



Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”
Facultad de Ingeniería

Trabajo de Diploma

En Opción al Título
De Ingeniero Mecánico

Título: “Análisis termoeconómico del sistema integrado de climatización y producción de agua caliente del Hotel Jagua”

Autor: José Carlos Becerra González

Tutores:

Ms. C. Yarelis Valdivia Nodal

Dra. C. Margarita Lapidó Rodríguez

Cienfuegos, 2015

**DECLARACION DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS**



Sistema de documentación y proyecto

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico

Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.



Pensamientos

“Jamás dejes que las dudas paralicen tus acciones. Toma siempre todas las decisiones que necesites tomar, incluso sin tener la seguridad o certeza de que estás decidiendo correctamente. ”

Paulo Coelho

“[...] en el análisis de cualquier problema social hay que acudir a la ciencia [...] ”

Fidel Castro Ruz



Dedicatoria

Este trabajo de diploma se lo dedico especialmente a:

*Mis **padres**, que siempre han soñado con el día que me convierta en un profesional, a mis **abuelas** por ser tan especiales para mí, a mi **hermana** por todo su apoyo, a mi madrastra y padrastro, a toda mi familia, y a todos aquellos que siempre confiaron en mí.*



Agradecimientos

En una cuartilla sería imposible mencionar a todas las personas que de una forma u otra debo agradecerles por haber llegado hasta aquí, pero siempre algunos se destacan.

Un agradecimiento especial para:

- ✓ ***Mis padres (Gerardo y Adis)** por darme la posibilidad de vivir y lo más importante el apoyo que he necesitado en todo momento difícil en mi vida para llegar hasta este momento tan especial para mí.*
- ✓ ***Mis abuelas (Mirella y Andrea (mima))** que han sido mis segundas madres, en ocasiones las primeras, **a mi abuelo (Isnaldo)** que aunque ya no está presente de forma física siempre lo recuerdo como esa persona especial que fue.*
- ✓ ***Mi hermana (Damaris)** que siempre ha estado ahí para brindarme todo su apoyo y cariño incondicionalmente.*
- ✓ ***Mi madrastra y padrastro (Tere y Osvaldito)** que han jugado un roll importante en mi vida.*
- ✓ ***Mi familia**, de forma general a todos los que me han apoyado.*
- ✓ ***Mis compañeros de la vida y amigos (Albisley y Dayan)**, ya que conocerlos fue una de las mejores cosas que me han pasado.*
- ✓ ***Mis compañeros de aula** sin mencionar nombres porque todos me han ayudado, aunque hay algunos especiales, ellos saben quienes son.*
- ✓ ***Mis profesores** en estos cinco años, a todos.*
- ✓ ***Mis tutoras (Yarelis y Margarita)**, ya que sin la ayuda y apoyo de ellas este trabajo hubiera sido imposible realizarlo.*

A todos ¡MUCHAS GRACIAS!



Resumen

El siguiente trabajo: “Análisis termoeconómico del sistema integrado de climatización y producción de agua caliente del Hotel Jagua” resulta de la tendencia que existe en la actualidad por el uso eficiente de la energía. En el mismo se propone un modelo termoeconómico, en el cual se realizó un estudio del comportamiento del sistema integrado basado en el desarrollo de los fundamentos termodinámicos de los sistemas centralizados de climatización por agua helada, para ello se efectuó un análisis exergético por componente. Se realizó el cálculo de indicadores de eficiencia energética como el COP para la carga de enfriamiento así como para la recuperación de calor, a partir de estos indicadores se realizó un estudio del comportamiento del COP de recuperación v/s la temperatura de entrada del agua al recuperador de calor. La metodología de análisis termoeconómico propuesta sienta las bases para el cálculo de los costos exergéticos del sistema.

Palabras Claves: Climatización, termoeconómico, termodinámico, agua caliente, costos.



Summary

The following work: "Thermoeconomic analysis of the integrated system of air conditioning and hot water production of the Hotel Jagua" results from the tendency that exists today for the efficient use of energy. Therein a thermoeconomic model, in which a study of the behavior of the integrated system based on the development of the thermodynamic fundamentals of centralized cooling with ice water systems, to do an exergy analysis component was performed is proposed. Calculating energy efficiency indicators as the COP for the cooling load as well as for heat recovery was performed, these indicators from a study of behavior recovery COP v / s the water inlet temperature was held at heat recovery. The methodology of thermoeconomic analysis proposed sits down the bases for the calculation of the costs exergy of the system.

Key words: Air conditioning, thermoeconomic, thermodynamic, dilutes hot, costs.



Índice

Introducción	11
Capítulo I: Estado del arte de los sistemas centralizados de climatización y producción de agua caliente sanitaria	15
1.1 Introducción al capítulo	15
1.2 La eficiencia energética	16
1.3 Situación energética del sector hotelero en Cuba	16
1.3.1 Estructura de consumo energético en hoteles cubanos	16
1.3.2 Costos energéticos y competitividad en hoteles cubanos	17
1.4 Marco teórico y funcionamiento de los sistemas centralizados	19
1.5 Componentes fundamentales y sus funciones	20
1.6 Clasificación de los sistemas de climatización centralizados	23
1.7 Ventajas y desventajas de los sistemas de climatización centralizados sobre los descentralizados.....	25
1.7.1 Ventajas.....	25
1.7.2 Desventajas	25
1.8 Principio de operación de las unidades enfriadoras aire- agua	26
1.9 Eficiencia energética de las enfriadoras de agua helada	27
1.10 Recuperación de calor en sistemas centralizados de climatización	27
1.11 Recuperador de calor medida de eficiencia energética.....	28
1.12 Sistema de producción de agua caliente sanitaria (ACS)	29
1.12.1 Modos de producción de ACS	30
1.12.2 Algunas recomendaciones para el ahorro en la producción de ACS	31
1.12.3 Calidad del agua caliente sanitaria (ACS)	31
1.13 Prevención de la Legionella.....	31
1.14 Factores que influyen en el consumo energético de un sistema de climatización centralizado.....	32
1.14.1 Elementos climáticos o parámetros medio ambientales.....	32
1.14.2 Parámetros de operación.....	33
1.15 Métodos termoeconómicos dirigidos al estudio de sistemas térmicos	35
1.16 Evaluación de sistemas de climatización	38
1.16.1 Aspectos a tener en cuenta a la hora de realizar la evaluación de una instalación	38
1.17 Conclusiones parciales	39



Capítulo II: Fundamentos termodinámicos de los sistemas de climatización centralizada por agua helada.....	41
2.1 Introducción al capítulo	41
2.2 Análisis exergético.....	41
2.3 Métodos de análisis termodinámico de procesos	42
2.4 Modelo termodinámico del sistema combinado de climatización y producción de agua caliente sanitaria	45
2.5 Aplicación de los métodos energéticos y exergéticos	45
2.6 Indicadores energéticos fundamentales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor	51
2.7 Indicadores para evaluar la eficiencia del sistema (COP, COP _{recup})	52
2.8 Análisis termoeconómico. Determinación de los flujos de costos por componentes.....	53
2.9 Determinación del factor de amortización	56
2.10 Conclusiones parciales	58
Capítulo III: Caso de estudio. Hotel Jagua.....	60
3.1 Introducción al capítulo	60
3.2 Descripción del caso de estudio Hotel Jagua	60
3.3 Características del sistema de climatización del Hotel Jagua	60
3.4 Funcionamiento del sistema de climatización	61
3.5 Sistema de producción de agua caliente sanitaria (ACS)	63
3.6 Descripción del modelo desarrollado	65
3.6.1 Modelo físico	65
3.6.2 Consideraciones para el desarrollo del modelo termodinámico	66
3.7 Parámetros de operación para dos regímenes de operación.....	67
3.8 Cálculo de las propiedades para los dos regímenes de trabajo	67
3.9 Cálculo de los indicadores energéticos fundamentales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor para ambos regímenes.....	69
3.10 Cálculo de indicadores para evaluar la eficiencia del sistema	70
3.11 Cálculo de la eficiencia termodinámica del sistema combinado de climatización y producción de agua caliente sanitaria	72
3.12 Cálculo exergético por componentes.....	73
3.13 Eficiencia racional.....	75
3.14 Modelo termoeconómico del sistema combinado de climatización centralizada y producción de agua caliente sanitaria	78



3.14.1 Validación del modelo termodinámico	80
3.14.2 Determinación de los costos de operación por componentes	83
3.14.3 Resultados del análisis económico.....	85
3.15 Conclusiones parciales	87
Conclusiones Generales	88
Recomendaciones	90
Bibliografía	91
Anexos	96



Introducción

Como consecuencia del desarrollo económico-social que existe a nivel mundial, se genera un crecimiento de la demanda energética en todos los sectores de la sociedad. La crisis económica que sacude el mundo en la actualidad, ha restringido el financiamiento necesario para lograr en corto plazo una ampliación de la oferta energética. Por ello, la necesidad de alcanzar mayor competitividad internacional y de atenuar el impacto ambiental de las tecnologías, fundamenta la importancia que posee en la época actual la eficiencia energética así como el uso de portadores energéticos provenientes de Fuentes Renovables.

El sector hotelero en la actualidad es fuente de ingresos de gran importancia para muchos países en el mundo y su crecimiento va en ascenso, así como también es una industria que se caracteriza por ser un alto consumidor de energía, sin embargo está demostrado que se puede seguir trabajando en busca de ahorros obteniendo resultados sorprendentes sin tener que realizar grandes inversiones, y en caso de que exista la necesidad de realizarlas estas se pagan en un breve periodo de tiempo, todo estos cambios sin afectar el confort de los huéspedes.

Los hoteles por lo general son edificios y el ahorro de energía en edificaciones es un asunto muy tratado en la actualidad debido a los elevados gastos energéticos y al costo asociado a la operación de estos sistemas. Particularmente, en los hoteles turísticos en climas tropicales, es imprescindible garantizar las condiciones de confort de los usuarios a partir del empleo de sistemas de climatización, siendo éstos responsables de alrededor de 65 % del consumo total de electricidad de los hoteles (López, 2006).

Los sistemas de climatización utilizados en la hotelería, son generalmente del tipo centralizado conocidos como “*chiller*”, estos sistemas se caracterizan por ser de compresión mecánica, con enfriadores de agua y distribución del agua helada a los diferentes sectores del hotel a climatizar, así como también poseen un circuito capaz de recuperar el calor absorbido en el evaporador para la producción de agua caliente sanitaria (ACS). Estos son conocidos como sistemas “todo agua”. Desarrollar un modelo general que integre todos los factores que influyen en el



comportamiento energético y determinan el consumo en un hotel, resulta en ocasiones una tarea engorrosa, y en cierta medida difícil de lograr, ya que el consumo, es dependiente de muchos parámetros como pueden ser las condiciones climatológicas el tipo de sistema, la estrategia y nivel ocupacional entre otros. Para el desarrollo de un modelo que permita obtener los costos de producción de estos sistemas, no solo basta con la aplicación de análisis energético basado en Primera Ley de la Termodinámica, con este estudio se obtienen resultados incompletos acerca del funcionamiento real de este tipo de sistemas térmicos. Por ejemplo la eficiencia del ciclo de refrigeración (COP), es comúnmente utilizada como una medida del funcionamiento del sistema, aunque no toma en cuenta las pérdidas de calidad de la energía, por lo que un criterio más adecuado para medir la perfección termodinámica es la eficiencia racional, basada no solo en la primera sino en la Segunda Ley de la Termodinámica.

Como una necesidad ante la creciente demanda de energía por parte de la sociedad moderna y el agotamiento de los combustibles no renovables, así como la destrucción de los limitados recursos naturales con que cuenta el planeta, surge la Termoeconomía como una técnica de análisis integradora que permite asignar costos, diagnosticar, mejorar y optimizar el diseño de sistemas térmicos tomando en cuenta su costo real, que es el costo exergético.



Problema Científico

El análisis termoeconómico de sistemas combinados de climatización centralizada por agua helada y producción de agua caliente sanitaria ha sido poco abordado, a pesar de alto consumo energético de este tipo de instalaciones.

Hipótesis

Sobre la base de métodos termoeconómicos es posible desarrollar un modelo que permita determinar un indicador de eficiencia global del sistema que integre la producción de agua helada para climatización y agua caliente sanitaria.

Objetivo General

Realizar un estudio de los principales componentes del sistema combinado de climatización y producción de agua caliente sanitaria, basado en análisis termoeconómicos que permitan determinar los costos asociados al consumo de energía primaria y la eficiencia global del sistema.

