

Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”

Facultad de Mecánica



**Evaluación de potenciales de ahorros técnicos de exergía
en sistemas centralizados de climatización por agua
helada.**

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico.

Autor: Nikolai J. Borggiano Mikulenko

Tutor: Dr. Juan C. Armas Valdés

Cienfuegos, 2010

DEDICATORIA

A mi abuela Pilar Arabelia, que no vivió para verme graduar.

RESUMEN

El trabajo que se presenta, está basado en la aplicación del método exergético para la determinación del costo real exergético y monetario de sistemas centralizados de climatización por agua helada. Esta evaluación permite determinar la parte de las irreversibilidades que pueden ser evitadas a partir de mejoras tecnológicas o introduciendo mejoras operacionales, siempre partiendo de que existe un límite de estas irreversibilidades que no pueden ser recuperadas dado que son implícitas al diseño y funcionamiento de cada uno de los equipos que conforman el sistema de climatización.

El análisis realizado al compresor mostró, que al variar el rendimiento isentrópico de 0.7 a 0.88; el 33% de su costo total es debido a costos de inversión. Cuando se analizó el factor exergoeconómico modificado, el 3 % de su costo total recuperable correspondió a costos de inversión. De forma similar se procedió con los restantes componentes del sistema obteniéndose potenciales de ahorros técnicos de la exergía en cada caso. Este tipo de evaluación permite al diseñador trazar planes reales y concretos sobre el potencial verdadero del ahorro de ambos flujos.

ÍNDICE	Pág.
<i>Introducción</i> _____	<i>1</i>
Justificación del estudio _____	1
Problema de Investigación _____	1
Objetivo General _____	1
Objetivos específicos _____	1
Hipótesis de la Investigación _____	2
 <i>Capítulo 1: Estado del arte de la aplicación del método de análisis exergético para la evaluación de sistemas de climatización.</i> _____	 <i>4</i>
1.1. Generalidades sobre Sistemas de Climatización Centralizados por Agua Helada. _	4
1.1.1. Funcionamiento del circuito primario. _____	6
1.1.2. Funcionamiento del circuito secundario. _____	6
1.2. Ventajas y desventajas de los sistemas centralizados sobre los sistemas descentralizados. _____	7
1.3. Concepto de Exergía. _____	8
1.4. Estado del arte del uso de la segunda ley de la termodinámica enfocada al estudio de sistemas de climatización centralizados por agua helada. _____	9
1.5. Potencialidades de la determinación de los ahorros técnicos de la exergía. _____	12
1.6. Conclusiones Parciales. _____	13
 <i>Capítulo 2: Modelación termoeconómica para la determinación de los potenciales de ahorros técnicos de exergía.</i> _____	 <i>15</i>
2.1. Introducción. _____	15
2.2. Esquema topológico de la instalación. _____	15
2.2.1. Consideraciones tomadas para el desarrollo de los modelos. _____	16
2.2.2. Modelación termoeconómica del sistema. _____	16
2.2.3. Determinación de los flujos de costo por componentes. _____	24
2.2.4. Análisis de ahorros técnicos de la exergía. _____	27

2.3. Conclusiones Parciales.	29
<i>Capítulo 3: Evaluación mediante estudio de caso para la determinación de potenciales de ahorros técnicos de exergía en un sistema de climatización centralizada.</i>	<i>31</i>
3.1. Introducción.	31
3.2. Definición de caso de estudio.	31
3.3. Análisis de costos evitables e inevitables del sistema.	34
3.4. Conclusiones Parciales.	37
<i>Conclusiones</i>	<i>39</i>
<i>Recomendaciones</i>	<i>41</i>
<i>Referencias Bibliográficas</i>	<i>43</i>

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

Justificación del estudio

En la actualidad la determinación del costo real exergético y monetario de sistemas centralizados de climatización por agua helada no abunda en la literatura referida de trabajos de investigación. A partir de este estudio se pueden trazar planes reales y concretos sobre el potencial verdadero del ahorro de ambos flujos, en tanto que actualmente se trabaja, de manera imprecisa, con un potencial de ahorro que abarca la destrucción total, es decir, evitable e inevitable.

Problema de Investigación

La literatura consultada carece de trabajos que permitan determinar el costo real exergético y monetario de sistemas centralizados de climatización por agua helada por lo que se trabaja de manera imprecisa con un potencial de ahorro que abarca la destrucción total, es decir, evitable e inevitable.

Objetivo General

Desarrollar el cálculo del costo real del flujo exergético y monetario de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Objetivos específicos

1. Realizar la búsqueda bibliográfica sobre la utilización de la segunda ley para la evaluación termodinámica de sistemas centralizados de climatización por agua helada.
2. Desarrollar la modelación termoeconómica por componentes.
3. Desarrollar la metodología para la determinación de los costos evitables exergéticos.
4. Determinar los ahorros técnicos de la exergía en un caso de estudio.

Hipótesis de la Investigación

Con la determinación del cálculo del costo real del flujo exergético y monetario de un sistema de refrigeración por compresión de vapor se podrá trazar planes reales y concretos sobre el potencial verdadero del ahorro de ambos flujos.

CAPITULO I

CAPITULO 1: ESTADO DEL ARTE DE LA APLICACIÓN DEL MÉTODO DE ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA LA EVALUACIÓN DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN.

1.1. Generalidades sobre Sistemas Centralizados de Climatización por Agua Helada.

Los sistemas centralizados de climatización y más específicamente las enfriadoras de agua (chillers o sistemas todo agua como también se les conoce), son de los más empleados en nuestro país en la climatización de las grandes edificaciones. Su principio de funcionamiento se basa en el bombeo de agua helada hacia los locales que se desea climatizar, en los que por medio de unidades terminales (fan-coil) se intercambia calor entre el agua helada y el aire de los locales; retornando después de dicho intercambio de energía de vuelta hacia las unidades enfriadoras, siendo nuevamente enfriada y reenviada hacia los locales a climatizar.

Las unidades enfriadoras de agua pueden tener diversas configuraciones y cada opción será la más adecuada, dependiendo de diversos factores como las características del local a climatizar, la disponibilidad y costo del agua, así como las tarifas de energía eléctrica en el lugar de la aplicación.

Al realizar la selección del equipo de refrigeración puede considerarse que los equipos enfriados por agua son más eficientes que los enfriados por aire, debido a que las temperaturas alcanzadas para la condensación del refrigerante, son menores con agua que con aire. Aunque analizando globalmente la situación, en la opción de condensación por agua, habría que tener en cuenta los costos del agua, del tratamiento de la misma y del consumo eléctrico de las bombas de agua de condensación y de los ventiladores de las torres de enfriamiento.

Dado al alto consumo energético que representan estos sistemas (entre el 40 y 70% del consumo de energía eléctrica de la instalación) deben tomarse todas las medidas pertinentes para hacer un uso eficiente de los mismos, por tanto, en

la etapa de diseño y cálculo del equipamiento, así como en la etapa de explotación, deben buscarse estrategias que favorezcan la reducción de los consumos energéticos en este tipo de instalaciones.

Los sistemas centralizados de climatización por agua helada están compuestos por dos circuitos (primario y secundario). El circuito primario utiliza como refrigerante una sustancia química con la propiedad de ebullición a bajas temperaturas (R22, R134, R404) y basa su funcionamiento en un sistema básico de refrigeración por compresión de vapor, el cual está compuesto por cuatro elementos principales:

- Evaporador
- Compresor
- Condensador
- Dispositivo de expansión

El circuito secundario utiliza como sustancia refrigerante agua helada y está constituido por sistemas de bombeo, sistemas de distribución de agua y unidades terminales de intercambio de calor (fan-coil). La figura 1.1 muestra el esquema de los circuitos que conforman el sistema.

