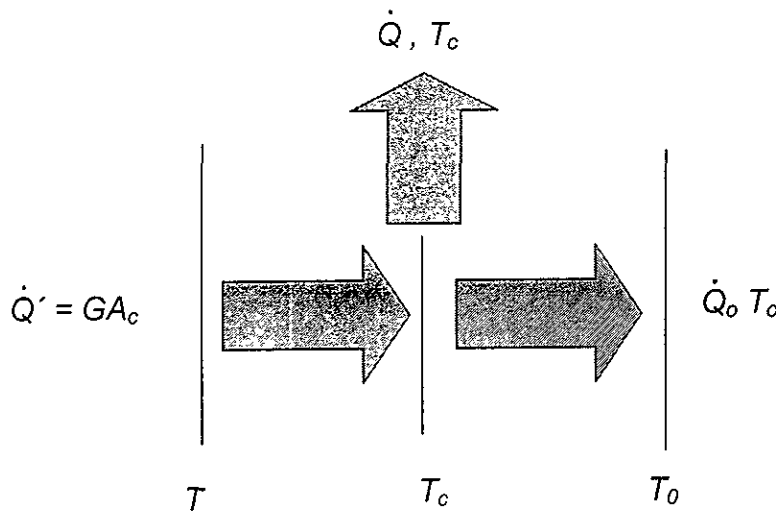


Figura C.1 Balance de energía en el colector solar de la bomba de calor

El flujo de exergía a la entrada del colector solar está representado, de acuerdo al balance determinado por el diagrama C.2, por la siguiente expresión

$$E_{ent} = E_r = \dot{Q}' \left( 1 - \frac{T_o}{T} \right) \tag{C.5}$$

La exergía de la radiación solar destruida desde la temperatura  $T$  hasta  $T_o$  está representada por la irreversibilidad total en la captación de la energía solar, mediante la siguiente expresión



$$I_{rr-ce} = \left[ \dot{Q}' \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{Q}' \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \right] + \dot{Q}_0 T_0 \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_c} \right) \quad (C.6)$$

donde el primer término representa la exergía destruida de  $T$  a  $T_c$  y está dada por la diferencia entre el flujo de exergía de la radiación solar desde la temperatura aparente del sol  $T$  y el flujo de exergía que ingresa al colector solar a la temperatura  $T_c$ . El segundo término representa la exergía perdida por el flujo de energía térmica hacia el medio ambiente desde el colector a la temperatura  $T_c$ .

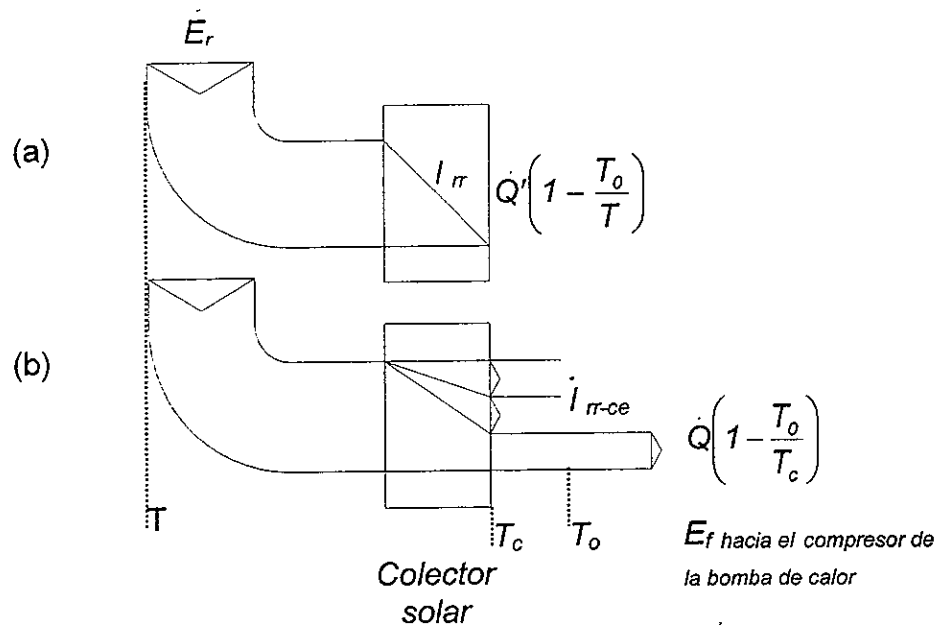


Figura C.2 Diagrama de flujos de exergía e irreversibilidad: (a) sin superficie de captación de la radiación solar, (b) con superficie de captación de la radiación solar a  $T_c$ .