Objetivos Específicos

1. Caracterizar los sistemas de climatización centralizados por agua helada con recuperación de calor para agua caliente sanitaria.
2. Desarrollar el modelo termoeconómico en función de los principales componentes del sistema integrado.
3. Validar el modelo propuesto en un caso de estudio en el Hotel Gran Caribe Jagua.

Capítulo 1



Capítulo I: Estado del arte de los sistemas centralizados de climatización y producción de agua caliente sanitaria

1.1 Introducción al capítulo

Existe hoy una continua elevación del nivel de vida en el mundo industrializado y especialmente en las empresas hoteleras, la climatización de edificios ha pasado de ser un lujo a convertirse en una necesidad, en la gran mayoría de los casos para lograr que sus condiciones de habitabilidad cumplan las exigencias de confort de sus clientes u ocupantes, lo que causa una mayor satisfacción de los mismos, y en otros casos como equipamiento fundamental del edificio para satisfacer la función del mismo. Cualquiera que sea el caso las instalaciones de climatización constituyen hoy día uno de los equipamientos más importantes de un edificio, por varios motivos:

- En el aspecto de la inversión por el elevado importe económico de la misma, que puede constituir entre un 10 y un 20 % del importe del edificio en instalaciones centralizadas en edificios de nueva construcción (Fernández Pizat, 2012).
- En el aspecto de mantenimiento y conservación por la dedicación que exigen, el coste de sus componentes y las necesidades de personal especializado en estas labores.
- En el aspecto funcional por la elevada incidencia que, en la actividad del edificio y de sus usuarios, supone la falta de este servicio en un momento dado
- En el aspecto de la explotación por el importe de su consumo energético que probablemente constituye el más importante de los gastos en energía del edificio, mayor que el gasto energético en iluminación y otros consumos eléctricos del edificio (Fernández Pizat, 2012).

Por todo ello se hace de vital importancia prestarle la debida atención a estas instalaciones de climatización dentro de una edificación, su estudio exige un especial atención en aras de sacar de ellas el máximo partido racionalizando al máximo sus costes tanto de la inversión inicial, como posteriormente a su puesta



en marcha su consumo de energía, costes de mantenimiento y conservación.

1.2 La eficiencia energética

La eficiencia energética, entendida como la eficiencia en la producción, distribución y uso racional de la energía (Montelier Hernández, 2008); (Masqueaire, 2013), constituye sin dudas uno de los pilares fundamentales del desarrollo energético sostenible. Eficiencia energética significa lograr un nivel de producción o de servicios, con los requisitos establecidos por el usuario, con el menor consumo y gasto energético y la menor contaminación ambiental posible. Las mejoras en la eficiencia energética pueden reducir la necesidad de inversión en infraestructura energética, los gastos de combustible, y aumentar la competitividad de las empresas. La eficiencia energética no consiste en racionar o reducir el consumo de energía, sino en utilizarla mejor. Los aumentos de productividad y la reducción de los consumos energéticos por unidad de producto constituyen, en realidad, fases de un mismo proceso con aportes significativos al crecimiento, la protección del medio ambiente y la equidad social. Dado que la energía cada día se encarece más, en muchos casos una de las principales partidas del costo total es el costo energético. Pero aún en aquellas instalaciones donde la energía no representa una de las principales partidas, es importante la administración eficiente de la energía, ya que es el apartado que crece más rápidamente y uno de los pocos costos que pueden ser realmente controlados («La Revolución Energética. Resultados y Perspectivas», 2008); (Montelier Hernández, 2008).

1.3 Situación energética del sector hotelero en Cuba

1.3.1 Estructura de consumo energético en hoteles cubanos

En la actualidad constituyen tareas claves dentro de este sector la elevación de la calidad de los servicios, la reducción de los costos, y la conservación del medio ambiente, ya que el turismo representa uno de los más importantes y dinámicos sectores de la economía cubana. El costo energético de un hotel oscila normalmente entre el 3 y 10 % de los costos globales, este indicador varía en función del tipo y la categoría de hotel, así como del tipo de servicios que preste.



En Cuba, en los hoteles de las cadenas hoteleras Cubanacán, Gran Caribe, Islazul y Horizonte, este indicador alcanza valores que oscilan del 8 al 16 % de los gastos totales, y pueden llegar hasta el 20 % dependiendo de su infraestructura y de los niveles de comercialización. La comparación con indicadores internacionales indica que la eficiencia energética promedio en los hoteles cubanos está por debajo de la media y que existen, por tanto, considerables potenciales de ahorro (Cabrera Gorrin & Pérez Dorta, 2015); (Cabrera Gorrín, Borroto Nordelo, Monteagudo Yanes, Pérez Tello, & Campbell Ramírez, s. f.); (Montelíer Hernández, Borroto Nordelo, De Armas Teyra, & Gómez Sarduy, 2010). Dentro de los costos energéticos de un hotel turístico, la electricidad representa la mayor partida, siendo las áreas que consumen más energía eléctrica las de climatización y alumbrado. Para hoteles del Caribe, en particular, el consumo en el área de climatización puede llegar a representar alrededor del 65 % del total del consumo de electricidad, debido fundamentalmente a las temperaturas ambientales existentes en estas zonas del planeta, mientras que el consumo en equipos de refrigeración representa alrededor de un 14 %, el alumbrado un 11 %, los ventiladores y bombas un 12 % y la producción de agua caliente un 7 % aproximadamente (Cabrera Gorrin & Pérez Dorta, 2015); (Montelíer Hernández et al., 2010). Es por ello que cualquier programa de ahorro de energía y reducción de costos energéticos en un hotel debe enfocarse, en primer plano, a reducir el consumo del sistema de climatización (TECNECLIMA, 2009). Para ello, existen potenciales de ahorro alcanzables tanto mediante un diseño adecuado del sistema, como con la aplicación de estrategias operacionales enfocadas al ahorro de energía.

1.3.2 Costos energéticos y competitividad en hoteles cubanos

El costo de la producción o prestación de servicios de un hotel puede definirse como la expresión monetaria de los recursos de todo tipo empleados en el proceso de atención a los huéspedes y usuarios de la institución.

Las condiciones de competitividad demandan una mayor eficiencia en la operación de la instalación turística de los hoteles, siendo el parámetro costo / Ingreso de la instalación el más importante. Datos de hoteles de California, Cuba y el territorio



espirituario en el cual refleja que ella oscila entre 0,70-0,80 centavos por dólar de ingreso (Cabrera Gorrin & Pérez Dorta, 2015) (Triana Cordovi, 2009).

En este sentido, un componente alto y con facilidad de abatir es el costo energético que en instalaciones internacionales oscila entre el 4 % al 7 % (Cabrera Gorrin & Pérez Dorta, 2015), mientras que en Cuba este indicador alcanza valores desde los 8 % y el 16 % de los ingresos y pueden llegar hasta el 20 % (Triana Cordovi, 2009).

En el sector hotelero para poder analizar y llegar a conclusiones sobre los resultados de la gestión energética, es necesario realizar una profunda evaluación y análisis de indicadores energéticos tales como:

- % gastos de energéticos vs. Ingresos.
- Consumo físico energético /m².
- Consumo físico de energético /habitación día ocupada kWh/HDO.
- % gastos de energéticos vs. Ingresos.

Algunos autores como (Cabrera Gorrin & Pérez Dorta, 2015) entre otros consideran que una instalación hotelera para que funcione eficientemente, desde el punto de vista energético, necesita menos del 5 % de sus costos con respecto a los ingresos para cubrirlo. Las distribuciones de gasto energéticos contra ingresos oscilan en función de los tipos de hoteles y la categoría que ellos posean, así como del tipo de servicio a prestar. Los datos de referencia incluyen a todo tipo de portador y el agua.

En Cuba los hoteles de las cadenas CUBANACAN, GRAN CARIBE, HORIZONTES este indicador oscilan entre el 8 y el 16 % pudiendo llegar hasta el 20 % en hoteles con una infraestructura muy atrasada de su equipamiento tecnológico (aires acondicionados de bajos EER como los BK 1500 y BK 2500, que unidos al consumo de energía producen altos niveles de ruidos y bajo confort) y bajos niveles de comercialización donde los costos fijos de los componentes energéticos son muy elevados y por ende es muy difícil mantener una adecuada productividad de los costos totales con respecto al nivel ocupacional del hotel.



1.4 Marco teórico y funcionamiento de los sistemas centralizados

El objetivo de un sistema de climatización centralizado en una edificación es proporcionar un ambiente agradable a los usuarios, lo cual se consigue mediante el control simultáneo y estricto de la temperatura, la humedad, la limpieza y la distribución del aire en el local, incluyendo también otro factor, el nivel acústico. Dentro de los sistemas de climatización centralizados, los enfriadores de agua también conocidos como “*chiller*” o “sistemas todo agua” son los más empleados en los diferentes sectores de la sociedad y en especial en la empresa hotelera.

Un “*chiller*” es un equipo de refrigeración que opera con refrigerante como sustancia de trabajo para producir el agua helada como medio de enfriamiento en un sistema de climatización centralizada. Los “*chillers*” pueden ser enfriados por agua, aire o por enfriamiento evaporativo. Los tipos de compresores más empleados en los “*chillers*” son usualmente del tipo abierto, rotativo, helicoidal, de tornillo, o centrífugo.

El principio de funcionamiento de estos sistemas 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 logra intercambiar calor entre el aire de los locales y el agua helada. Luego de haberse realizado el intercambio de calor, el agua retorna hacia las unidades enfriadoras siendo nuevamente enfriada y reenviada hacia los locales a climatizar. El agua helada de retorno fluye a través del evaporador del “*chiller*”. El evaporador funciona como un intercambiador de calor donde el agua helada desprende su calor sensible (la temperatura del agua disminuye) y se transfiere energía al refrigerante como calor latente (el refrigerante se evapora). La unidad del sistema absorbe el calor generado por el edificio (hotel) a través del evaporador donde circula agua fría por un lado y refrigerante por el otro. El agua sale del evaporador aproximadamente a 7 °C, y regresa a 12 °C. Esta última diferencia de temperatura, se debe a la absorción de la carga térmica del edificio. El gas refrigerante sale del evaporador hacia el compresor que aumenta su presión para llevarlo al condensador, donde el refrigerante se

condensa en un intercambiador de calor, que puede utilizar agua o aire como medio de condensación. La figura 1.1 muestra el ciclo de operación de un sistema de acondicionamiento de aire.

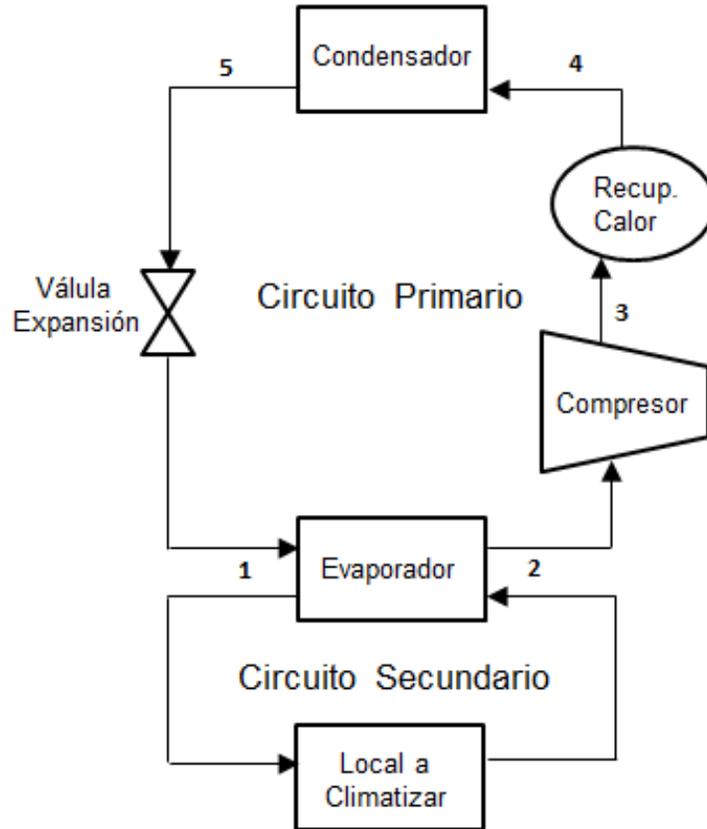


Figura 1.1 Ciclo y componentes de un ciclo de acondicionamiento de aire

1.5 Componentes fundamentales y sus funciones

Compresor

El compresor es uno de los elementos más importantes que integran el sistema, ya que es el encargado de hacer circular la sustancia refrigerante a través de los diferentes componentes en la unidad enfriadora. Succiona el gas refrigerante sobrecalentado a baja presión y temperatura, lo comprime aumentando la presión y la temperatura a un punto tal que se puede condensar por medios condensantes normales (aire o agua). A través de las líneas de descarga fluye el gas refrigerante

a alta presión y temperatura hacia la entrada del condensador (Álvarez Guerra, Rodríguez Santos, Fariñas Pino, & Sánchez Ávila, s. f.).