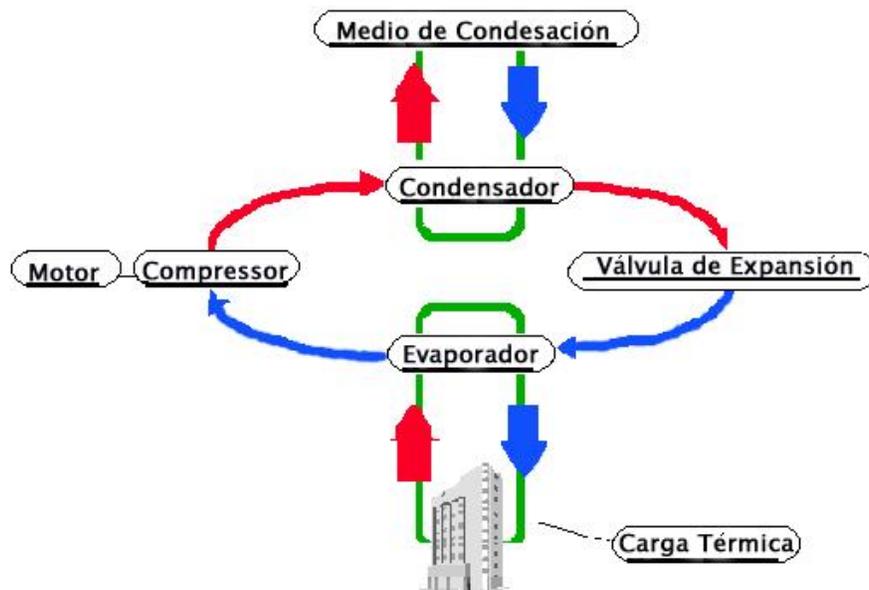


Figura 1.1. Sistema Centralizado de Climatización por Agua Helada.

1.1.1. Funcionamiento del circuito primario.

El compresor después de haber succionado el refrigerante en forma de gas, lo comprime aumentando su presión y temperatura, enviándolo al condensador en forma de gas sobrecalentado a alta presión. En el condensador el refrigerante intercambia calor con un medio a más baja temperatura, donde experimenta un cambio de fase pasando de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado con el objetivo de favorecer la absorción de calor. El agente refrigerante en el condensador puede ser agua o aire. Al salir del condensador la sustancia de trabajo pasa al mecanismo de expansión experimentando una caída de presión y temperatura y posteriormente pasa al evaporador, que es el intercambiador de calor que une al circuito primario y secundario, en el cual el refrigerante secundario (agua) le cede el calor que evacuó de las instalaciones.

Actualmente la mayoría de los sistemas centralizados de climatización para grandes edificaciones incorporan a su sistema un intercambiador de calor refrigerante-agua a la salida del compresor con el objetivo de aprovechar el sobrecalentamiento del vapor refrigerante para calentar agua sanitaria, contribuyendo de esta forma a lograr grandes ahorros energéticos, que de lo contrario, ese potencial térmico se cedería al agente refrigerante en el condensador.

1.1.2. Funcionamiento del circuito secundario.

El circuito secundario es el encargado de la distribución del agua helada a los locales a climatizar, este fluido (H_2O) intercambia calor con el aire caliente del recinto a través de unidades terminales llamados fan-coils, por ende el agua aumenta su temperatura y retorna hacia el evaporador, donde le cede calor al refrigerante primario y es bombeada otra vez hacia los locales.

Actualmente se han desarrollado estrategias encaminadas a bombear solo el agua necesaria para satisfacer la demanda térmica en los recintos a climatizar, estos sistemas de distribución de agua se han dotado de variadores de velocidad en las bombas que toman como variable de control la diferencia de presión entre las líneas de impulsión y retorno de agua, obteniéndose ahorros

significativos por concepto de bombeo, pues la relación entre la potencia y la velocidad es cúbica, además se aminoran los gastos de mantenimiento pues los sistemas de bombeo se desgastan menos.

1.2. Ventajas y desventajas de los sistemas centralizados sobre los sistemas descentralizados.

Ventajas:

- La fiabilidad de los sistemas centralizados es superior; durante la mayor parte del tiempo hay equipos en reserva (o pueden ser instalados equipos en reserva), salvo en las horas de máxima demanda. El mantenimiento de estos sistemas suele ser más esmerado.
- Los sistemas centralizados permiten un mejor control energético dado que centralmente pueden ser controlados por personal encargado de la gestión energética en la entidad. Los procedimientos de control permiten conseguir ahorros importantes de energía en las habitaciones del hotel cuando éstas se encuentran desocupadas. Estos sistemas permiten también el control de la calidad del aire interior.

Desventajas:

- La principal desventaja de los sistemas centralizados consiste en sus altos costos de inversión inicial (alrededor de 2.2 veces más que las unidades de ventana). En los sistemas de climatización centralizados es necesario mantener las salas de máquinas en funcionamiento y una circulación constante de agua fría por la red de tuberías que permita garantizar el servicio de refrigeración en el momento que sea solicitado por el usuario, lo que unido al elevado número de horas que están funcionando estos circuitos a lo largo del año provocan un gran consumo de energía en este sistema por este concepto. De ahí la importancia de la correcta selección del equipamiento en la etapa de diseño y la evaluación correcta de los potenciales técnicos de ahorro de la instalación.

- Otra desventaja de los sistemas centralizados de climatización consiste en que cualquier fuga de gas, no detectada con rapidez, puede dejar sin refrigerante a todo el sistema.

1.3. Concepto de Exergía.

El Primer Principio de la Termodinámica, es una expresión del Principio de Conservación de la Energía, el cual plantea que la energía se transforma en cualquier proceso y que no se puede crear ni destruir; pero el Principio de Conservación de la Energía no aclara otros aspectos relativos a la utilización de los recursos energéticos.

Los fundamentos del concepto de exergía aparecen con el Segundo Principio de la Termodinámica y las Leyes del Equilibrio de las transformaciones reales. El concepto de exergía está indisolublemente asociado al desequilibrio entre cierto sistema y su entorno, determinado por la diferencia entre los valores de alguna variable dinámica que los caracteriza (por ejemplo la temperatura o la presión). El desequilibrio consiste en que el valor de la variable dinámica en cuestión es diferente para el sistema y su entorno y, por ello, ambos están en una situación de desequilibrio. Si espontáneamente o por la acción de un agente externo el sistema y su entorno desembocan en un movimiento hacia la equilibración, dicho movimiento puede aprovecharse para lograr algún efecto útil, como trabajo mecánico.

La exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades y también se puede transferir hacia o desde un sistema. El uso eficiente de los recursos energéticos va asociado a la destrucción y pérdida de exergía en los sistemas, siendo el objetivo del análisis exergético localizar, cuantificar e identificar éstas causas. La exergía es, por lo tanto, el trabajo teórico máximo que se puede obtener cuando un sistema cerrado evoluciona desde un estado inicial dado hasta su estado muerto, interaccionando sólo con el medio ambiente. También se puede definir la exergía como el trabajo teórico mínimo necesario a aportar para conseguir que un sistema cerrado pase desde su estado muerto hasta otro estado prefijado, no pudiendo ser negativa.

En el presente trabajo se hace uso del método exergético, pues este presenta las siguientes ventajas:

- Permite valorar las pérdidas irreversibles que ocurren en cada elemento de la instalación y en su conjunto.
- Permite obtener el efecto de cada componente sobre el consumo de potencia del sistema, posibilitando la localización de puntos de desaprovechamiento de trabajo útil sobre los cuales se pudiera actuar para la optimización del sistema.
- Permite analizar el grado de perfección termodinámica de cualquier elemento de la instalación sin que sea necesario previamente valorar la capacidad de trabajo de toda la instalación en conjunto y las pérdidas de capacidad de trabajo en todos los elementos, lo que simplifica la técnica de los cálculos de dichas pérdidas.
- Permite cuantificar la cantidad de recursos naturales consumidos en un proceso determinado.

1.4. Estado del arte del uso de la segunda ley de la termodinámica enfocada al estudio de sistemas centralizados de climatización por agua helada.

La síntesis y optimización de los sistemas energéticos, el reparto de los costos de producción a la hora de asignar precios a los productos finales y otros muchos problemas, en los que resulta evidente una profunda interrelación entre la termodinámica y la economía, han sido objeto de reciente interés en las dos últimas décadas.

Mediante una revisión exhaustiva en la bibliografía encontramos que varios autores, [1-7] han buscado una respuesta científica a estos problemas a la luz del Segundo Principio, dando lugar a las distintas aproximaciones teóricas que conforman lo que hoy designamos con el nombre de Termoeconomía.