Por tanto la exergía de salida del colector solar está dada por la diferencia entre la exergía a la entrada del colector (ecuación C.5) y la irreversibilidad dada por la ecuación C.6. Si además se simplifica el primer término de la ecuación C.6 y se sustituye  $Q_0$  de la ecuación C.1, se obtiene

$$\dot{E}_{sal} = \dot{Q}' \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \left[ \dot{Q}' T_0 \left( \frac{1}{T_c} - \frac{1}{T} \right) + \left( \dot{Q}' - \dot{Q} \right) \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \right] \quad (C.7)$$

desarrollando la ecuación C.7 y simplificando se obtiene

$$\dot{E}_{sal} = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_o}{T_c} \right) \quad (C.8)$$

### C.2 Generación de entropía en el colector-evaporador

Ahora bien, la generación total de entropía en la captación de la energía solar desde  $T$  hasta  $T_o$ , se expresa por

$$S_{gen} = \frac{\dot{Q}_o}{T_o} + \frac{\dot{Q}}{T_c} - \frac{\dot{Q}'}{T} \quad (C.9)$$

Si se reescribe la ecuación (C.9) utilizando la expresión dada en la ecuación C.1, la entropía total generada en el colector es

$$S_{gen} = \left[ \frac{\dot{Q}' - Q}{T_o} + \frac{\dot{Q}}{T_c} - \frac{\dot{Q}'}{T} \right] \quad (C.10)$$

Si la ecuación C.10 se multiplica por  $1/T_o$  y se desarrolla para expresarla en función de la exergía destruida se tiene que

$$S_{gen} = \frac{1}{T_o} \left[ \dot{Q}' \left( 1 - \frac{T_o}{T} \right) - Q \left( 1 - \frac{T_o}{T_c} \right) \right] \quad (C.11)$$

La ecuación C.11 expresa el teorema de Gouy-Stodola (ecuación A.8), aplicado en el análisis de la pérdida de trabajo disponible a colectores solares.

De acuerdo a la definición de la ecuación (C.5 y C.8), la rapidez de generación de entropía en el colector dada por la ecuación C.11 se expresa finalmente como

$$S_{gen} = \frac{1}{T_o} \left[ \dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal} \right] \quad (C.12)$$

Como la exergía de entrada al colector ( $\dot{E}_i$ ) es una constante cuando se especifica el área y la localización del colector, se observa en la ecuación C.12, que la maximación de la exergía liberada por el colector es idéntica a la minimación de la generación de entropía.

# *APÉNDICE D*

## *CARGA DE CALENTAMIENTO EN UNA BOMBA DE CALOR IRREVERSIBLE*

### D.1 EFICIENCIA DE LA SEGUNDA LEY EN UNA BOMBA DE CALOR IRREVERSIBLE

Balance general de energía sobre el diagrama mostrado en la figura D.1

$$W = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (D.1)$$

Donde  $\dot{Q}_H$  es la carga de calentamiento proporcionada por el refrigerante al fluido de enfriamiento en el condensador y  $\dot{Q}_L$  es la energía térmica captada por el colector solar, están dados respectivamente por

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_i \quad (D.2)$$

y

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{LC} - \dot{Q}_i \quad (D.3)$$

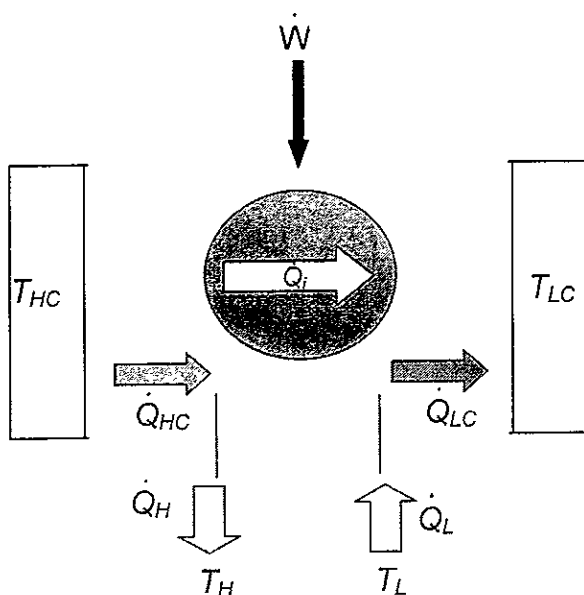


Figura D.1 Modelo de la bomba de calor solar con dos intercambiadores de calor, (condensador y colector- evaporador).

donde  $\dot{Q}_{HC}$  es la carga térmica del refrigerante en el condensador y  $\dot{Q}_{LC}$  es el calor proporcionado por el colector solar al fluido de trabajo.  $\dot{Q}_i$  es el flujo de calor

debido a la irreversibilidad interna, dada por la diferencia de temperatura entre  $T_H$  y  $T_L$ , que puede estar representada por la generación de entropía a través del aislamiento térmico, además de la transferencia de energía térmica por convección al medio ambiente desde el colector-evaporador, que opera sin cubierta ni aislamiento.