Existen cuatro tipos de compresores usados en la industria de la refrigeración y el aire acondicionado: reciprocante, scroll (espiral), helicoidal-rotatorio (tornillo), y centrífugo.



Figura 1.2 Compresor de tornillo

Evaporador

El evaporador funciona con el mismo principio que un intercambiador de calor del tipo casco y tubo cuyo objetivo principal es proporcionar una superficie para transferir calor del agua al refrigerante en condiciones de saturación. Es aquí donde el refrigerante se evapora al tiempo de ir absorbiendo el calor (Lapido Rodríguez, Meriño Stand, Montelie Hernández, Álvarez Guerra, & Delgado Castillo, 2002).

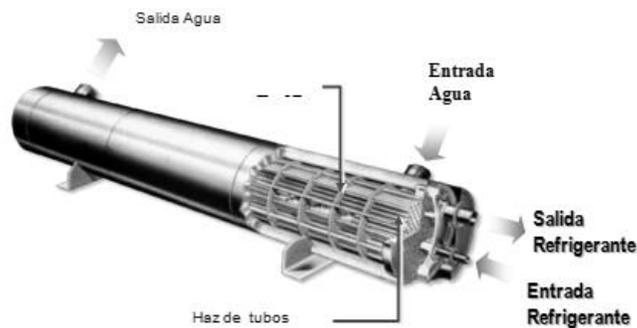


Figura 1.3 Evaporador de tubo y coraza

Condensador

El condensador es el componente del sistema que extrae el calor del refrigerante y lo transfiere al aire o al agua. Su función principal es proporcionar una superficie de transferencia de calor, a través de la cual es cedido el calor del gas refrigerante al medio condensante. Esta pérdida de calor provoca que el refrigerante se condense. Luego este, en estado líquido a alta presión fluye hacia la válvula de expansión termostática (Álvarez Guerra et al., s. f.).

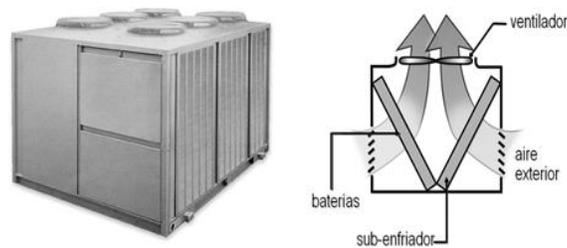


Figura 1.4 Condensador enfriado por aire

Recuperador de calor

El recuperador es un intercambiador de calor refrigerante-agua, dispuesto por lo general a la salida del compresor, que permite la reutilización del calor residual del sistema de climatización a través de un circuito de calentamiento de agua. El refrigerante en la línea de descarga es decir cuando sale del proceso de compresión se encuentra a una temperatura elevada cediéndole parte de su calor al agua cuyo objetivo final es aprovechar este potencial térmico para producir agua caliente para uso sanitario y a su vez incrementar la eficiencia de la instalación en sentido general.



Figura 1.5 Recuperador de calor

Válvula termostática

La válvula de expansión termostática tiene como función regular el suministro del líquido refrigerante al evaporador, en este dispositivo se reduce la presión y temperatura del refrigerante de manera que a su entrada al evaporador se alcance la temperatura deseada del agua en su intercambio (Lapido Rodríguez et al., 2002).

El proceso de estrangulación que ocurre en este elemento se realiza a entalpía constante. El refrigerante entra en estado líquido con condiciones de alta presión y mediana temperatura después de haber cedido calor en el condensador y sale a baja presión y temperatura, como mezcla bifásica, con una proporción aproximada de 75 % de líquido y 25 % de vapor según el diseño y condiciones de funcionamiento (Álvarez Guerra et al., s. f.).

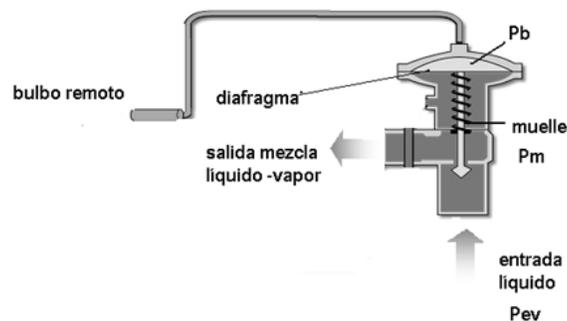


Figura 1.6 Dispositivo de expansión

1.6 Clasificación de los sistemas de climatización centralizados

Según la literatura consultada (Alwin & Edgar, 2012); (Borggiano Mikulenko, 2010); (Akeino Reid, 2009), existen diferentes clasificaciones de los sistemas de climatización centralizada en función del fluido encargado de compensar la carga térmica en el recinto climatizado. Las cuatro categorías básicas en que se dividen estos sistemas son las siguientes:

1. Sistemas todo aire.
2. Sistemas aire - agua.
3. Sistema todo refrigerante.



4. Sistema todo agua.

Sistema todo aire

El aire es utilizado para compensar las cargas térmicas en el recinto climatizado, en el cual no tiene lugar ningún tratamiento posterior. Tienen capacidad para controlar la renovación del aire y la humedad del ambiente.

Sistema aire-agua

Se trata de sistemas donde llega tanto agua como aire para compensar las cargas del local. Un ejemplo de este tipo de instalaciones son los sistemas de inducción.

Sistema todo refrigerante

Se trata de instalaciones donde el fluido que se encarga de compensar las cargas térmicas del local es el refrigerante. Dentro de estos sistemas podemos mencionar los pequeños equipos autónomos (*split y multisplit*).

Sistema todo agua

Son aquellos en los que el agua es el agente que se ocupa de compensar las cargas térmicas del recinto acondicionado (aunque también puede tener aire exterior para la renovación). El sistema todo agua es uno de los más utilizados para la climatización de grandes hoteles, este sistema es conocido también como sistema de agua helada.

Según la literatura consultada (Cuza Pacheco, 2008); (García Fernández, 2005) los sistemas de agua helada son los más utilizados en nuestro país en los sectores de salud y turismo. Debido al alto consumo de energía que representa dichos sistemas es de suma importancia operar estos equipos con una alta eficiencia. Por este motivo es importante evaluar alternativas de operación que permitan reducir el costo de operación de los mismos manteniendo todas las variables que influyen en el confort de los locales, la utilización de este tipo de sistema de climatización trae consigo muchas ventajas desde el punto de vista de la eficiencia y el control aunque también presenta desventajas.



1.7 Ventajas y desventajas de los sistemas de climatización centralizados sobre los descentralizados

Diversos autores han analizado y estudiado cuidadosamente las ventajas y desventajas que pueden presentar los sistemas centralizados de climatización para edificaciones sobre los sistemas no centralizados, como puede ser el caso de los aires de ventana, los *split* o los *multisplit*. Los sistemas centralizados desde el punto de vista del consumo energético pueden ser mucho más eficientes, pero traen consigo otros reverses como pueden ser el alto costo de la instalación, el difícil montaje y mantenimiento entre otras.

1.7.1 Ventajas

- Permite mediante conductos abastecer con la temperatura deseada a grandes superficies de la edificación. Aconsejado especialmente para más de 5 habitaciones.
- Si los conductos se instalan por dentro de la pared, la estética de la habitación no se altera, quedando muy elegante y compacto.
- Permite un control único de todos los cuartos involucrados en el sistema, resultando práctico para el ajuste de acuerdo al clima exterior.
- Presenta una eficiencia mayor a los sistemas convencionales, ya que la distribución del aire es homogénea en el ambiente.

1.7.2 Desventajas

- Alto costo: En general la máquina central es un aparato de medianas o grandes proporciones, siendo complejo su funcionamiento e instalación.
- No permite controlar la temperatura de las habitaciones por separado.
- Instalación complicada: Estos sistemas requieren una adaptación especial de la edificación, siendo necesario un lugar exclusivo para colocar el núcleo generador de aire, además de la consecuente adaptación de las paredes para contener los conductos distribuidores.



- Dificil mantenimiento: En caso de atascarse el sistema, es necesario llamar a algún personal técnico para realizarle limpieza y mantenimiento de los conductos y de los filtros de aire.

1.8 Principio de operación de las unidades enfriadoras aire- agua

Las unidades aire-agua con capacidad para llevar a cabo el proceso de recuperación de calor incorporan, adicionalmente a las baterías refrigerante-aire, intercambiadores refrigerante-agua que pueden actuar como condensadores en el modo recuperación. Desde el punto de vista constructivo, puede existir un único condensador de agua o múltiples intercambiadores, en función del número de circuitos frigoríficos que presente la unidad y del número de circuitos de agua que presenten los condensadores de recuperación. Los condensadores de recuperación total mas habituales son de tipo carcasa y tubos (multitubulares), tanto de expansión directa como inundados, y de placas (en los sistemas que recuperan exclusivamente el calor de la descarga de los compresores, los intercambiadores de agua suelen ser de placas).

De esta forma, estos equipos presentan dos modos de operación diferenciados:

- Modo refrigeración

En el que la unidad trabaja de forma convencional, produciendo agua fría en función de la demanda existente y disipando el calor de condensación a la atmósfera mediante la batería refrigerante-aire.

El equipo podrá trabajar con uno o más circuitos en modo refrigeración.

- Modo recuperación

En el que la unidad producirá agua fría en función de la demanda existente y generara agua caliente al utilizar los intercambiadores de agua como condensadores.

En este modo, la unidad podrá trabajar solo con los condensadores de agua, con ambos tipos de condensadores, agua y aire, o solo con los condensadores de aire, en función de la demanda de calor existente.



Por tanto, el equipo podrá trabajar con todos los circuitos activos en recuperación, con algún circuito activo en recuperación y otro/s en condensación por aire o podrá trabajar con todos los circuitos activos condensando por aire.

1.9 Eficiencia energética de las enfriadoras de agua helada

En 1970 los enfriadores de agua helada, comúnmente conocidos como “*chillers*”, operaban con una demanda de 0,8 – 0,9 y hasta 1 kW/ton y consumían alrededor del 73 % de la potencia de la instalación (Alwin & Edgar, 2012). La eficiencia de estos equipos, al igual que la de muchos equipos energéticos, se ha incrementado sensiblemente en los últimos años y ya en el 2000 se disponía de equipos con un consumo inferior a 0,50 kW/ton (Garcia Fernández, 2005).

Al evaluar los consumos energéticos de los “*chillers*” es necesario tomar en consideración las condiciones de operación de los mismos en relación a las de diseño. Montelier en su tesis doctoral (Montelier Hernández, 2008), plantea que con frecuencia los “*chillers*” operan por debajo del 50 % de su carga máxima, y otros autores, (Woodcock, 2007) señalan que en un 99 % de las horas de operación éstos lo realizan fuera de las condiciones de diseño, debido fundamentalmente al sobredimensionamiento o a la influencia de factores climatológicos y a la ocupación del hotel.

Esta tendencia regularizada a trabajar a cargas parciales tiene un significativo impacto en los consumos energéticos, afectándose su rendimiento. Esto ha inducido a la investigación de diferentes estrategias que conduzcan a una operación más eficiente, y por tanto, a la reducción del consumo de energía. El progreso hacia nuevas estrategias, junto a la aplicación de herramientas modernas desarrolladas bajo conceptos de ahorro energético, es sin dudas un camino adecuado a seguir para lograr reducción de los gastos de energía en instalaciones de este tipo.

1.10 Recuperación de calor en sistemas centralizados de climatización

En instalaciones de climatización centralizadas, el calor del condensador que extraen los equipos frigoríficos puede ser utilizado, mediante intercambiadores de



calor, para la producción de agua caliente que puede ser requerido en otra parte del hotel.

La recuperación de calor de condensación del ciclo de refrigeración mecánica consiste en la reutilización más adecuada de un calor residual del propio proceso, siendo actualmente la más utilizada en la climatización logrando con ellos la reducción del consumo y por consiguiente los costos energéticos (Akeino Reid, 2009).

Un aspecto clave de la recuperación de calor es que es absolutamente necesario tener una carga de enfriamiento a la misma vez que hay una necesidad de calentamiento. Por esta razón se instalan calentadores de apoyo para asegurar la demanda de Agua Caliente Sanitaria de la instalación cuando la carga de enfriamiento no es suficiente.