La exergía combinada con la economía representa una poderosa herramienta para el estudio sistemático y la optimización de sistemas. Varios de estos autores trabajan en los aspectos de la termoeconomía de sistemas energéticos. Goran Wall en 1993 señaló que el concepto de exergía no solo es crucial para estudios de eficiencia sino también para la contabilidad de costos y análisis económico [8]. Estos criterios derivados de la Segunda Ley de la termodinámica, son una herramienta de análisis cuantitativo a partir de la cual se puede obtener el efecto de cada componente sobre el consumo de potencia de un sistema, posibilitando la localización de puntos de desaprovechamiento de trabajo útil sobre los cuales se pudiera actuar para la optimización del sistema.

En la bibliografía consultada [9-16] se encuentran escasos trabajos acerca de la determinación de la destrucción evitable e inevitable de los flujos exergético y monetario de estos componentes y en general de los sistemas de refrigeración [19,21], aunque sí se encuentran trabajos referidos a otros tipos de sistemas térmicos, como son las plantas de cogeneración con turbinas de gas [20]. Entre los principales autores que han desarrollado este interesante tema para estas plantas se encuentran el Prof. Dr. G. Tsatsaronis, del Instituto de Ingeniería Energética, de la Universidad Técnica de Berlín y de Moungh-Ho Park, del Dpto. de Estudios Energéticos y Centro de Investigación de Sistemas Energéticos de la Universidad Ajou, de Corea del Sur, los cuales se han apoyado en trabajos anteriores del propio Tsatsaronis, Adrian Bejan [9], E. Mamut, E. Lazaretto, G. Moran y S.S. Penner, entre otros, todos autoridades indiscutibles en el campo del análisis de los sistemas térmicos complejos.

La ASHRAE [26] hace referencia al uso de la segunda ley por Patel y Swers, haciendo uso del concepto de utilidad, degradación de energía útil e irreversibilidad demostrando que estos conceptos conforman una poderosa herramienta para la selección de parámetros óptimos de un ciclo de compresión de vapor, pero en su estudio no incluyen análisis termoeconómico del sistema que permita valorar las alternativas propuestas. Sus estudios se basan en la comparación de un sistema simple de refrigeración por compresión de vapor con dos compresores y con subenfriamiento y sobrecalentamiento en el ciclo. A

través de estos ejemplos describen el efecto de las irreversibilidades en los sistemas de refrigeración para un rango de condiciones de operación.

Gómez [27] realiza un estudio detallado de un sistema de refrigeración en cascada, donde se hace énfasis en las condiciones de trabajo del ciclo de refrigeración (temperatura de evaporación < temperatura ambiente) y abordan con mucha claridad a través de un diagrama exergía - entalpía el comportamiento exergético en cada punto del ciclo. Este autor no hace uso de los procedimientos para la determinación de ahorros técnicos de la exergía a estos sistemas, lo cual potenciaría mucho más su estudio, aunque hay que destacar que el libro tiene un alto valor metodológico-práctico pues los problemas son enfocados a partir de casos reales y abarcan varios sistemas energéticos.

Otra investigación, esta vez realizada por Yumrutas [28], obtuvo el análisis exergético de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, para el cual desarrolla un modelo computacional basado en análisis de segunda ley, su modelo está dirigido al estudio de la influencia de las temperaturas de evaporación y condensación en las irreversibilidades del ciclo, demostrando su marcada influencia sobre las irreversibilidades del evaporador, el condensador, la eficiencia exergética y el COP del sistema. Hay que destacar que aunque el artículo se encuentra muy bien enmarcado y fundamentado, puede explotarse aun más las bondades de la segunda ley, pues a partir de las corrientes exergéticas halladas se puede realizar una evaluación de ahorros técnicos de la exergía donde se determine cuánto influiría desde el punto de vista de costos las variaciones en las temperaturas de evaporación y condensación.

Kotas [29], desarrolla un cálculo exergético aplicado a un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una cámara fría, determinando las irreversibilidades de la sustancia de trabajo a su paso por cada uno de los componentes del ciclo y la eficiencia racional del sistema como grado de perfección termodinámico; pese a que en sus estudios enmarca muy bien el uso de la segunda ley de la termodinámica dirigida a la evaluación de sistemas, no

se evidencian trabajos de este autor dirigidos a la determinación de potenciales de ahorro técnicos de la exergía que conlleve a la determinación del costo real de los sistemas estudiados.

Petit Jean [30] en su tesis doctoral, desarrolló la modelación termoeconómica de un sistema de refrigeración por absorción, a partir de la teoría del coste exergético. En el trabajo, el autor desarrolla una metodología para la obtención de los costos de las corrientes exergéticas y los costos zonales y ofrece índices de comparación con relación a los sistemas convencionales de refrigeración por compresión de vapor. En posteriores trabajos Petit Jean aborda el uso de los procedimientos establecidos para la determinación de ahorros técnicos de la exergía enmarcado en un condensador de un sistemas de refrigeración por compresión de vapor e ilustra las potencialidades de la utilización de esta herramienta de evaluación que sirve tanto para la valoración de un diseño como para evaluar la operación de un sistema o componente.

Cruz Fonticiella y otros autores en sus trabajos [15-17] desarrollan un método teniendo en cuenta los sistemas simples de refrigeración por compresión de vapor, que posibilita el cálculo de la destrucción evitable e inevitable de los flujos exergético y monetario de los principales componentes de estos sistemas, lo que le permite obtener ahorros concretos en la parte evitable de ambos flujos.

1.5. Potencialidades de la determinación de los ahorros técnicos de la exergía.

El análisis exergético permite determinar el máximo ahorro de energía termodinámicamente posible en las condiciones reales de una instalación y en cada uno de los componentes de la misma, mientras las irreversibilidades representan el despilfarro termodinámico de exergía y por tanto representan todo el ahorro de energía que puede obtenerse. No todo el ahorro de energía termodinámicamente posible puede ser ahorrado técnicamente. En efecto, los sistemas tienen una realidad física que imponen sus condiciones de diseño, de tal modo que estas irreversibilidades intrínsecas al diseño no pueden ser consideradas como posibilidades de ahorro de energía. Con el análisis

exergético por componentes y la determinación de los flujos de costos, pueden ser determinados los costos evitables de las pérdidas exergéticas.

A partir de los criterios expuestos anteriormente, relacionados con las irreversibilidades intrínsecas al diseño y los costos evitables de la energía, se pueden realizar comparaciones entre los balances exergéticos de una instalación en funcionamiento con respecto al balance en condiciones de diseño de la planta. Con lo cual se llega a obtener el ahorro técnicamente posible en dicha instalación.

1.6. Conclusiones Parciales.

1. La literatura revisada sobre modelación de sistemas centralizados de climatización, hacen su análisis por lo general en el primer principio de la termodinámica y tiene como objetivo la optimización del coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP), no empleándose a cabalidad el uso de la segunda ley de la termodinámica.
2. La aplicación de la segunda ley de la termodinámica permite localizar y cuantificar aquellos puntos del sistema de mayor desaprovechamiento de trabajo útil y es el punto de partida para la evaluación termoeconómica de sistemas térmicos.
3. La evaluación de potenciales de ahorros técnicos de la exergía es una herramienta muy útil a la hora de valorar los rangos de trabajo de los componentes de un sistema y permite cuantificar las pérdidas exergéticas que pueden ser disminuidas.

CAPITULO II

CAPITULO 2: MODELACIÓN TERMOECONÓMICA PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS POTENCIALES DE AHORROS TÉCNICOS DE EXERGÍA.

2.1. Introducción.

En el presente capítulo se desarrollan los modelos termoeconómicos de cada componente de un sistema centralizado de climatización por agua helada, con el objetivo de calcular los costos evitables e inevitables del sistema y determinar de forma más precisa los flujos exergéticos y monetarios.

2.2. Esquema topológico de la instalación.

En la figura 2.1 se muestra el esquema físico funcional de la instalación de climatización centralizada por agua helada donde se representan cada una de los componentes (Z_i), y los flujos exergéticos asociados a los mismos (E_i).