Si se define la eficiencia de la Segunda Ley de una bomba de calor como

$$\eta_{II} = \frac{COP_{real}}{COP_{rev}} \quad (D.4)$$

en donde  $COP_{real}$  y  $COP_{rev}$  se expresan respectivamente por,

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_H}{W} \quad (D.5)$$

y

$$COP_{rev} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (D.6)$$

La eficiencia de la Segunda Ley puede expresarse en función de la carga de calentamiento, mediante

$$\eta_{II} = \frac{\frac{\dot{Q}_H}{W}}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (D.7)$$

Definiendo las siguientes temperaturas adimensionales

$$\tau = \frac{T_L}{T_H} \quad (D.8)$$

y

$$\tau_c = \frac{T_{LC}}{T_{HC}} \quad (D.9)$$

La expresión para la eficiencia de la Segunda Ley queda expresada por

$$\eta_{II} = (1 - \tau) \frac{\dot{Q}_H}{Q_H - \dot{Q}_L} \quad (D.10)$$

Sustituyendo  $\dot{Q}_H$  y  $\dot{Q}_L$  de las ecuaciones D.2 y D.3 en la ecuación D.10 se tiene que la eficiencia de la Segunda Ley puede expresarse por:

$$\eta_{II} = (1 - \tau) \left[ \frac{\dot{Q}_{HC} - Q_{LC}}{Q_H} \right]^{-1} \quad (D.11)$$

Para el ciclo reversible de la figura D.1 se tiene

$$\frac{\dot{Q}_{HC}}{T_{HC}} = \frac{Q_{LC}}{T_{LC}} \quad (D.12)$$

Por otra parte, despejando  $\dot{Q}_{LC}$  de la ecuación D.12

$$\dot{Q}_{LC} = \dot{Q}_{HC} \frac{T_{LC}}{T_{HC}} \quad (D.13)$$

ó

$$Q_{LC} = \dot{Q}_{HC} \tau_C \quad (D.14)$$

sustituyendo  $\dot{Q}_{LC}$  de D.14 en la ecuación D.11, se tiene que

$$\eta_{II} = (1 - \tau) \left[ \frac{\dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{HC} \tau_C}{Q_H} \right]^{-1} \quad (D.15)$$

ó

$$\eta_{II} = (1 - \tau) \left[ \frac{\dot{Q}_{HC}}{\dot{Q}_H} (1 - \tau_C) \right]^{-1} \quad (D.16)$$

si se despeja  $\dot{Q}_{HC}$  de la ecuación D.2 y se divide entre  $\dot{Q}_H$ , se tiene que

$$\frac{\dot{Q}_{HC}}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_i}{\dot{Q}_H} \quad (D.17)$$

Finalmente, sustituyendo el resultado de la ecuación D.17 en la ecuación D.16, se tiene

$$\eta_{II} = \frac{1 - \tau}{1 - \tau_C} \left[ 1 - \frac{\dot{Q}_i}{\dot{Q}_H} \right]^{-1} \quad (D.18)$$

que es la expresión de la eficiencia de la Segunda Ley en función de la carga de calentamiento de la bomba de calor y del flujo de calor debido a la irreversibilidad interna del ciclo.

## **D.2 CARGA DE CALENTAMIENTO EN UNA BOMBA DE CALOR IRREVERSIBLE EN CONDICIONES FINITAS DE OPERACIÓN**

Se obtendrá una expresión analítica para la carga de calentamiento  $\dot{Q}_H$  expresada en función de las conductancias externas del condensador y del colector evaporador y del flujo de energía térmica  $\dot{Q}_i$  definido por la ecuación 5.22, D.2 y D.3. A partir de esta expresión la carga de calentamiento podrá ser maximada para obtener la relación de las conductancias externas de condensación y evaporación óptima.

La conductancia total de los intercambiadores de la bomba de calor se expresa en función de las conductancias del condensador y del evaporador, como

$$UA = (UA)_{co} + (UA)_{ce}, \quad (D.19)$$

Llamando  $C_T$  al producto  $UA$ ;  $C_H$  y  $C_L$  a  $(UA)_{co}$  y  $(UA)_{ce}$  respectivamente, se tiene

$$C_T = C_H + C_L \quad (D.20)$$

Se tiene además que

$$C_H = (1-x)C_T \text{ y } C_L = xC_T \quad (D.21)$$

donde x representa la fracción de la relación de conductancias externas del ciclo de la bomba de calor