1.11 Recuperador de calor medida de eficiencia energética

La recuperación parcial del calor de los gases de descarga del compresor permite incrementar el rendimiento global de una planta enfriadora. Mientras la unidad esta produciendo agua fría para satisfacer la demanda de la instalación, parte del calor recogido es trasvasado en un intercambiador de placas a un circuito de agua. Esta agua calentada puede utilizarse en aplicaciones de calefacción, precalentamiento de aire de ventilación, agua caliente sanitaria, entre otros procesos que requieran la utilización de esta.

A diferencia de la recuperación total de calor en enfriadoras/bombas de calor, esta técnica recupera solo parte del calor que se recoge en el evaporador y compresor de la unidad (en torno al 20 o 25 % en condiciones nominales) (Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) & Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), 2010). El resto se disipa en el condensador principal del equipo. A pesar de ello, una ventaja importante es que permite la generación de agua caliente a mayor temperatura, requerida en determinadas aplicaciones, por recoger el calor fuera de la curva de saturación (Cuza Pacheco, 2008).



1.12 Sistema de producción de agua caliente sanitaria (ACS)

Los sistemas de producción de agua caliente sanitaria (ACS) están muy extendidos. En la actualidad consideramos el agua caliente como un requisito de confort imprescindible en nuestras vidas. Los sistemas de preparación y distribución de agua caliente evolucionaron de la mano de la ingeniería hidráulica y energética hasta el punto de poder convertirse en un bien común al alcance de la mayoría de la población.

El desarrollo de la industria electrónica permitió la evolución de técnicas de regulación automáticas capaces de garantizar una distribución de agua adecuada a las necesidades de confort de cada usuario. La evolución de los distintos sistemas de aislamiento, intercambiadores, etc., ha permitido la fabricación de sistemas con mayor rendimiento. Las fuentes alternativas de energía, por ejemplo la energía solar, son cada vez más utilizadas, permitiendo la obtención de un agua caliente de calidad con menor impacto en el medio ambiente y un considerable ahorro energético. En el sector hotelero, las necesidades de agua caliente sanitaria representan una parte importante del consumo energético. Estas necesidades varían sensiblemente, dependiendo de la categoría del hotel y nivel de ocupación, alcanzando valores de consumo entre 15 y 25 % del consumo total de energía (Valdivia Nodal, Alwin, Ivan Edgar, Lapido Rodríguez, & Álvarez Guerra, 2012).

La producción de agua caliente sanitaria puede lograrse a través de diferentes tecnologías. Una parte significativa es producida por calderas de agua caliente, aunque en la mayoría de los hoteles con sistemas de climatización centralizada se obtiene a partir del aprovechamiento del calor residual. En este último caso es usual incorporar calentadores de apoyo, para suplir los déficits de producción en regímenes de baja carga de climatización. Estos calentadores de apoyo pueden ser eléctricos, a gas, o inclusive con aprovechamiento de energía solar.

La selección adecuada de estos calentadores de apoyo debe realizarse sobre la base de criterios energéticos, económicos y ambientales. En particular, los métodos termoeconómicos y del costo de ciclo de vida, posibilitan evaluar el comportamiento integral del sistema, para facilitar la toma de decisiones.



En los sistemas de climatización centralizada con recuperación de calor, además del circuito de agua helada encargado de la climatización, existe otro circuito para la obtención de agua caliente sanitaria a partir de la recuperación del calor de condensación. Para ello se dispone un intercambiador de calor refrigerante-agua a la salida de los compresores estos se destina a la recuperación del calor sensible del vapor de descarga, en ningún caso a la condensación de este vapor, para su aprovechamiento en otro sistema o instalación del edificio, por ejemplo para el precalentamiento del agua fría de suministro al sistema de preparación de agua caliente sanitaria, como aplicación más frecuente.

Un aspecto clave de la recuperación de calor es que es absolutamente necesario tener una carga de enfriamiento a la misma vez que hay una necesidad de calentamiento. Por esta razón se instalan calentadores auxiliares para asegurar la demanda de agua caliente sanitaria de la instalación cuando la carga de enfriamiento no es suficiente (Agencia Valenciana de la Energía (AVEN), 2005); (Agencia Valenciana de la Energía (AVEN), 2005); (Valdivia Nodal et al., 2012).

1.12.1 Modos de producción de ACS

En los sistemas de climatización existen diferentes variantes para la producción de ACS, se califican por algunos autores las siguientes clasificaciones:

Producción instantánea:

No hay almacenamiento y toda el agua fría es recalentada en el momento en el que es demandada.

Producción semi instantánea:

Hay un pequeño almacenamiento para absorber las variaciones de temperatura de la demanda.

Producción con micro acumulación:

El almacenamiento es importante y cubre de las puntas de demanda durante unos 10 minutos.

Producción acumulada:

El almacenamiento representa el consumo diario.



1.12.2 Algunas recomendaciones para el ahorro en la producción de ACS

El agua caliente sanitaria representa un consumo significativo en los sistemas que se estudian en este trabajo, por lo que se requiere considerar las recomendaciones que diversos autores han valorado buscando el ahorro energético de los sistemas a partir de adecuadas indicaciones en el uso del ACS.

- Instalación de sistemas de bajo consumo en duchas y baños, sin reducción de la calidad de suministro.
- Minimizar todas las fugas de agua caliente con un mantenimiento apropiado de las conducciones y los grifos de duchas, bañeras y lavados.
- Instalar grifos temporizados en lavados y servicios de las zonas de servicio generales.
- Instalar contadores del consumo de agua caliente para tener un seguimiento adecuado de las condiciones de la instalación.
- Evitar temperaturas de almacenamiento muy altas, con el fin de limitar las pérdidas.
- Aislar adecuadamente las condiciones y depósitos de almacenamiento.

1.12.3 Calidad del agua caliente sanitaria (ACS)

Según la bibliografía consultada (Salcedo Cabo, 2011), un posible problema del uso del Agua Caliente Sanitaria es la legionelosis. La bacteria legionella prolifera en el agua con un cierto grado de suciedad (óxidos, que proceden de la instalación, y materia orgánica, de la propia red) y entre las temperaturas de 20 y 45 °C destruyéndose a 70 °C, y llega al humano por medio de aerosoles (agua pulverizada en aire), a través de la respiración. Es decir, una situación que se da en la ducha casi siempre, por lo que en los distintos países hay legislación o normativa para prevenirla.

1.13 Prevención de la Legionella

La legionella es una bacteria ambiental capaz de sobrevivir en un amplio rango de condiciones físico-químicas, multiplicándose entre 20 °C y 45 °C, destruyéndose a 70 °C. Su temperatura óptima de crecimiento es de 35-37 °C. Su nicho ecológico



natural son las aguas superficiales, como lagos, ríos, estanques, formando parte de su flora bacteriana. Desde estos reservorios naturales la bacteria puede colonizar los sistemas de abastecimiento de las ciudades y, a través de la red de distribución de agua, se incorpora a los sistemas de agua sanitaria (fría o caliente) u otros sistemas que requieren agua para su funcionamiento como las torres de refrigeración (Youssef Khalil, 2007).

En algunas ocasiones, en estas instalaciones, mal diseñadas, sin mantenimiento o con un mantenimiento inadecuado, se favorece el estancamiento del agua, el acumulo de productos nutrientes de la bacteria, como lodos, materia orgánica, materias de la corrosión y amebas, formando una biocapa. La presencia de esta biocapa, junto con una temperatura propicia explica la multiplicación de legionella hasta concentraciones infectantes para el ser humano.

Si existe en la instalación un mecanismo productor de aerosoles, la bacteria puede dispersarse al aire. Las gotas que contienen la bacteria pueden permanecer suspendidas en el aire y penetrar por inhalación en el aparato respiratorio.

“El Real Decreto 909/2001, de 27 de julio, establece los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. Las medidas preventivas se han de aplicar tanto en la fase de diseño como en la fase de mantenimiento” («Guía Para la Prevención de la Legionella en Instalaciones», 2011).

1.14 Factores que influyen en el consumo energético de un sistema de climatización centralizado

1.14.1 Elementos climáticos o parámetros medio ambientales

Las condiciones, variables o propiedades físicas de la atmósfera utilizadas para medir y describir el clima en un momento dado siempre traen consigo gran influencia en la explotación de sistemas de climatización (Domínguez García, 2011). La **radiación solar** es un parámetro que suele variar constantemente. Su estudio permite determinar la cantidad de energía que llega a una superficie de modo directo, difuso o reflejado, dependiendo de los movimientos relativos del sol y la tierra. La **temperatura** es el parámetro más importante del clima. Aunque básicamente consiste en el estado relativo de calor o frío, la temperatura está muy



condicionada por otros parámetros y factores como la radiación solar, el viento, la composición y naturaleza de las superficies, la situación geográfica, la altura sobre el nivel del mar, el factor de continentalidad, el relieve, la vegetación y la topografía de algunas condiciones meteorológicas. La **humedad** es entendida como la cantidad de vapor de agua que contiene el aire, varía de acuerdo al tiempo y lugar y, junto con la temperatura, es fundamental para determinar el clima en un sitio. El **viento** es considerado un parámetro fundamental en el análisis ambiental de las edificaciones, puesto que del mismo modo que puede ser una forma de climatización, también puede generar manifestaciones de malestar, en los ocupantes de un espacio e incluso ocasionar problemas de inestabilidad en las edificaciones. La **precipitación** es un elemento del clima que influye en la humedad relativa, vegetación y contaminación, entre otros. A todos estos parámetros hay que añadir el efecto de una orientación y disposición de las edificaciones adecuadas que favorezcan de la mejor forma posible el máximo aprovechamiento de las condiciones climáticas del lugar de implantación.

1.14.2 Parámetros de operación

Los sistemas centralizados de climatización representan el mayor consumo de energía en las grandes edificaciones es por ello que se han estudiado de forma muy minuciosa el funcionamiento de los “chillers”.

Entre los parámetros de operación que influyen en el rendimiento de un “chiller” se pueden destacar, la carga, la temperatura del agua helada, el flujo de agua helada.

La Carga

Según diversos autores los “chillers” operan por debajo del 50 % de su carga máxima, además plantean que el 99 % de las horas de operación de los “chillers” estos operan fuera de las condiciones de diseño debido fundamentalmente al sobredimensionamiento o a la influencia de factores climatológicos (González García, 2009). La carga es un parámetro que tiene una influencia decisiva en la eficiencia del “chiller” y repercute en los consumos del sistema centralizado. Esta regularidad del trabajo de los “chillers” a carga parciales tiene un significativo



impacto en los consumo energéticos lo cual ha incitado la investigación de diferentes estrategias de operación que conduzcan a una operación eficiente y por tanto a la reducción de los consumo. Con respecto a este aspecto se valora la estrategia de utilizar “chillers” múltiples de diferentes capacidades debido a que los requerimientos de carga con el uso de “chillers” múltiples es difícil de lograr ya que requiere de un adecuado sistema de control y supervisión que actúe ante las frecuentes variaciones de la demanda de frío.

Temperatura del agua helada

La temperatura del agua helada decide la extracción de la carga térmica en los locales y a su vez influye de forma directa y decisiva en el consumo de energía del “chiller”. El ajuste de la temperatura del agua helada se realiza en la entrada o salida del evaporador y constituye una práctica común para reducir los consumos de energía en los “chillers”. En los sistemas a flujo constante se puede lograr el ajuste muy fácilmente regulando la temperatura de retorno con el ahorro respectivo. El uso de esta estrategia requiere un especial cuidado a que un excesivo aumento en la temperatura de suministro del agua provoca el aumento de la temperatura del aire a través de los “fan-coil” afectándose las condiciones de confort por el hecho de no lograrse la correcta deshumidificación del aire (Programa de estudios e investigaciones en energía para la sociedad alemana para la cooperación técnica (GTZ), 2005); (Cuza Pacheco, 2008); (Montelier Hernández et al., 2010).

La temperatura de entrada del agua a los “chillers” tiene gran influencia en la eficiencia global del sistema. Una disminución en la temperatura del agua reduce la temperatura de condensación, y por tanto, disminuye el consumo de potencia del compresor (Montelier Hernández et al., 2010).

Flujo del agua helada

El flujo de agua helada es un parámetro que tiene gran influencia en la operación eficiente del sistema. El control de este flujo permite ajustar el agua enviada a los consumidores en función de la demanda de carga térmica del sistema. Para regular este parámetro se utiliza la estrategia de sistema con flujo variable que ha



tenido aceptación en los últimos años. Este método utiliza un variador de velocidad que permite la reducción del consumo de energía en las condiciones de cargas parciales al circular menos flujo por el sistema. Los ahorros de energía reportados pueden llegar hasta un 30 % con respecto al consumo de un sistema de flujo constante (Christian Jacobs, 2007); (Cuza Pacheco, 2008).