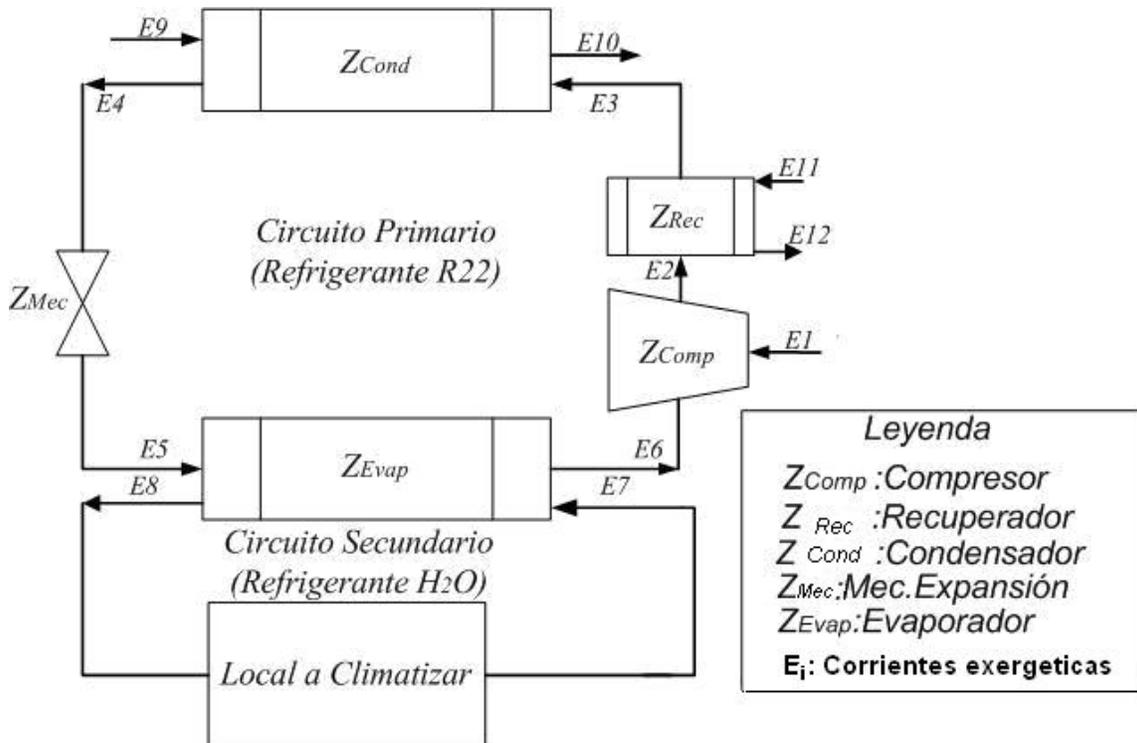


Figura 2.1. Esquema físico funcional de la instalación.

2.2.1. Consideraciones tomadas para el desarrollo de los modelos.

El análisis y la modelación del sistema de climatización centralizado por agua helada es un tema complejo con procesos y parámetros variables, en los cuales no es posible emplear una descripción exacta desde el punto de vista de la física de los fenómenos, sin complicar excesivamente la solución o perder claridad de lo esencialmente importante en la operación del sistema. Por esta razón se imponen ciertas simplificaciones o restricciones que definen el ámbito de validez de la representación del escenario real con el cual se trabaja. Para este caso se consideran las suposiciones generales siguientes:

- En la modelación de sistemas de climatización y refrigeración las caídas de presión en los intercambiadores de calor es muy común despreciarlas, dado que no son representativas, así lo corrobora la bibliografía consultada [27, 28, 31].
- La modelación del sistema se realiza en estado estacionario.
- El estado de referencia para los cálculos exergéticos se establece a $T_0 = 298 \text{ °K}$ y a presión atmosférica $P_0 = 101.32 \text{ kPa}$.
- No se toma en consideración la exergía química del refrigerante primario (R22) ni del refrigerante secundario (agua), despreciándose la exergía cinética y potencial de los fluidos de trabajo.
- Las temperaturas del agua a la entrada y salida del evaporador (t_7, t_8), la temperatura del agua a la entrada del recuperador (t_{11}) y la temperatura del aire a la entrada y salida del condensador (t_9, t_{10}), se consideran como variables de entrada al modelo.

2.2.2. Modelación termoeconómica del sistema.

2.2.2.1. Compresor.

Determinación del trabajo isentrópico del proceso del compresor.

$$W_s = h_2 - h_6 \quad , \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.1)$$

Donde:

h_6 : Entalpía del gas refrigerante a la entrada del compresor, [kJ/kg].

h_2 : Entalpía del gas refrigerante a la salida del compresor, [kJ/kg].

Determinación de la entalpía real del refrigerante (R22) a la salida del compresor.

$$W_{Real} = \frac{W_s}{\eta_s} \quad (2.2)$$

$$W_{Real} = h_2' - h_6 \quad (2.3)$$

Sustituyendo (2.3) en (2.2) y despejando la entalpía real del gas refrigerante a la salida del compresor se obtiene la ecuación (2.4).

$$h_2' = \frac{(h_2 - h_6)}{\eta_{is}} + h_6 \quad (2.4)$$

Donde:

W_{Real} : Trabajo real de compresión, [kJ/kg].

h_2' : Entalpía real del gas refrigerante a la salida del compresor, [kJ/kg].

η_s : Rendimiento isentrópico del compresor.

La potencia del compresor (N_{Comp}) es calculada a partir del producto de flujo másico del refrigerante primario (R22) por el trabajo real realizado por el compresor.

$$N_{Comp} = m_R \cdot W_{real} \quad (2.5)$$

$$m_R = \frac{m_{H_2O}(h_7 - h_8)}{(h_6 - h_5)} \quad (2.6)$$

$$m_{H_2O} = \frac{Q_R \cdot \theta}{(h_7 - h_8)} \quad (2.7)$$

Donde:

N_{Comp} : Potencia del compresor, [kW].

Q_R : Capacidad de refrigeración, [kW].

m_R : Flujo másico de refrigerante, [kg/s].

m_{H_2O} : Flujo de agua al evaporador, [kg/s].

h_5 : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador, [kJ/kg].

h_7 : Entalpía del agua a la entrada del evaporador, [kJ/kg].

h_8 : Entalpía del agua a la salida del evaporador, [kJ/kg].

θ : Factor de simultaneidad.

El flujo de agua al evaporador se determina en función de la carga térmica a vencer en las habitaciones, afectada por un factor de simultaneidad, que en la literatura consultada [32] se toma como el 85 % de la capacidad de refrigeración.

Análisis exergético del compresor.

$$E_6 = m_R \cdot [(h_6 - h_0) - T_0 \cdot (s_6 - s_0)] \quad (2.8)$$

$$E_2 = m_R \cdot [(h_2 - h_0) - T_0 \cdot (s_2 - s_0)] \quad (2.9)$$

$$E_{DComp} = E_1 + E_6 - E_2 \quad (2.10)$$

Donde:

E_6 : Flujo exergético de refrigerante a la entrada del compresor, [kW].

E_2 : Flujo exergético de refrigerante a la salida del compresor, [kW].

T_0 : Temperatura de referencia, [°K].

s_0 : Entropía del refrigerante a la temperatura de referencia, [kJ/kg°K].

h_0 : Entalpía del refrigerante a la temperatura de referencia, [kJ/kg].

s_2 : Entropía real del refrigerante a la salida del compresor, [kJ/kg°K].

s_6 : Entropía real del refrigerante a la entrada del compresor, [kJ/kg°K].

E_1 : Producto exergético del compresor, [kW].

E_{DComi} : Irreversibilidad del compresor, [kW].

2.2.2.2. Recuperador.

Determinación del calor recuperado para el calentamiento de agua.

Siguiendo el criterio tomado de la bibliografía, [34, 35], en cuanto al porcentaje de recuperación de calor (30 - 50 % del calor total cedido en el condensador), se plantea:

$$Q_{Cond} \cdot n = Q_{Rec} \quad (2.11)$$

$$m_R \cdot (h_2' - h_4)n = m_R \cdot (h_2' - h_3) \quad (2.12)$$

$$n \cdot h_2' - h_2' = n \cdot h_4 - h_3 \quad (2.13)$$

$$h_3 = h_2'(1 - n) + n \cdot h_4 \quad (2.14)$$

$$Q_{Rec} = (h_2' - h_3) \cdot m_R \quad (2.15)$$

Donde:

Q_{Cond} : Flujo de calor en el condensador, [kW].

Q_{Rec} : Flujo de calor en el recuperador, [kW].

n : Porcentaje de recuperación de calor.

h_3 : Entalpía del refrigerante a la salida del recuperador de calor, [kJ/kg].

h_4 : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador, [kJ/kg].