De la figura D.1  $\dot{Q}_{LC}$  y  $\dot{Q}_{HC}$  se expresan por

$$Q_{LC} = C_L(T_L - T_{LC}) \quad (D.22)$$

$$Q_{HC} = C_H(T_{HC} - T_H) \quad (D.23)$$

Sustituyendo en la ecuación D.12 las expresiones de  $\dot{Q}_{HC}$  y  $\dot{Q}_{LC}$  dadas por las ecuaciones D.22 y D.23, se tiene la siguiente relación

$$\frac{C_H(T_{HC} - T_H)}{T_{HC}} = \frac{C_L(T_L - T_{LC})}{T_{LC}} \quad (D.24)$$

resolviendo algebraicamente para  $T_{HC}$ , ordenando términos primero

$$C_H T_{HC} T_{LC} + C_L T_{LC} T_{HC} = C_L T_L T_{HC} + C_H T_H T_{LC}$$

dividiendo todos los términos entre  $T_{LC}$

$$C_H T_{HC} + C_L T_{HC} = C_L T_L \left( \frac{T_{HC}}{T_{LC}} \right) + C_H T_H$$

despejando finalmente  $T_{HC}$

$$T_{HC} = \frac{C_L T_L}{C_H + C_L} \left( \frac{T_{HC}}{T_{LC}} \right) + \left( \frac{C_H T_H}{C_H + C_L} \right) \quad (D.25)$$

Si además se despeja  $T_{HC}$  de la ecuación D.23, resulta

$$T_{HC} = T_H + \frac{\dot{Q}_{HC}}{C_H} \quad (D.26)$$

Si se igualan las ecuaciones D.25 y D.26 se tiene la siguiente expresión



$$T_H + \frac{\dot{Q}_{HC}}{C_H} = \frac{C_L T_L}{C_H + C_L} \left( \frac{T_{HC}}{T_{LC}} \right) + \frac{C_H T_H}{C_H + C_L} \quad (D.27)$$

que dividida entre  $T_H$ , resulta

$$1 + \frac{Q_{HC}}{C_H T_H} = \frac{C_L}{C_H + C_L} \left( \frac{T_L}{T_H} \right) \left( \frac{T_{HC}}{T_{LC}} \right) + \frac{C_H}{C_H + C_L} \quad (D.28)$$

De la expresión anterior se despeja  $\dot{Q}_{HC}$

$$\dot{Q}_{HC} = C_H T_H \left[ \frac{C_L}{C_H + C_L} \left( \frac{T_L}{T_H} \right) \left( \frac{T_{HC}}{T_{LC}} \right) + \frac{C_H}{C_H + C_L} - 1 \right] \quad (D.29)$$

Sustituyendo en la ecuación D.29,  $\tau_c$  y  $\tau$  definidas en las ecuaciones D.8 y D.9, se tiene que

$$\dot{Q}_{HC} = C_H T_H \left[ \frac{C_L}{C_H + C_L} \left( \frac{\tau}{\tau_c} \right) + \frac{C_H}{C_H + C_L} - 1 \right] \quad (D.30)$$

reacomodando términos

$$\dot{Q}_{HC} = \frac{C_H T_H}{C_H + C_L} \left[ C_L \frac{\tau}{\tau_c} + C_H - (C_H + C_L) \right] \quad (D.31)$$

eliminando términos se tiene que D.31 puede expresarse también como

$$\dot{Q}_{HC} = \frac{C_H T_H}{C_H + C_L} \left[ C_L \frac{\tau}{\tau_c} - C_L \right] \quad (D.32)$$

sustituyendo  $\dot{Q}_{HC}$  de la ecuación D.2 y desarrollando la ecuación D.32

$$Q_H + Q_I = \frac{C_H C_L T_H}{C_H + C_L} \left( \frac{\tau}{\tau_c} - 1 \right) \quad (D.33)$$

sustituyendo las definiciones de las conductancias externas dadas en la ecuación D.21 y despejando  $Q_H$

$$Q_H = \left( \frac{(1-x)C_T x C_T T_H}{C_T} \right) \left[ \frac{\tau}{\tau_C} - 1 \right] - \dot{Q}_i \quad (D.34)$$

eliminando términos y multiplicando por  $T_L$

$$\dot{Q}_H = x(1-x)C_T T_H \frac{T_L}{T_L} \left( \frac{\tau}{\tau_C} - 1 \right) - \dot{Q}_i \quad (D.35)$$

Finalmente  $Q_H$  estará dado por:

$$Q_H = x(1-x)C_T T_L \left[ \frac{1}{\tau_C} - \frac{1}{\tau} \right] - \dot{Q}_i \quad (D.36)$$

$\dot{Q}_H$  puede ser maximado en función de la fracción de la relación de conductancias externas de los intercambiadores de calor del ciclo irreversible.