1.15 Métodos termoeconómicos dirigidos al estudio de sistemas térmicos

Una de las bondades de la aplicación de criterios derivados de la segunda ley es que ellos permiten cuantificar la cantidad de recursos naturales consumidos en un proceso determinado.

El análisis termoeconómico permite contabilizar los costos zonales de cada una de las componentes del sistema con el objetivo de hallar el costo total de la instalación.

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.

Varios autores, (Tsatsaronis, 2009); (Lozano & Valero, 2006); (Frangopoulos, 2007); (Valero, 2006); (Valero & Guallar, 2008), 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.

Según Tsatsaronis (Tsatsaronis, 2009) estas aproximaciones tienen una característica común: el reconocimiento de que es la exergía y no la energía la propiedad que expresa el valor de los productos funcionales de índole energética, y que por lo tanto, la asignación de costos y precios, debe basarse en esta realidad.

La forma en que la Termoeconomía (Valero, 2006) analiza los sistemas es desagregando, puesto que la descomposición ayuda a encontrar cómo se forma el costo de cada una de las corrientes del sistema, la interrelación de los



componentes y cuáles son sus verdaderas eficiencias, localiza las causas de ineficiencia y cuantifica su origen a través de los valores de costos.

Para la obtención de los costos de las corrientes involucradas en los procesos de formación de los productos finales de una planta es necesario el concepto que se tenga de la eficiencia de los equipos que la conforman, que dependerá de los siguientes factores (Valero, 2006):

- 1- Estructura física de las interrelaciones energéticas de los subsistemas (como interrelacionen entre sí y con el exterior).
- 2- Costo de los recursos entrantes a la planta.
- 3- Finalidad productiva o estructura productiva que tienen los subsistemas y el sistema.

Al describir un sistema térmico desde el punto de vista de la termoeconomía es necesario definir el modelo físico, es decir, el conjunto de ecuaciones que relacionan las variables termodinámicas y físicas de los distintos flujos y equipos de la planta. El modelo económico está constituido por el conjunto de ecuaciones que permiten calcular los costos del sistema, para ello la evaluación final de cualquier proceso debe realizarse en términos monetarios incorporando al costo de los flujos internos y productos finales (*Productos*), el costo económico de cada una de las materias primas (*fuel*) utilizadas y los costos asociados a los componentes del sistema (*Z*).

Toda teoría termoeconómica funda sus bases en identificar, cuantificar y determinar las causas de las irreversibilidades que tienen lugar en un proceso productivo. Esta información es la base para el cálculo de costos y la optimización. Las metodologías termoeconómicas desarrolladas hasta ahora se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- Optimización del diseño, operación y/o mantenimiento de un sistema energético.
- Determinación del costo de los productos y flujos físicos de materia y de energía de una instalación (contabilidad de costos).

Tsatsaronis (Tsatsaronis, 2009); es el primero que tratan de introducir una metodología general de contabilidad termoeconómica, llamada Método



Exergoeconómico, la cual se fundamenta en el cálculo de los costos de las corrientes exergéticas. En ella se introduce el concepto de *fuel* y *producto*. El balance de costos de cada componente se describe como los costos unitarios de los recursos naturales (*fuel*) por su exergía más los costos zonales que engloba cada componente, los cuales deben ser igual a los costos unitarios exergéticos del producto final (Producto) por su exergía.

Valero y Lozano (Lozano & Valero, 2006) proponen la denominada Teoría del Costo Exergético (TCE), la cual define las ecuaciones de asignación de los costos basándose únicamente en consideraciones termodinámicas, en particular en la relación (*fuel-producto*). En esta teoría se presenta como una nueva función termodinámica, el costo exergético, la cual se define como la cantidad de recursos externos (valorados en términos de exergía) necesaria para obtener un determinado producto. Este método tiene como ventaja la fácil implementación de programas de cálculo para la evaluación de sistemas térmicos.

En la literatura revisada sobre el tema se ha podido apreciar que estos métodos han sido poco aplicados a sistemas de climatización centralizados por agua helada.

Yumrutas (Yumrutas, 2009) realiza el análisis exergético de un sistema de refrigeración por compresión de vapor para el cual desarrollan 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 termoeconómica donde se determine cuánto influiría desde el punto de vista de costos las variaciones en las temperaturas de evaporación y condensación.

Valero y Lozano (Lozano & Valero, 2006), ambos puntales de la Termoeconomía, en particular de la Teoría del Costo Exergético, a pesar de tener una amplia obra



sobre esta temática *no aplican sus teorías al campo de la refrigeración, pues abordan en gran escala a los sistemas térmicos de producción de potencia.*

1.16 Evaluación de sistemas de climatización

La evaluación de un sistema de climatización permite obtener los indicadores energéticos de la instalación y los índices técnico - económicos de esta en cada momento de su explotación. Para ello se compara el funcionamiento actual del sistema con los mejores resultados históricos, con el objetivo de conocer si el sistema se encuentra trabajando cerca de su punto de máxima eficiencia registrado. A partir de este estudio es posible tomar acciones concretas con vistas a aumentar su eficiencia en caso de encontrarse por debajo de los indicadores preestablecidos.

1.16.1 Aspectos a tener en cuenta a la hora de realizar la evaluación de una instalación

Cuando se pretende evaluar una instalación es necesario que el especialista tome en cuenta que cada parámetro medido, cada indicador energético calculado, si se analiza aisladamente, dice muy poco o nada, ya que estas son muy complejas por sus características y por la acción sobre ella de un conjunto de factores variables en el tiempo. Las instalaciones de refrigeración y climatización se caracterizan porque sus sistemas están muy interrelacionados, un desperfecto en uno de ellos provoca alteraciones en los restantes. El funcionamiento de las instalaciones de climatización depende de factores internos y externos que influyen en su consumo energético. Los cuales se relacionan a continuación:

- Temperatura ambiente.
- Frecuencia de apertura de las puertas.
- Radiación solar.
- Tiempo de explotación.
- Grado de automatización.
- Área que se climatiza.
- Cargas térmicas aportadas. (Iluminación, equipos y personas).



1.17 Conclusiones parciales

1. La estructura de consumos energéticos en instalaciones hoteleras presentan sus mayores partidas en los sistemas de climatización centralizada y la producción de agua caliente sanitaria, este puede representar alrededor del 65 % del consumo de energía del hotel.
2. La aplicación de estrategias operacionales en sistemas de climatización conduce a un incremento de la eficiencia de los mismos, pero es preciso velar por la calidad de otros factores determinantes, como el confort de los clientes en instalaciones hoteleras.
3. La utilización de recuperadores del calor de condensación en sistemas de climatización centralizada para la producción de agua caliente sanitaria en hoteles constituye una práctica habitual con rentabilidad económica probada.
4. En el sector hotelero, las necesidades de agua caliente sanitaria (ACS) representan una parte importante del consumo energético, este representa entre un 15 y 25 % del consumo total de energía de la instalación.
5. La herramienta de análisis termoeconómico posibilita encontrar como se forma el costo de cada una de las corrientes del sistema, la interrelación de los componentes y cuáles son sus verdaderas eficiencias, localiza las causas de ineficiencia y cuantifica su origen a través de los valores de costos.

Capítulo 2



Capítulo II: Fundamentos termodinámicos de los sistemas de climatización centralizada por agua helada

2.1 Introducción al capítulo

La atención a los retos que plantea el nuevo enfoque de la explotación de procesos térmicos sólo es posible mediante la introducción de los métodos de análisis termodinámico (energéticos, entrópicos y exergéticos).

En este capítulo, el objetivo principal es el desarrollo de los fundamentos termodinámicos de los sistemas centralizados de climatización por agua helada, para ello se realiza un análisis exergético del sistema realizando un estudio de cada componente por separado, estos resultados son de suma importancia para calcular las irreversibilidades de cada componente que forman el “*chiller*”, posteriormente se realiza un análisis termoeconómico, este se realiza después de ser determinados los principales parámetros de trabajo y los análisis exergético que permiten la caracterización termodinámica del sistema, luego se procede a la determinación de los flujos de costos por componentes.

2.2 Análisis exergético

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.

2.3 Métodos de análisis termodinámico de procesos

La atención a los retos que plantea el nuevo enfoque de la explotación de procesos térmicos sólo es posible mediante la introducción de los métodos de



análisis termodinámico (energéticos, entrópicos y exergéticos). No aplicarlos traerá consigo el problema de desconocer el potencial total de incremento de la eficiencia energética de la instalación y realizar valoraciones técnicas y económicas incorrectas por desconocimiento del valor de las corrientes de trabajo. Esto convertirá poco a poco la explotación de cualquier instalación en un ejercicio de mantener la disponibilidad de la planta y no de operarla a su máxima eficiencia.

El análisis termodinámico persigue dos objetivos: el cálculo del grado de perfección termodinámica de los procesos de trabajo de las instalaciones energéticas y la indicación de las vías para incrementar el ahorro de combustible o energía eléctrica suministrada a las instalaciones.

El análisis termodinámico de los modernos y complejos esquemas de las instalaciones energéticas, hasta hace pocas décadas, se ha desarrollado a partir de sistemas de coeficientes energéticos que, aunque han jugado un rol muy importante en la disminución y utilización de la energía, no lo han hecho así en el perfeccionamiento termodinámico de los procesos, puesto que estos no son capaces de valorar totalmente el grado de perfección termodinámica de los mismos.

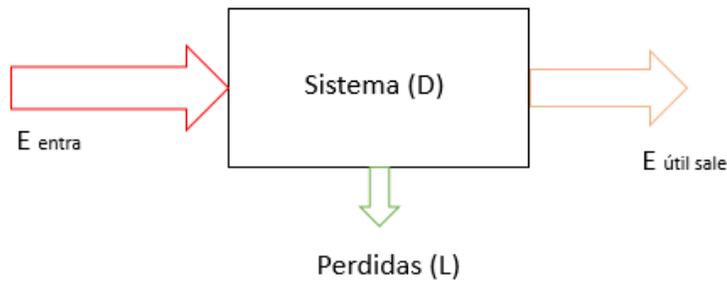
La limitación principal de los métodos energéticos de análisis radica en que los mismos no establecen diferencia entre la calidad de la energía que se distribuye. Esta calidad está relacionada con la capacidad para realizar trabajo útil y la imposibilidad de realizar un análisis de los cambios de calidad de la energía a través de la instalación, lo que nos deja una vía de perfeccionamiento no explotada para el ahorro de combustible o energía eléctrica.

Los balances exergéticos para los estados estacionarios de los procesos son contruidos de la misma forma que los balances de energía, con una sola excepción: mientras que la energía se conserva, la exergía al pasar por un sistema técnico puede ser destruida o degradada.

En los balances de exergía, las cantidades de exergía que entran al sistema o dispositivo deben convertirse en lo posible en exergía de las corrientes de salida que constituyen el fin para el cual dicho dispositivo está concebido. Las diferencias



son debidas a las discrepancias de los procesos termodinámicos con los reversibles y constituyen las irreversibilidades. La disminución de exergía por causas internas recibe el nombre de ***Destrucción de exergía***. La exergía de las corrientes de energía que salen del sistema y que no tiene una utilización para los fines concebidos para el sistema, recibe el nombre de ***Pérdidas de exergía***.



$$E \text{ entra} - E \text{ útil sale} - L = D > 0$$

Figura 2.1 Balance de exergía

El balance exergético en todos los casos permite determinar la magnitud de las pérdidas por irreversibilidad del sistema y por lo tanto puede valorar el grado de su perfección termodinámica.

Los balances de exergía proporcionan una poderosa herramienta para la detección de los puntos de un proceso en los cuales las pérdidas de energía y la destrucción de exergía dentro de las fronteras de los sistemas hacen a los procesos reales alejarse de la perfección termodinámica. Nada dicen, al menos de manera directa, acerca de las implicaciones económicas de dichas imperfecciones termodinámicas. Estas están relacionadas también con los valores de las corrientes energéticas así como con los costos no energéticos implicados en la instalación de transformación y en su operación.

Uno de los aspectos fundamentales de la valoración económica es la definición de los fines de la instalación analizada, en particular qué se quiere obtener y a partir de qué se obtendrá. Esto permite traducir en valores tanto la(s) producción(es) de la instalación, como los gastos en que se incurre para obtener dicha(s) producción(es).