Determinación de la entalpía del agua a la salida del recuperador de calor.

Calculada la entalpía del refrigerante primario (R22) a la salida del recuperador de calor se procede a la determinación de la entalpía del agua caliente, la cual variará en función del porcentaje de recuperación de calor.

$$h_{12} = h_{11} + \frac{m_R (h_2' - h_3)}{m_{H_2O_{Rec}}} \quad (2.16)$$

Donde:

h_{12} : Entalpía del agua a la salida del recuperador de calor, [kJ/kg].

h_{11} : Entalpía del agua a la entrada del recuperador de calor, [kJ/kg].

$m_{H_2O_{Rec}}$: Flujo de agua caliente, [kg/s].

Análisis exergético del recuperador.

$$E_3 = m_R [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)] \quad (2.17)$$

$$E_{11} = m_{H_2O_{Rec}} [(h_{11} - h_{0H_2O}) - T_0 (s_{11} - s_{0H_2O})] \quad (2.18)$$

$$E_{12} = m_{H_2O_{Rec}} [(h_{12} - h_{0H_2O}) - T_0 (s_{12} - s_{0H_2O})] \quad (2.19)$$

$$E_{D_{Rec}} = (E_2 + E_{11}) - (E_3 + E_{12}) \quad (2.20)$$

Donde:

E_{11} : Exergía del agua caliente a la entrada del recuperador, [kW].

E_{12} : Exergía del agua caliente a la salida del recuperador, [kW].

E_3 : Exergía del refrigerante a la salida del recuperador, [kW].

$m_{H_2O_{Rec}}$: Flujo de agua en el recuperador, [kg/s].

s_3 : Entropía del refrigerante a la salida del recuperador, [kJ/kg°K].

s_{11} : Entropía del agua a la entrada del recuperador, [kJ/kg°K].

s_{12} : Entropía del agua a la salida del recuperador, [kJ/kg°K].

s_{0H2O} : Entropía del agua a la temperatura de referencia, [kJ/kg°K].

h_{0H2O} : Entalpía del agua a la temperatura de referencia, [kJ/kg].

$E_{DR\alpha}$: Irreversibilidad del recuperador, [kW].

2.2.2.3. Condensador.

Determinación de la temperatura de condensación.

$$T_{Cond} = \frac{t_{10} - t_9}{\varepsilon_{Cond}} + t_9 \quad (2.21)$$

Donde:

t_9 : Temperatura del aire a la entrada del condensador, [°C].

t_{10} : Temperatura del aire a la salida del condensador, [°C].

ε_{Cond} : Efectividad térmica del condensador.

Análisis exergético del condensador.

$$E_4 = m_R [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)] \quad (2.22)$$

$$E_9 = m_{aire} [(h_9 - h_{0aire}) - T_0 (s_9 - s_{0aire})] \quad (2.23)$$

$$E_{10} = m_{aire} [(h_{10} - h_{0aire}) - T_0 (s_{10} - s_{0aiee})] \quad (2.24)$$

$$E_{DCond} = (E_3 + E_9) - (E_4 + E_{10}) \quad (2.25)$$

Donde:

E_4 : Exergía del refrigerante a la salida del condensador, [kW].

E_9 : Exergía del aire a la entrada del condensador, [kW].

E_{10} : Exergía del aire a la salida del condensador, [kW].

$E_{D\ Cond}$: Irreversibilidad del condensador, [kW].

m_{aire} : Flujo de aire por el condensador, [kg/s].

h_9 : Entalpía del aire de entrada al condensador, [kJ/kg].

h_{10} : Entalpía del aire de salida del condensador, [kJ/kg].

s_4 : Entropía del refrigerante a la salida del condensador, [kJ/kg°K].

s_9 : Entropía del aire de entrada al condensador, [kJ/kg°K].

s_{10} : Entropía del aire de salida del condensador, [kJ/kg°K].

h_{0aire} : Entalpía del aire a la temperatura de referencia, [kJ/kg].

s_{0aire} : Entropía del aire a la temperatura de referencia, [kJ/kg°K].

2.2.2.4. Mecanismo de expansión.

Análisis exergético del mecanismo de expansión.

$$E_5 = m_R [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)] \quad (2.26)$$

$$E_{DMec} = (E_4 + E_6) \quad (2.27)$$

Donde:

E_5 : Exergía del refrigerante a la salida del mecanismo de expansión, [kW].

h_5 : Entalpía del refrigerante a la salida del mecanismo de expansión, [kJ/kg].

s_5 : Entropía del refrigerante a la salida del mecanismo de expansión, [kJ/kg°K].

E_{DMec} : Irreversibilidad del mecanismo de expansión, [kW].

2.2.2.5. Evaporador.

Determinación de la temperatura de evaporación:

$$T_{Evap} = t_7 - \frac{t_7 - t_8}{\epsilon_{Evap}} \quad (2.28)$$

Donde:

t_7 : Temperatura del agua a la entrada del evaporador, [°C].

t_8 : Temperatura del agua a la salida del evaporador, [°C].

ε_{Evap} : Efectividad térmica del evaporador.

Determinación del coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP).

$$COP = \frac{Q_R}{N_{Comp}} \quad (2.29)$$

Análisis exergético del evaporador.

$$E_7 = m_{H_2O} [(h_7 - h_{0H_2O}) - T_0 (s_7 - s_{0H_2O})] \quad (2.30)$$

$$E_8 = m_{H_2O} [(h_8 - h_{0H_2O}) - T_0 (s_8 - s_{0H_2O})] \quad (2.31)$$

$$E_{DEvap} = (E_5 + E_7) - (E_6 + E_8) \quad (2.32)$$

Donde:

E_7 : Exergía del agua a la entrada del evaporador, [kW].

E_8 : Exergía del agua a la salida del evaporador, [kW].

E_{DEvap} : Irreversibilidad del Evaporador, [kW].

h_7 : Entalpía del agua entrada al evaporador, [kJ/kg].

h_8 : Entalpía del agua salida del evaporador, [kJ/kg].

h_{0H_2O} : Entalpía del agua a la temperatura de referencia, [kJ/kg].

s_7 : Entropía del agua entrada al evaporador, [kJ/kg°K].

s_8 : Entropía del agua salida del evaporador, [kJ/kg°K].

s_{0H_2O} : Entropía del agua a la temperatura de referencia, [kJ/kg°K].

2.2.3. Determinación de los flujos de costo por componentes.

2.2.3.1. Compresor.

El costo zonal en el compresor va a estar determinado por el costo de referencia, la potencia de referencia, el rendimiento isentrópico y por los exponentes que caracterizan la relación de potencias (m_{cm}) y de eficiencia isentrópica (n_{cm}). Los valores de los coeficientes así como el costo de referencia y la potencia de referencia del compresor, fueron tomados de la literatura [30, 31].

$$Z_{Comp} = Z_{R.Comp} \left(\frac{N_{Comp}}{N_{R.Comp}} \right)^{m_{Comp}} \left[\frac{\eta_s}{(0.9 - \eta_s)} \right]^{n_{Comp}} \quad (2.33)$$

Donde:

Z_{Comp} : Costo zonal del compresor, [\$].

$Z_{R.Comp}$: Costo de referencia del compresor, [\$].

N_{Comp} : Producto exergético del compresor, [kW].

$N_{R.Comp}$: Potencia de referencia, [kW].

η_s : Eficiencia isentrópica del compresor.

m_{Comp} : Exponente para la relación de potencias.

n_{Comp} : Exponente para la relación de eficiencias isentrópicas.

2.2.3.2. Recuperador.

El costo zonal del recuperador de calor se determina en función de su costo de referencia, tomado de la literatura [30, 31], su efectividad térmica, la temperatura media logarítmica de los fluidos que intercambian calor y el valor exergético de las corrientes de salida de este componente.

$$Z_{Rec} = Z_{R,Rec} \cdot \left[\frac{\Delta T_{MAY,REC} - \Delta T_{MIN,REC}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{MAY,REC}}{\Delta T_{MIN,REC}}\right)} \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{Rec})) \right] \cdot \left(\frac{E_{Rec,out}}{T_0} \right) \quad (2.34)$$

La temperatura media logarítmica es hallada como la relación entre la diferencia de temperatura máxima y mínima de los fluidos que intercambian calor.

$$TML_{Rec} = \frac{\Delta T_{MAY} - \Delta T_{MIN}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{MAY}}{\Delta T_{MIN}}\right)} \quad (2.35)$$

Donde:

Z_{Rec} : Costo zonal del recuperador, [\$].