2.4 Modelo termodinámico del sistema combinado de climatización y producción de agua caliente sanitaria

Para los casos específicos en los que exista el intercambiador auxiliar para efectuar la función de sobrecalentamiento exclusivamente, se deberá asumir que el condensador de la máquina se destina únicamente a la condensación, por lo que el rendimiento instantáneo de la máquina se calcula aplicando la siguiente expresión:

$$\eta_{sistema} = \frac{Q_{enf} + Q_{recup}}{P_{ABS}} \quad (Ec\ 2.1)$$

Dónde:

$$Q_{recup} = m_{H2O\ 1} * (h_7 - h_9) \quad (Ec\ 2.2)$$

Siendo:

h_7 : Entalpía del agua caliente en la salida del recuperador (kJ/kg).

h_9 : Entalpía del agua caliente a la entrada del recuperador (kJ/kg).

$m_{H2O\ 1}$: Caudal másico del agua caliente en el circuito primario (kg/s).

Es preciso aclarar que, como se ha indicado, el aprovechamiento del recuperador se limita al calor sensible de la compresión, no alcanzando nunca el vapor en su interior la condición de saturación, siempre que el intercambiador esté correctamente dimensionado, con el fin de prevenir interferencias en el flujo del fluido que pudieran acarrear problemas mecánicos en los compresores. Por ello, en el cálculo de su rendimiento se partirá de la entalpía de descarga para alcanzar la entalpía de saturación de condensación, también como valor límite, que nunca debe ser superado en estas aplicaciones.

2.5 Aplicación de los métodos energéticos y exergéticos

Para la realización de este estudio utilizaremos los ambos métodos de análisis termodinámico determinado los valores de las propiedades termodinámicas necesarias (entalpía, entropía y exergía) para cada una de las sustancias de trabajo presentes en la instalación (refrigerante R-134 a, agua y aire).

Del método energético se utilizan índices como el COP del ciclo frigorífico, la eficiencia del calentador de gas y el rendimiento isoentrópico del compresor. Del método exergético se utiliza la eficiencia racional de los componentes.

Ecuaciones de exergía (los puntos están indicados en el siguiente esquema)

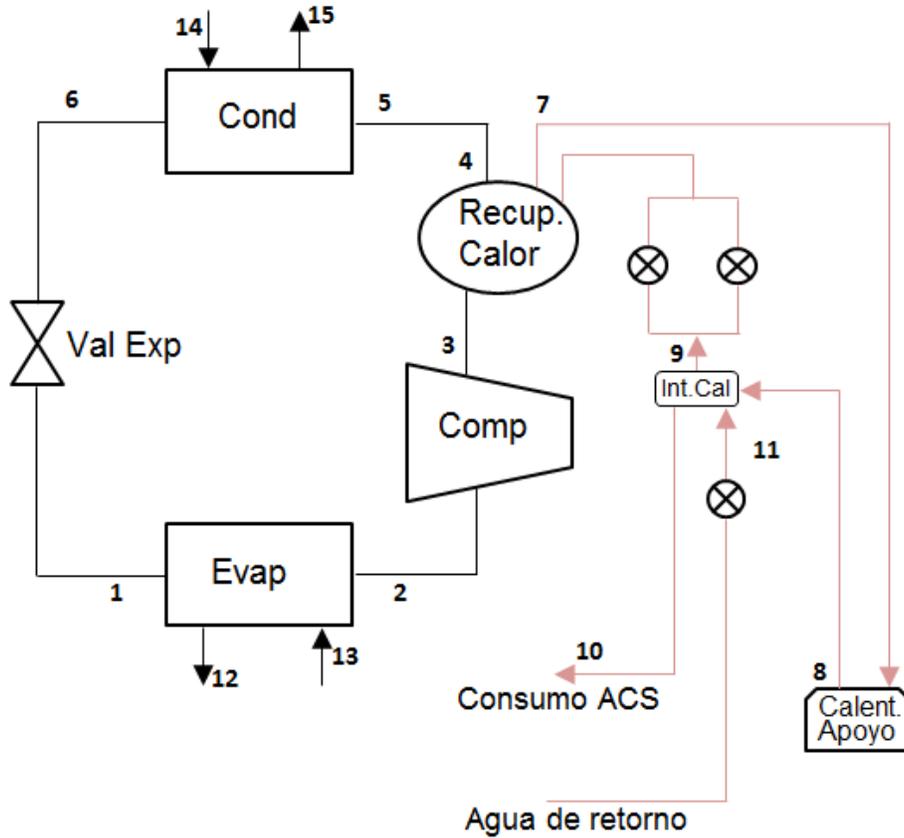


Figura 2.2 Esquema general del sistema incluyendo los circuitos de ACS

Compresor

$$E_2 = m_{ref} * [(h_2 - h_0) - T_0 * (s_2 - s_0)] \tag{Ec 2.3}$$

$$E_3 = m_{ref} * [(h_3 - h_0) - T_0 * (s_3 - s_0)] \tag{Ec 2.4}$$

Donde:

E_2 : Flujo exergético de refrigerante a la entrada, [kW]

E_3 : Flujo exergético de refrigerante a la salida, [kW]

T_0 : Temperatura de Referencia, [°K]



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

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

m_{ref} : Flujo másico del refrigerante, [kg/s]

Recuperador de calor

$$T_7 = t_7 + 273$$

$$T_9 = t_9 + 273$$

$$E_{3 \text{ in Rec}} = E_{3 \text{ out Comp}}$$

$$E_4 = m_{ref} * [(h_4 - h_0) - T_0 * (s_4 - s_0)] \quad (Ec 2.5)$$

$$E_9 = m_{H_2O} * [(h_9 - h_0) - T_0 * (s_9 - s_0)] \quad (Ec 2.6)$$

$$E_7 = m_{H_2O} * [(h_7 - h_0) - T_0 * (s_7 - s_0)] \quad (Ec 2.7)$$

Donde:

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

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

t_7 y t_9 : Temperatura del agua caliente a la entrada y salida del recuperador, [°C].

T_7 y T_9 : Temperatura del agua caliente a la entrada y salida del recuperador, [°K].

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

h_7 y h_9 : Entalpía del agua a la entrada y salida del recuperador, [kJ/kg].

m_{H_2O} : Flujo de agua caliente en el recuperador, [kg/seg].

E_9 : Flujo de exergía del agua caliente a la entrada del recuperador, [kW].

E_7 : Flujo de exergía del agua caliente a la salida recuperador, [kW].

E_3 : Flujo exergético del refrigerante a la entrada del recuperador, [kW].

E_4 : Flujo exergético del refrigerante a la salida del recuperador, [kW].

Condensador

$$T_{14} = t_{14} + 273$$

$$T_{15} = t_{15} + 273$$



$$E_5 = m_{ref} * [(h_5 - h_0) - T_0 * (s_5 - s_0)] \quad (Ec 2.8)$$

$$E_6 = m_{ref} * [(h_6 - h_0) - T_0 * (s_6 - s_0)] \quad (Ec 2.9)$$

$$E_{14} = m_{aire} * [(h_{14} - h_0) - T_0 * (s_{14} - s_0)] \quad (Ec 2.10)$$

$$E_{15} = m_{aire} * [(h_{15} - h_0) - T_0 * (s_{15} - s_0)] \quad (Ec 2.11)$$

Donde:

s_6 : Entropía del refrigerante a la salida del condensador, [kJ/kg^oK].

t_{14} y t_{15} : Temperatura del aire a la entrada y salida del condensador, [°C].

T_{14} y T_{15} : Temperatura del aire a la entrada y salida del condensador, [°K].

T_0 : Temperatura ambiente de referencia, [°K].

h_{14} y h_{15} : Entalpía del aire a la entrada y salida del condensador, [kJ/kg].

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

m_{aire} : Flujo de aire en el condensador, [kg/seg].

E_5 : Flujo exergético del refrigerante a la entrada del condensador, [kW].

E_6 : Flujo exergético del refrigerante a la salida del condensador, [kW].

E_{14} : Flujo exergético del aire a la entrada del condensador, [kW].

E_{15} : Flujo exergético del aire a la salida del condensador, [kW].

Válvula de expansión

$$E_{6 in Valv} = E_{1 out Cond}$$

$$E_1 = m_{ref} * [(h_1 - h_0) - T_0 * (s_1 - s_0)] \quad (Ec 2.12)$$

Donde:

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

E_1 : Flujo exergético del refrigerante a la salida de la válvula, [kW].

s_1 : Entropía del refrigerante a la entrada del evaporador, [kJ/kg^oK].

Evaporador



$$T_{12} = t_{12} + 273$$

$$T_{13} = t_{13} + 273$$

$$E_{12} = m_{\text{Agua fria}} * [(h_{12} - h_0) - T_0 * (s_{12} - s_0)] \quad (\text{Ec 2.13})$$

$$E_{13} = m_{\text{Agua fria}} * [(h_{13} - h_0) - T_0 * (s_{13} - s_0)] \quad (\text{Ec 2.14})$$

Donde:

T_0 : Temperatura del ambiente de referencia, [°K].

T_{12} : Temperatura absoluta del agua retorno al evaporador, [°K].

T_{13} : Temperatura absoluta del agua helada a la salida del evaporador, [°K].

h_{12} : Entalpía del agua retorno al evaporador, [kJ/kg].

h_{13} : Entalpía del agua helada a la salida del evaporador, [kJ/kg].

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

s_{13} : Entropía del agua a la entrada del evaporador, [kJ/kg].

$m_{\text{Agua fria}}$: Flujo de agua en el evaporador, [kg/s].

Balance exergético del intercambiador de calor

$$T_8 = t_8 + 273$$

$$T_9 = t_9 + 273$$

$$T_{10} = t_{10} + 273$$

$$T_{11} = t_{11} + 273$$

$$E_8 = m_{H_2O 1} * [(h_8 - h_0) - T_0 * (s_8 - s_0)] \quad (\text{Ec 2.15})$$

$$E_9 = m_{H_2O 1} * [(h_9 - h_0) - T_0 * (s_9 - s_0)] \quad (\text{Ec 2.16})$$

$$E_{10} = m_{H_2O 2} * [(h_{10} - h_0) - T_0 * (s_{10} - s_0)] \quad (\text{Ec 2.17})$$

$$E_{11} = m_{H_2O 2} * [(h_{11} - h_0) - T_0 * (s_{11} - s_0)] \quad (\text{Ec 2.18})$$

Donde:

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



s_8 : Entropía del agua caliente a la entrada al intercambiador de calor (circuito primario), [kJ/kg°K].

s_9 : Entropía del agua caliente a la salida del intercambiador de calor (circuito primario), [kJ/kg°K].

s_{10} : Entropía del agua caliente (para el consumo) a la salida del intercambiador de calor (circuito secundario), [kJ/kg°K].

s_{11} : Entropía del agua caliente (del retorno) a la entrada al intercambiador de calor (circuito secundario), [kJ/kg°K].

t_8 y t_9 : Temperatura del agua caliente a la entrada y salida del intercambiador (circuito primario), [°C].

T_8 y T_9 : Temperatura del agua caliente a la entrada y salida del intercambiador (circuito primario), [°K].

t_{10} y t_{11} : Temperatura del agua caliente a la entrada y salida del intercambiador (circuito secundario), [°C].

T_{10} y T_{11} : Temperatura del agua caliente a la entrada y salida del intercambiador (circuito secundario), [°K].

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

h_8 y h_9 : Entalpía del agua caliente a la entrada y salida del intercambiador (circuito primario), [kJ/kg].

h_{11} y h_{10} : Entalpía del agua a la entrada y salida del intercambiador (circuito secundario), [kJ/kg].

$m_{H_2O\ 1}$: Flujo de agua caliente en el circuito primario, [kg/seg].

$m_{H_2O\ 2}$: Flujo de agua caliente en el circuito secundario, [kg/seg].

E_8 : Flujo de exergía del agua caliente a la entrada del intercambiador (circuito primario), [kW].

E_9 : Flujo de exergía del agua caliente a la salida del intercambiador (circuito primario), [kW].



E_{11} : Flujo exergético del agua del retorno a la entrada del intercambiador, [kW].

E_{10} : Flujo exergético del agua caliente a la salida del intercambiador (circuito secundario), [kW].

2.6 Indicadores energéticos fundamentales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Para la caracterización de las condiciones de funcionamiento, en particular las energéticas, se hace uso de los llamados Indicadores Energéticos. Algunos de ellos brindan esta información de manera directa, otros reflejan su repercusión en la eficiencia del ciclo o en las condiciones de explotación en general.

- 1- Efecto refrigerante.
- 2- Capacidad de refrigeración.
- 3- Trabajo del compresor.
- 4- Potencia del compresor.
- 5- Relación de compresión.
- 6- Calor rechazado en el condensador.

1- Efecto refrigerante (q)

$$q = (h_{sal} - h_{evp})_{evp} \quad , (kJ/kg) \quad (Ec 2.19)$$

Se hace necesario precisar, que en este caso, la entalpía de salida del evaporador no necesariamente será igual la entalpía en la línea de saturación, pues que se presenta sobrecalentamiento y no condiciones de saturación en este punto.