$Z_{R,Rec}$: Costo de referencia del recuperador, [\$/kW].

ε_{Rec} : Efectividad térmica del recuperador.

$E_{Rec,out}$: Valor exergético del producto del recuperador, [kW].

TML_{REC} : Temperatura media logarítmica del recuperador, [K].

$\Delta T_{MAY,REC}$: Diferencia de temperatura máxima en el recuperador.

$\Delta T_{MIN,REC}$: Diferencia de temperatura mínima en el recuperador.

2.2.3.3. Condensador.

El costo zonal del condensador se determina de forma similar al recuperador.

$$Z_{Cond} = Z_{R,Cond} \cdot \left[\frac{\Delta T_{MAY,Cond} - \Delta T_{MIN,Cond}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{MAY,Cond}}{\Delta T_{MIN,Cond}}\right)} \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{Cond})) \right] \cdot \left(\frac{E_{Cond,out}}{T_0} \right) \quad (2.36)$$

Donde:

Z_{Cond} : Costo zonal del condensador, [\$].

$Z_{R,Cond}$: Costo de referencia del condensador, [\$/kW].

ε_{cond} : Efectividad térmica del condensador.

$\Delta T_{MAY Cond}$: Diferencia de temperatura máxima en el condensador.

$\Delta T_{MIN Cond}$: Diferencia de temperatura mínima en el condensador.

$E_{Cond out}$: Valor exergético del producto del condensador, [kW].

2.2.3.4. Evaporador.

El costo zonal del evaporador se determina de forma similar al recuperador.

$$Z_{Evap} = Z_{R Evap} \cdot \left[\frac{\Delta T_{MAY Evap} - \Delta T_{MIN Evap}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{MAY Evap}}{\Delta T_{MIN Evap}} \right)} \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{Evap})) \right] \cdot \left(\frac{E_{Evap out}}{T_0} \right) \quad (2.37)$$

Donde:

Z_{Evap} : Costo zonal del evaporador, [\$].

$Z_{R,Evap}$: Costo de referencia del evaporador, [\$/kW].

ε_{Evap} : Efectividad térmica del evaporador.

$E_{Evap out}$: Valor exergético del producto del evaporador, [kW].

$\Delta T_{MAY Evap}$: Diferencia de temperatura máxima en el evaporador.

$\Delta T_{MIN Evap}$: Diferencia de temperatura mínima en el evaporador.

2.2.3.5. Mecanismo de expansión.

El costo zonal del mecanismo de expansión, estará determinado por su costo de referencia, tomado de la literatura [30, 31] y el valor exergético de la corriente de salida de este componente.

$$Z_{Mec} = Z_{R Mec} \cdot E_{Mec out} \quad (2.38)$$

Donde:

Z_{RMec} : Costo zonal del mecanismo de expansión, [\$].

Z_{Mec} : Costo de referencia del mecanismo expansión, [\$/kW].

$E_{Mec_{out}}$: Exergía de la corriente de salida del mecanismo expansión, [kW].

Determinación del factor de amortización.

El factor de amortización tiene implícito en su expresión la tasa de interés, lo que permitirá la actualización del dinero en el tiempo de cada uno de los componentes del sistema.

$$a_c = \frac{I_R \cdot (1 + I_R)^{Ny}}{\left((1 + I_R)^{Ny} - 1\right)} \cdot \frac{1}{Ny \cdot t_{OP} \cdot 3600} \quad (2.39)$$

Donde:

a_c : Factor de amortización, [1/s].

I_R : Tasa de interés.

Ny : Vida útil de la instalación, [años].

t_{OP} : Tiempo de operación, [h/ años].

2.2.4. Análisis de ahorros técnicos de la exergía.

Realizados los análisis exergéticos por componentes y sus flujos de costos, los costos evitables de las pérdidas exergéticas pueden ser determinados.

A continuación se brinda el procedimiento a seguir para la determinación de los costos evitables e inevitables de cada uno de los componentes del sistema de climatización centralizado por agua helada.

Para esto se parte variando arbitrariamente algunos parámetros de trabajo del sistema. Con este fin se varían las temperaturas del agua helada (T_8), temperatura del agua caliente a la salida del recuperador (T_{12}), temperatura del aire a la salida del condensador (T_{10}) y el rendimiento isentrópico del

compresor (η_s). Posteriormente se recalculan las exergías de los flujos de salida (E_p^*) de cada componente, ecuaciones (2.8, 2.9, 2.17, 2.19, 2.22, 2.24, 2.31), y sus irreversibilidades ($E_{DZ_i^*}$) ecuaciones (2.10, 2.20, 2.25, 2.27, 2.32). Los costos zonales de cada componente deben ser recalculados (Z_i^*), ecuaciones (2.33, 2.34, 2.36, 2.37, 2.38) y definidos los costos unitarios de las corrientes externas de entrada al sistema (costos del fuel (c_F)).

A continuación se brindan las ecuaciones para la determinación de los costos evitables e inevitables del sistema de climatización. Los superíndices (UN) refieren inevitables y los superíndices (AV) refieren evitables.

Destrucción unitaria exergética inevitable del componente Z_i .

$$E_{DZ_{i\text{unit}}}^{\text{UN}} = \left(\frac{E_{DZ_i^*}}{E_P^*} \right)^{\text{UN}} \quad (2.40)$$

Destrucción exergética inevitable del componente Z_i , (kW).

$$E_{DZ_i}^{\text{UN}} = E_P \cdot \left(\frac{E_{DZ_i^*}}{E_P^*} \right)^{\text{UN}} \quad (2.41)$$

Destrucción exergética evitable del componente Z_i , (kW).

$$E_{DZ_i^*}^{\text{AV}} = E_{DZ_i} - E_{DZ_i^*}^{\text{UN}} \quad (2.42)$$

Flujo de costo exergético evitable del componente Z_i , (\$/h).

$$C_{Z_i^*}^{\text{AV}} = c_F \cdot E_{DZ_i^*}^{\text{AV}} \quad (2.43)$$

Flujo de costo exergético inevitable del componente Z_i , (\$/h).

$$C_{Z_i^*}^{\text{UN}} = c_F \cdot E_{DZ_i^*}^{\text{UN}} \quad (2.44)$$

Destrucción unitaria del costo inevitable del componente Z_i , (\$/kWh).

$$Z_i^* \cdot \text{Unit}^{UN} = \left(\frac{Z_i^*}{E_p^*} \right) \quad (2.45)$$

Destrucción del costo inevitable del componente Z_i , (\$/h).

$$Z_i^{*UN} = E_{P_{Z_i^*}} \cdot \left(\frac{Z_i^*}{E_p^*} \right)^{UN} \quad (2.46)$$

Destrucción del costo evitable del componente Z_i , (\$/h).

$$Z_i^{*AV} = Z_i^* - CD_{Z_i^*}^{UN} \quad (2.47)$$

Factor exergoeconómico de la instalación, (%).

$$f_k = \frac{Z_i^*}{Z_i^* + C_{Z_i^*}^{UN} + C_{Z_i^*}^{AV}} \times 100 \quad (2.48)$$

2.3. Conclusiones Parciales.

1. Desarrollado el modelo termoeconómico de evaluación de potenciales de ahorros técnicos de la exergía por componentes de un sistema centralizado de climatización por agua helada, se obtienen los costos evitables e inevitables del mismo y se determina de forma más precisa los flujos exegéticos y monetarios.
2. A partir de la evaluación propuesta se obtienen los potenciales evitables e inevitables de las irreversibilidades de los componentes del sistema. El diseñador posee una herramienta que le permitirá trazar planes reales y concretos sobre el potencial verdadero del ahorro de ambos flujos, contrastando con lo que existe en la práctica donde se trabaja de forma imprecisa con un potencial de ahorro que abarca la destrucción total, (inevitable + evitable).

CAPITULO III

CAPITULO 3: EVALUACIÓN MEDIANTE ESTUDIO DE CASO PARA LA DETERMINACIÓN DE POTENCIALES DE AHORROS TÉCNICOS DE EXERGÍA EN UN SISTEMA CENTRALIZADO DE CLIMATIZACIÓN.