2- Capacidad de Refrigeración

$$Q = q * m_{ref} \quad , (kW) \quad (Ec 2.20)$$

m_{ref} : Flujo de refrigerante (kg/s)

El calor removido constituye la Capacidad Frigorífica del sistema, la cual se expresa con mucha frecuencia en Toneladas de Refrigeración.



Una Tonelada de Refrigeración es la cantidad de calor que debe extraerse para congelar una tonelada (inglesa) de agua a 32 °F y convertirla en hielo a 32 °F a presión atmosférica en un día.

3- Trabajo del compresor (W_{comp})

$$W_{comp} = (h_2 - h_1) \quad , (kJ/kg) \quad (Ec 2.21)$$

4- Potencia del compresor (Q_{comp})

$$Q_{comp} = W_{comp} \times m_{ref} \quad , (kW) \quad (Ec 2.22)$$

5- Relación de compresión (R_c)

$$R_c = \frac{P_{desc}}{P_{suc}} \quad (Ec 2.23)$$

Los valores de presión de descarga y de succión del compresor (P_{desc} y P_{suc}) deberán estar expresados como valores de presión absoluta.

6- Calor rechazado por el condensador (Q_{cond})

$$Q_{cond} = (h_2 - h_3) \quad , (kW) \quad (Ec 2.24)$$

Debe notarse que el calor rechazado en el condensador es resultado de los siguientes procesos.

Proceso de de-sobrecalentamiento del gas que incluye la región de vapor sobrecalentado (calor sensible).

Proceso de cambio de fase (calor latente).

Proceso de subenfriamiento en la región de líquido subenfriado (calor sensible).

2.7 Indicadores para evaluar la eficiencia del sistema (COP, COP_{recup})

1. Coeficiente de comportamiento del ciclo (COP).
2. Coeficiente de comportamiento del recuperador.

1- Coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP)

$$COP = \frac{q}{W_{comp}} ; \text{ ó } COP = \frac{Q}{Pr} \quad (Ec 2.25)$$



2- Coeficiente de comportamiento del recuperador

$$COP_{recup} = \frac{Q_{recup}}{Q_{comp}} \quad (Ec 2.26)$$

Donde:

$$Q_{recup} = m_{ref}(h_{ent} - h_{sal}) \quad (Ec 2.27)$$

Una vez determinados los principales parámetros de trabajo y los análisis exergético que permiten la caracterización termodinámica del sistema se procede a la determinación de los flujos de costos por componentes.

2.8 Análisis termoeconómico. Determinación de los flujos de costos por componentes

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_{com}) y de eficiencia isentrópica (n_{com}). Los valores de los coeficientes así como el costos de referencia y la potencia de referencia del compresor, fueron tomados de la literatura (Petit Jean, 2006); (De Armas, 2008).

$$Z_{com} = Z_{R.com} \left(\frac{N_{com}}{N_{R.com}} \right)^{m_{com}} \left[\frac{\eta_{is}}{(0.9 - \eta_{is})} \right]^{n_{com}} \quad (Ec 2.28)$$

Donde:

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

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

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

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

η_{is} : Eficiencia isentrópica del compresor.

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



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

Recuperador

El costo zonal del recuperador de calor se determina en función de su costo de referencia, tomado de la literatura (Petit Jean, 2006); (De Armas, 2008), 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.

$$Z_{recup} = Z_{R.rec} \left[\left(\frac{Q_{rec}}{U \cdot A_{rec}} \right) \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{rec})) \right] \cdot \left(\frac{E_{rec out}}{T_0} \right) \quad (Ec 2.29)$$

$$TML_{recup} = \left(\frac{Q_{rec}}{U \cdot A_{rec}} \right) \quad (Ec 2.30)$$

Donde:

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

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

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

U : Conductancia térmica unitaria basada en el área del recuperador, [kW/ m² K].

A_{recup} : Área de transferencia de calor del recuperador, [m²].

ε_{recup} : Efectividad térmica del recuperador.

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

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

La temperatura media logarítmica también puede ser hallada como la relación entre la diferencia de temperatura máxima y mínima de los fluidos que intercambian calor

$$TML_{recup} = \frac{\Delta T_{MAY RECUP} - \Delta T_{min recup}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{MAY RECUP}}{\Delta T_{min recup}} \right)} \quad (Ec 2.31)$$

Donde:



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

$\Delta T_{\min recup}$: Diferencia de temperatura mínima en el recuperador.

Por tanto sustituyendo la ecuación (2.32) en (2.30), el costo zonal del recuperador puede ser hallado a partir de la ecuación (2.33).

$$Z_{recup} = Z_{R.recup} \left[\frac{\Delta T_{MAY RECUP} - \Delta T_{\min recup} \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{recup}))}{\ln\left(\frac{\Delta T_{MAY RECUP}}{\Delta T_{\min recup}}\right)} \right] \left(\frac{E_{recup out}}{T_0}\right) \quad (Ec 2.32)$$

Este mismo procedimiento es seguido para la determinación de los costos zonales del condensador y el evaporador.

Condensador

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

$$Z_{cond} = Z_{R.cond} \cdot \left[\frac{\Delta T_{MAY COND} - \Delta T_{\min cond} \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{cond}))}{\ln\left(\frac{\Delta T_{MAY COND}}{\Delta T_{\min cond}}\right)} \right] \cdot \left(\frac{E_{cond out}}{T_0}\right) \quad (Ec 2.33)$$

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].

T_0 : Temperatura de referencia, [K].

Evaporador

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

$$Z_{evap} = Z_{R.evap} \cdot \left[\frac{\Delta T_{MAY EVAP} - \Delta T_{\min evap} \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{evap}))}{\ln\left(\frac{\Delta T_{MAY EVAP}}{\Delta T_{\min evap}}\right)} \right] \cdot \left(\frac{E_{evap out}}{T_0}\right) \quad (Ec 2.34)$$



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.

Mecanismo de expansión

El costo zonal del mecanismo de expansión, estará determinado por su costo de referencia, tomado de la literatura (Petit Jean, 2006); (De Armas, 2008) y el valor exergético de la corriente de salida de este componente.

$$Z_{mec} = Z_{R\ mec} \cdot E_{mec\ out} \quad (Ec\ 2.35)$$

Donde:

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

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

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

2.9 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.

$$a_c = \frac{I_R \cdot (1 + I_R)^{N_y}}{((1 + I_R)^{N_y} - 1)} \cdot \frac{1}{N_y \cdot t_{OP} \cdot 3600} \quad (Ec\ 2.36)$$

Donde:

a_c : Factor de amortización, [1/s].

I_R : Tasa de interés.



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

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



2.10 Conclusiones parciales

1. El modelo matemático combinado nos ofrece una información mas completa en cuanto a la eficiencia del sistema en general, no siendo así los Indicadores Energéticos fundamentales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
2. La aplicación del análisis termodinámico, permite estudiar en detalle el comportamiento del sistema, basado en los resultados obtenidos se puede llegar a una mejor decisión en los cambios o alteraciones del sistema para aumentar la eficiencia energética.
3. La aplicación de un método exegético permite determinar los valores de las propiedades necesarias (entalpia, entropía y exergía) para cada una de las sustancias de trabajo, a partir de este análisis se determinan la eficiencia racional de cada uno de los componentes que conforman el sistema.
4. La aplicación de un método termoeconómico incorporado al análisis termodinámico del sistema resulta una evaluación integral que permite justificar la selección de una alternativa adecuada con un enfoque económico y energético.

Capítulo 3



Capítulo III: Caso de estudio. Hotel Jagua

3.1 Introducción al capítulo

En este capítulo se realiza la evaluación termodinámica del sistema de climatización centralizada del hotel Jagua como caso de estudio, teniendo en cuenta las ecuaciones plantadas en el capítulo II, y otras que se incluyen en el presente capítulo, este estudio se realiza a partir de un modelo termodinámico. La presente investigación nos beneficia para conocer la eficiencia del sistema de forma general teniendo en cuenta el circuito de agua caliente sanitaria (ACS), además la irreversibilidad de cada componente del sistema por separado a partir de un análisis exegético.

Se realiza un análisis termoeconómico donde se calculan los costos de los productos finales. Se determinan indicadores de eficiencia energética como el COP para la carga de enfriamiento así como para la recuperación de calor, se realiza una comparación entre resultados obtenidos del modelo y datos reales medidos con instrumentos. Se completa con un estudio del comportamiento del COP de recuperación v/s la temperatura de entrada del agua al recuperador.

3.2 Descripción del caso de estudio Hotel Jagua

El hotel dispone de 149 habitaciones; 13 son cabañas, 2 suites y 134 dobles, de estas 14 son matrimoniales. Entre sus servicios sobresale el restaurante del Palacio de Valle, además la instalación cuenta con una mesa buffet que ofrece comida tradicional e internacional, Lobby Bar, Snack Bar las 24 horas; piscina para niños y adultos; cabaret, 2 salones equipados para eventos y facilidades para actividades deportivas, en los que se brindan servicios adicionales.

3.3 Características del sistema de climatización del Hotel Jagua

El sistema de climatización centralizado del Hotel Jagua está integrado por dos enfriadoras de agua marca CHAW-T 1602-A, estas utilizan como sustancia de trabajo refrigerante R134a, cuenta con condensadores enfriados por aire y con un recuperador de calor para el servicio de agua caliente sanitaria (ACS). Posee un calentador de apoyo de gas para cuando la carga de enfriamiento no es suficiente



para que el ACS alcance la temperatura necesaria, a continuación se explica el funcionamiento del sistema así como algunos de los datos más importantes de chapas de los equipos que integran el sistema.

3.4 Funcionamiento del sistema de climatización

El sistema de climatización del Hotel Jagua funciona de la siguiente manera: el agua enfriada en los “*chillers*” es enviada al colector 1 mediante las bombas del circuito primario de agua fría (1, 2, 3), según muestra la Figura 3.1. La bomba 3 actúa como reserva en caso de presentarse alguna falla en 1 ó 2. En función de los requerimientos de climatización demandados en las diversas áreas del hotel, se suministra el agua enfriada mediante las bombas (10, 9, 8, 7, 6, 5, 4). Cada uno de estos lugares contiene “*fan-coils*” que suministran el aire frío deseado por los clientes, la temperatura en las habitaciones, cabañas y oficinas es controlada mediante termostatos regulados por los clientes. El sistema dispone de válvulas de tres vías que se en carga de hacer pasar el agua helada por el “*fan-coil*” en caso habitación este ocupada, en caso que este desocupada esta pasa el agua a la línea de retorno, de donde posteriormente volverá en un ciclo cerrado a enfriarse y bombearse a los locales a climatizar. Las líneas de agua, de impulsión y retorno trabajan en iguales condiciones de presión y de flujo. El agua de retorno del sistema que ha ganado calor como producto de la transferencia térmica en su recorrido es depositada en el colector 2, desde donde nuevamente es enviado a las unidades enfriadoras para su posterior enfriamiento.