3.1. Introducción.

En el presente capítulo se realizará la evaluación de un sistema centralizado de climatización por agua helada mediante un caso de estudio. La evaluación estará enfocada hacia la obtención del potencial exergético evitable del sistema con el fin de definir los límites de trabajo del mismo, permitiendo esto trazar planes reales y concretos sobre el verdadero potencial de ahorros técnicos.

3.2. Definición de caso de estudio.

Los cálculos del potencial de ahorros técnicos de la exergía se le realizarán a un sistema de climatización de 60 TR, comparando el sistema en sus condiciones actuales de operación con una variante de operación y diseño alternativa. Para ello se realizará una variación de los parámetros operacionales y de diseño del sistema (ver Tabla 3.1), como son: la temperatura del agua helada (T8), temperatura del agua caliente a la salida del recuperador (T12), temperatura del aire a la salida del condensador (T10) y el rendimiento isentrópico del compresor (η_s), así como la efectividad térmica de los componentes. Con el objetivo de obtener los límites de trabajo del sistema basado en los potenciales exergéticos (evitables e inevitables).

Tabla 3.1. Variación de parámetros para la determinación de los costos exergéticos evitables.

Parámetros operacionales y de diseño.	Caso Base	Caso modificado
Temperatura agua helada, (T_8).	8°C	7 °C
Temperatura del agua caliente a la salida del recuperador, (T_{12}).	44.7°C	46°C
Temperatura del aire a la salida del condensador, (T_{10}).	35°C	37°C
Rendimiento isentrópico del compresor, (η_s).	0.7	0.88
Efectividad térmica del recuperador, (ϵ_{Rec}).	0.46	0.51
Efectividad térmica del condensador, (ϵ_{cond}).	0.56	0.58
Efectividad térmica del evaporador, (ϵ_{Evap}).	0.62	0.65

Para el cálculo de los costos zonales por cada equipo se brindan los siguientes datos tomados de la literatura [18] los cuales se brindan en Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Datos para los cálculos termoeconómicos.

Nº	Datos para los cálculos termoeconómicos	Denominación	Magnitud
1	Capacidad de refrigeración.	Qr	60TR
2	Grados sobrecalentamiento salida del evaporador.	GSC	3 °C
3	Grados de subenfriamiento salida del condensador.	GSE	2 °C
8	Flujo de aire condensador.	m_{aire}	30 kg/s
9	Flujo de agua al recuperador.	m_{H_2ORec}	3.0 kg/s
11	Tiempo de operación.	t_{op}	5000 h/año
12	Vida útil de la instalación.	N_y	10 años
13	Tasa de interés.	I_R	15 %
14	Potencia de referencia del compresor.	$N_{R,Comp}$	100 kW
15	Exponente de relación de potencia.	m_{Comp}	1
16	Exponente de relación de eficiencia isentrópica.	n_{Comp}	0.5
17	Rendimiento eléctrico del motor.	η_{elect}	0.9

Los costos de referencias de los equipos que conforman el sistema se muestran en la Tabla 3.3., los cuales fueron tomados de la literatura [18].

Tabla 3.3. Costos de referencia de los componentes del sistema.

Equipos	Costos de Referencias
Compresor (Zr1)	12000.00 \$
Recuperador (Zr2)	1200.00 \$/kW
Condensador (Zr3)	900.00 \$/kW
Mec. Expansión (Zr4)	37.00 \$/kW
Evaporador (Zr5)	1500.00 \$/kW

Cálculo del costo capital de los equipos:

Según ecuaciones (2.33, 2.34, 2.36, 2.37, 2.38) se calculan los costos zonales de los equipos para el caso base.

$$Z_{cmCB} = 12000 \left(\frac{57.93}{100} \right) \cdot \left[\frac{0.80}{(0.90 - 0.80)} \right]^{0.5} = 19662.00\$$$

$$Z_{RecCB} = 1200 \cdot [8.49 \cdot (-\ln(1 - 0.46))] \cdot \left(\frac{9.31 + 93.40}{298} \right) = 2100.30\$$$

$$Z_{CondCB} = 900 \cdot [8.42 \cdot (-\ln(1 - 0.56))] \cdot \left(\frac{21.44 + 91.47}{298} \right) = 1908.90\text{€}$$

$$Z_{Mec} = 37 \cdot 76.50 = 2833.2$$

$$Z_{EvapCB} = 1500 \cdot [12.824 \cdot (-\ln(1 - 0.62))] \cdot \left(\frac{28.08 + 50.73}{298} \right) = 5452.50\$$$

3.3. Análisis de costos evitables e inevitables del sistema.

Desarrollando el procedimiento de cálculo propuesto en el epígrafe 2.2.4 a partir de las ecuaciones (2.40 - 2.48) y la variación arbitraria de parámetros, los flujos de costos evitables de cada componente del sistema son calculados. Los resultados se muestran en las tablas 3.4, 3.5, 3.6.

Tabla 3.4: Recálculo del sistema a partir de las variaciones arbitrarias.

Componentes	E_p^* [kW]	E_{DZ_i} [kW]	$E_{DZ_i}^*$ [kW]	δE_{DZ_i} [%]	Z_i^* [\$/h]	$E_{DZ_i}^{*UN}$ [kW]	$E_{DZ_i}^{*AV}$ [kW]
Compresor	103.800	9.217	1.190	674%	0.171	1.130	8.087
Recuperador	104.790	4.950	3.918	26.0%	0.012	3.879	1.074
Condensador	77.935	27.331	24.242	12.74%	0.009	23.283	4.051
Evaporador	91.180	21.660	14.840	45.96%	0.026	13.733	7.930

Tabla 3.5. Cálculo de los flujos de costos evitables.

Componentes	$C_{Z_i}^{*AV}$ [\$/h]	$Z_{i \text{ Unit}}^{*UN}$ [\$ / kWh]	Z_i^{*UN} [\$/h]	Z_i^{*AV} [\$/h]	$C_{Z_i}^{*UN}$ [\$/h]
Compresor	0.291	1.600 e ⁻⁰³	0.162	8.700 e ⁻⁰³	0.047
Recuperador	0.039	0.115 e ⁻⁰³	0.012	0.119 e ⁻⁰³	0.140
Condensador	0.146	0.115 e ⁻⁰³	0.008	0.344 e ⁻⁰³	0.838
Evaporador	0.2855	0.290 e ⁻⁰³	0.024	2.00 e ⁻⁰³	0.494

Tabla 3.6. Comparación de los flujos de costos evitables y los factores exergoeconómicos f_k y f_k^* .

Componentes	$Z_i^* + C_{Z_i^*}^{UN+.AV}$ [\$/h]	$Z_i^{*AV} + C_{Z_i^*}^{AV}$ [\$/h]	$\frac{Z_i^{*AV} + C_{Z_i^*}^{AV}}{Z_i^* + C_{Z_i^*}^{UN+.AV}}$	f_K	f_K^*
Compresor	0.508	0.2998	59.02 %	33.46 %	2.90%
Recuperador	0.190	0.039	19.1 %	6.32 %	0.31%
Condensador	0.993	0.146	14.7 %	0.878 %	0.24 %
Evaporador	0.806	0.287	35.61 %	3.29 %	0.69 %

La tabla 3.6 muestra la relación entre el factor exergoeconómico de la instalación (f_K) y el factor exergoeconómico modificado (f_K^*). El factor f_K indica la contribución de los costos de inversión sobre los costos totales ($Z_i^* + C_{Z_i^*}^{UN+.AV}$) asociados a cada componente, mientras el factor f_K^* muestra la contribución de los costos de inversión recuperables en el costo total recuperable ($Z_i^{*AV} + C_{Z_i^*}^{AV}$), asociado a cada uno de los componentes del sistema. En el caso específico del compresor el factor f_K muestra que el 33.46% del costo de total asociado a este componente es debido a los costos de inversión; mientras el factor f_K^* muestra que el 2.9 % del costo total recuperable asociado al compresor son costos de inversión. Como aspecto importante a destacar es que a partir de las consideraciones realizadas en este componente, el porcentaje de los costos totales podrían ser evitados teóricamente con la tecnología actual y en el entorno económico aproximadamente en un 59.97%.

3.4. Conclusiones Parciales.

1. Es apreciable en el compresor el factor f_k , el cual muestra que el 33.46% del costo de total asociado a este componente es debido a los costos de inversión; mientras el factor f_k^* muestra que el 2.9 % del costo total recuperable asociado al compresor son costos de inversión.
2. Como aspecto importante a destacar a partir de las consideraciones realizadas en el compresor, es que el porcentaje de los costos totales podrían ser evitados teóricamente con la tecnología actual y en el entorno económico aproximadamente en un 59.97%.
3. A partir del estudio detallado de los flujos exergéticos y monetarios (el factor exergoeconómico de la instalación), se pudo identificar que sus valores tan pequeños responden al comportamiento de los flujos de costos evitables, pues al realizar las variaciones al sistema se constató, que existe un potencial evitable considerable (20,04 kW).

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

1. En la búsqueda bibliográfica realizada sobre modelación de sistemas de climatización centralizados por agua helada, la bibliografía encontrada fundamenta su análisis por lo general en el primer principio de la termodinámica y tiene como objetivo la optimización del coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP), no explotándose totalmente el uso de la segunda ley de la termodinámica.
2. Mediante la utilización de la segunda ley de la termodinámica es posible localizar y cuantificar aquellos puntos del sistema de mayor desaprovechamiento de trabajo útil, siendo a la vez punto de partida para la evaluación termoeconómica de sistemas térmicos.
3. Con el estudio de ahorros de potenciales técnico de la exergía el diseñador posee una herramienta que le permitirá trazar planes reales y concretos sobre el potencial verdadero del ahorro de ambos flujos; contrastando con lo existente en la práctica donde se trabaja de forma imprecisa con un potencial de ahorro que abarca la destrucción total, (inevitable + evitable).
4. Un aspecto importante a destacar, a partir de las consideraciones realizadas en el compresor, es la disminución del porcentaje de los costos totales, los cuales podrían ser evitados teóricamente en el entorno económico y con la tecnología actual aproximadamente en un 59.97%.
5. A partir del estudio detallado de los flujos exergéticos y monetarios (el factor exergoeconómico de la instalación), se pudo identificar que sus valores tan pequeños responden al comportamiento de los flujos de costos evitables, pues al realizar las variaciones al sistema se constató, que existe un potencial evitable considerable (20,04 kW).

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

- Incorporar tanto en las evaluaciones operacionales de sistemas como en la selección conceptual de diseño, análisis termoeconómicos que permitan la determinación del costo real de los flujos exergéticos y monetarios.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Frangopoulos, C.A., "*Application of thermoeconomic Functional Analysis to the CGAM Problem*", Energy, 1990. 19, No.13.
2. Lozano, M.A and Valero, A., "*Los balances de energía, entropía, exergía y energía libre. Métodos para el diagnóstico de instalaciones industriales*", *Revista Ingeniería Química, España*. 1987, pp. 143-153.
3. Tsatsaronis., "*Thermoeconomics Analysis of a Combined Cycle Power Plant*", Research Project 2029-8, Final Report. 1986, Electric Power Research Institute: Palo Alto, USA.
4. Tsatsaronis, G., "*A Review of Exergoeconomic Methodologies. Second Law Analysis of Thermal Systems*". ASME Book 100236, 1987, pp .81-87.
5. Tsatsaronis, G., "*Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants*", Energy, vol. 10,1985, pp. 64-94.
6. Valero, A, Guallar, J., "*El punto de Encuentro entre la Termodinámica y la Economía*", Jornada sobre Economía y Ciencias de la Naturaleza, Madrid, 1997.
7. Valero, A., "*La valoración económica en base exergética.*", *Revista Ingeniería Química, España*, 1990, pp. 167-171.
8. Wall Goran, "Exergy, Ecology and Democracy - Concepts of a Vital Society", presentado en "ENSEC'93 International Conferens on Energy Systems and Ecology", 5-9 Julio, Cracovia, Polonia publ. in Szargut, J., et al., Eds., pp. 111-121. 1993.
9. Bejan A., Tsatsaronis, G. Moran, M. "*Thermal Design and Optimization.*", John Wiley & Sons, Inc, 1996, ISBN 0-471-58467-3.
10. Dentice d'Accadia, M. De Rossi, F. "*Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant.*", International Journal of Refrigeration Vol 21, No. 1, pp. 42-54, 1998, Elsevier Science Ltd. and IIR.

11. Dentice d'Accadia, M. Vanoli, L. *"Thermoeconomic optimization of the condenser in a vapour compression heat pump."*, International Journal of Refrigeration 27 (2004), 433-441, Elsevier Ltd.
12. De Rossi F., Mastrullo, R. Mazzei P, Sasso M. EASY, *"Exergetic Analysis of Vapour Compression Systems."*, Napoli, Italia ; Liguore Editore ; 1999.
13. *Developments in the Design of Thermal Systems*, Edited by Robert F. Boehm, Cambridge University Press 1997, ISBN 0 521 46204 5.
14. El-Sayed, Yehia M. *"The Thermoeconomics of Energy Conversions Advanced Energy Systems Analysis."*, California USA, 2003, Elsevier, ISBN: 0-08-044270-6.
15. Cruz Fonticiella. O.M. González Petit Jean. M.L. *"Cálculo del costo real de la climatización de salas de control de la Industria Azucarera."* Centro Azúcar. No. 4. Noviembre-Diciembre 2006. ISSN 0253 5757.
16. Cruz Fonticiella, O.M.; González Petit, Jean. M.L. *"Hacia un costo real del flujo exergético y monetario de un sistema de refrigeración por compresión de vapor."* Ponencia COMEC 2006. 27 al 30 de Noviembre 2006. UCLV. Santa Clara. Cuba.
17. González Petit Jean. M.L., Cruz Fonticiella. O.M. *"Método para la determinación de las destrucciones evitables e inevitables del flujo exergético y monetario de un sistema de refrigeración por compresión de vapor."* Investigación Conjunta UV- UCLV. año 2006. Xalapa. Ver. México.
18. Armas Valdes, Juan C. *"Procedimiento para la optimización de sistemas de climatización centralizados por agua helada desde la etapa de diseño conceptual."* Ph.D thesis. 2008. CEEMA. UCF. Cuba.
19. Kotas, T.J. *"The Exergy Method of Thermal Plant Analysis"*, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1995, ISBN 0-89464-941-8.
20. Tsatsaronis, G. Park, Mung-Ho. *"On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems"*, Energy Conversion & Management 43 (2002) 1259-1270, Pergamon. Elsevier Science Ltd.

21. Wall Goran, "On the Optimization of Refrigeration Machinery", Exergy studies, International Journal of Refrigeration, Vol. 14, pp. 336-340, 1991.
22. Frangopoulos, C.A., "Optimization of Synthesis- Design- Operation of the Cogeneration System by the Intelligent Functional Approach", 1983, Georgia Institute of Technology: Atlanta.
23. von Spakovsky., "The analysis and design of energy systems: Thermodynamic analysis of industrial processes", ASME, Vol 10.3,1989.
24. von Spakovsky. , "Engineering Functional Analysis - part I". Transactions of the ASME, 115, June 1993, pp. 86 - 92.
25. von Spakovsky. , "Engineering Functional Analysis - Part II", Journal of Energy Resources Technology, Vol 115, June 1993.
26. ASHRAE HANDBOOK. 1993.
27. Gomez Ribelles, J.L., "Termodinámica, Análisis Exegético". 1994, ed.Reberte, pp: 167.
28. Yumrutas, R.M., "Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems", Exergy, an International Journal 2, 2002, pp. 266-272.
29. Kotas,T., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", 1985: pp 296.
30. Petit Jean, M.L., "Procedimiento de cálculo basado en costos exergoeconómicos ambientales para la evaluación de un sistema de refrigeración por absorción". Tesis en opción al grado científico de doctor en ciencias técnicas, 2004, Universidad Central "Marta Abreu" de las villas, Facultad de Ingeniería Mecánica Santa Clara. Cuba.
31. D'Accadia, M., "Thermoeconomic optimization of the condenser in a vapour compression heat pump", International Journal of Refrigeration, vol 27, 2003, pp. 433- 441.
32. ASHRAE, "Thermophysical Properties of Refrigerants", 2001.
33. ASHRAE," HVAC Systems and Equipment",1992, Atlanta.
34. FRIOCLIMA, "Air cooled screw water chillers", Catalogo Técnico, 2004.