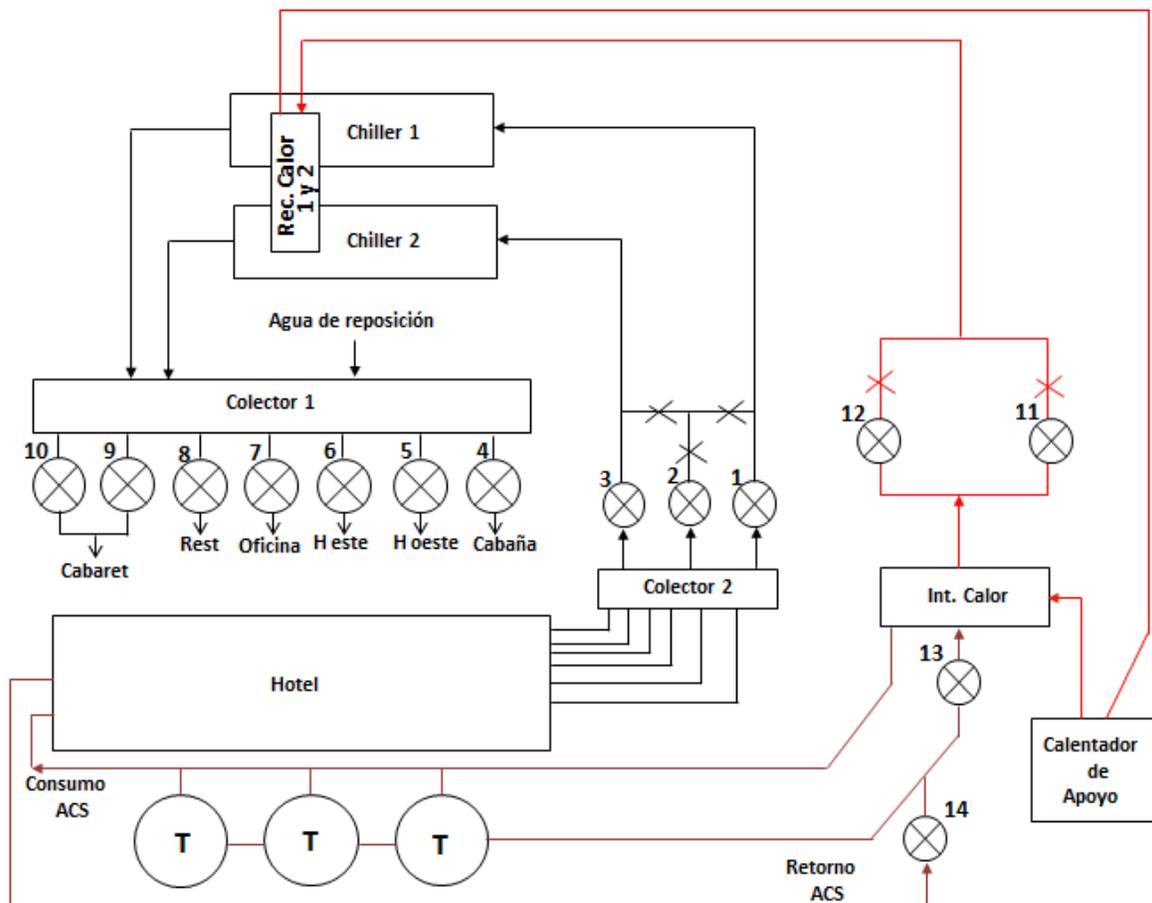


Figura 3.1 Esquema simplificado de funcionamiento del sistema de climatización

Leyenda: **1** Bomba centrífuga del circuito primario de agua fría “chiller” # 1; **2** Bomba centrífuga del circuito primario de agua fría “chiller” # 2; **3** Bomba centrífuga del circuito primario de agua fría de reserva; **4** Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (bloque de cabañas); **5** Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (habitaciones oeste); **6** Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (habitaciones este); **7** Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (oficinas); **8** Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (restaurante); **9** Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (cabaret); **10** Bomba centrífuga circuito secundario agua fría reserva (cabaret); **11** Bomba centrífuga del circuito primario de agua caliente; **12** Bomba centrífuga circuito primario agua caliente reserva; **13** Bomba centrífuga para la recirculación de agua caliente (tanques); **14** Bomba centrífuga del retorno de agua caliente.



Tabla 3.1 Características del sistema centralizado del hotel Jagua

Unidad enfriadora	
Fabricada por: FRIOCLIMA	Temperatura salida del agua: 6 °C
Modelo: CHAW –T 1602 A	Refrigerante: R-134 a
No. Serie: 409294	Peso 4310 Kg.
Capacidad frigorífica: 505 kW	Año: 2006
Potencia absoluta: 187,1 kW	3F/60Hz/380V
Evaporador	Válvula de expansión
Modelo: CHAW 1602 A	Modelo: CHAW 1604 A
No Serie: 100434	No Serie: 100436
Presión Prueba: 20 bar	Presión prueba:30 bar
Presión máx. serv: 13,5 bar	Presión máx. serv: 20 bar
Temperatura máx. serv: 30 °C	Refrigerante: R-134 a
Temperatura mín. serv: 5 °C	Temperatura máx. serv: 100 °C
Fan – Coil FBH -6	
Capacidad frigorífica	5,4 kW
Caudal de aire	275 l / s
Presión estática disponible	40 Pa
Potencia eléctrica	230w, 220volt ,60 Hz
Dimensiones	1174*515*278 (mm)
Fan – Coil FBH – 4	
Capacidad frigorífica	3.78kW
Caudal de aire	192 l / s
Presión estática disponible	40Pa
Potencia eléctrica	230w, 220volt,60 Hz
Dimensiones	924*515*278 (mm)

3.5 Sistema de producción de agua caliente sanitaria (ACS)

En el Hotel Jagua también, aparte del circuito de agua que se encarga de la climatización, existe un ciclo de calentamiento para el agua sanitaria. Esto se logra a través de un intercambiador de calor refrigerante – agua, dispuesto a la salida de los compresores. El refrigerante después del proceso de compresión sale a una



temperatura elevada cediéndole parte de su contenido de calor al agua y posteriormente logra su condensación en los condensadores.

El agua caliente es circulada en un ciclo cerrado por tres tanques de 5 m³, en los cuales está presente dos intercambiadores de calor agua – agua que eleva la temperatura del agua del tanque a 50 °C y posteriormente esta es bombeada a los bloques habitacionales. Este sistema cuenta además con un calentador de agua a gas de 102 kW de capacidad calórica que es el encargado de llevar el agua a la temperatura deseada, este se usa generalmente en el tiempo de invierno o en el caso cuando haya la legionella.

Recuperador de calor

Diseñado y fabricado por FRIOCLIMA conforme a la Norma ASME, mediante procedimientos, controles y herramientas de alta calidad, el sistema de recuperación de calor es simple, presentando una solución muy económica para la obtención de agua caliente sanitaria en comparación con cualquier otro sistema de calefacción convencional. Los recuperadores de calor estándar incorporados por FRIOCLIMA en sus unidades son para la recuperación del calor, los cuales pueden recuperar hasta el 30% del calor total rechazado. En la tabla 3.2 se pueden observar sus principales parámetros de operación.

Datos fundamentales

Tabla 3.2 Datos fundamentales del recuperador de calor

Q _{Recup}	119 kW
Temperatura ACS	60-50 °C
Gasto agua	2,78 l/s



Tabla 3.3 Datos fundamentales del intercambiador de calor y el calentador de apoyo

Intercambiador de calor		Calentador de apoyo	
Modelo	FAx3340	Marca	Pegasus-F2-
Tipo	K6MFM	Potencia útil	99 kW
Presión de diseño (prueba)	10/11bar	Caudal	8,43 kg/h
Temperatura y presión trabajo	110 °C/10bar	Caudal de agua	1,25 kg/s
Número de placas	13	Potencia nominal	108,8 kW
Capacidad o potencia	119 kW	Temperatura trabajo	60-80g °C
Flujo primario	10,4 m3/h	Presión de trabajo	4bar
Flujo secundario	4,11 m3/h	Presión del gas	34 mbar
Cantidad	2 U	Cantidad	1 U
		η	85 %

3.6 Descripción del modelo desarrollado

3.6.1 Modelo físico

Se desarrolla el modelo físico a nivel de componente en el capítulo II, que describe el comportamiento termodinámico del sistema, es decir, las ecuaciones de balance de energía y exergía que permiten conocer diversas propiedades como flujos, temperaturas, presiones, entropías, exergías, etc. Además del cálculo de magnitudes como potencia, cantidad de flujo de calor, entre otras a continuación se muestra el diagrama de bloque correspondiente al modelo termoeconómico.

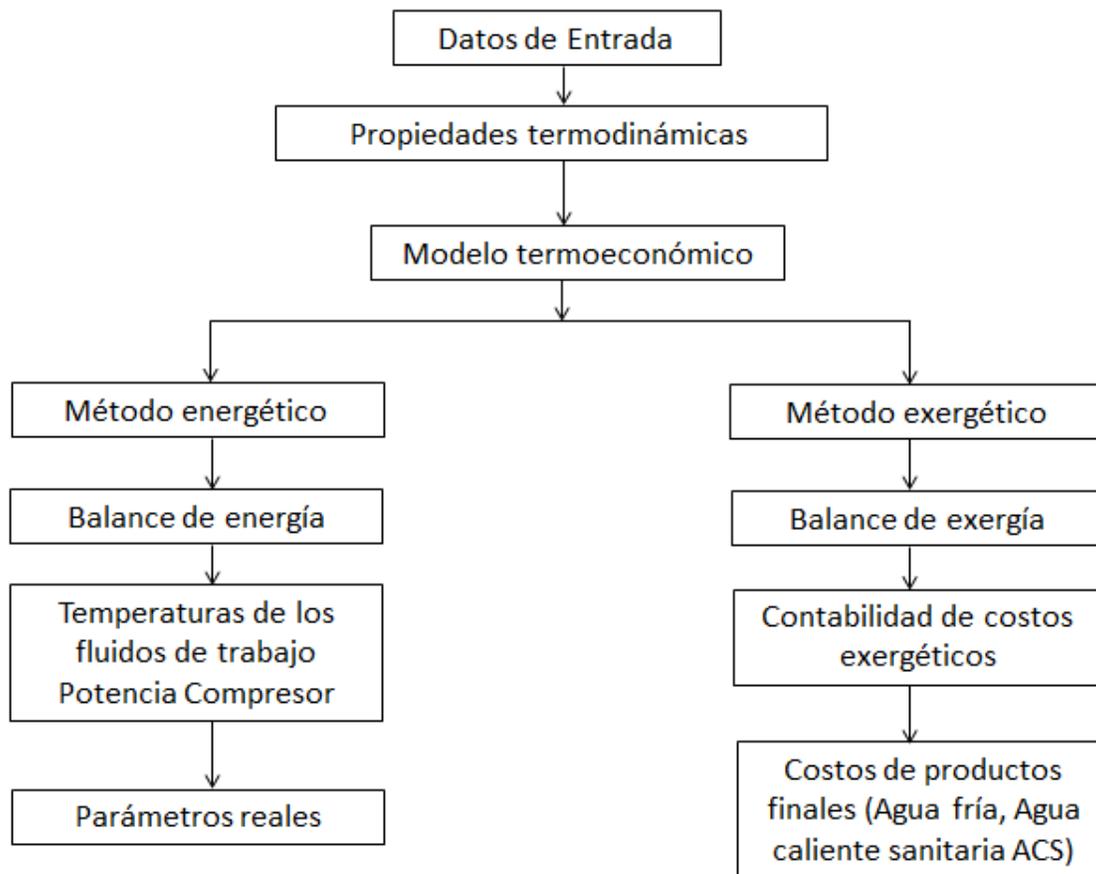


Figura 3.2 Diagrama de bloque correspondiente al modelo termoeconómico

3.6.2 Consideraciones para el desarrollo del modelo termodinámico

El análisis y la modelación de los sistemas térmicos es un tema complejo con procesos y parámetros variables, por esta razón se imponen ciertas simplificaciones que definen la representación del escenario real con el cual se trabaja. Para este caso se consideran las siguientes suposiciones:

- Se desprecian las caídas de presiones en los intercambiadores de calor, lo cual es muy común en la modelación de sistemas de climatización y refrigeración, por no ser representativas, según lo estima la bibliografía consultada.
- 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 de las sustancias de trabajo (R134a, agua) y se desprecia la exergía cinética y potencial.
- Se realizan los cálculos para régimen de operación nominal, con demanda de enfriamiento al 80%, presión de succión/descarga de 2,2/11,4 bar.

3.7 Parámetros de operación para dos regímenes de operación

Tabla 3.4 Parámetros de operación para dos regímenes de trabajo

Equipo	Propiedad	Den.	Régimen Nominal	Régimen Parcial	Unidad
Compresor	Presión de descarga	P_{desc}	11,4	11,1	bar
	Presión de succión	P_{suc}	2,2	2,2	bar
	Presión de aceite	P_{aceite}	11	10,5	bar
	Corriente	I	82	69	Ampere
	Caudal del refrigerante	m_{ref}	1,35	1,35	m/s
	Grados sobrecalentamiento	SC	15	15	°C
	Grados subenfriamiento	SE	3	3	°C
Evaporador	Temperatura de entrada	T_{ent}	15,1	12,8	°C
	Temperatura de salida	T_{sal}	10,8	9,9	°C
	Diferencia de temperatura	Dif_{temp}	4,3	2,9	°C
	Temperatura de Set Point	$T_{SetPoint}$	8,4	8,4	°C
	Temperatura recuperación	T_{Recup}	53,7	53,7	°C
	Temperatura ambiente	T_{amb}	32,9	34,9	°C
	Demanda de enfriamiento	--	80	50	%

3.8 Cálculo de las propiedades para los dos regímenes de trabajo

Se calcula la eficiencia isoentrópica del compresor



$$\eta_{iso\ comp} = 0,63 + 0,083 \frac{P_{desc}}{P_{suc}} - 0,01 \left[\frac{P_{desc}}{P_{suc}} \right]^2 \quad (Ec\ 3.1)$$

$$\eta_{iso\ comp} = 0,63 + 0,083 \frac{11,1}{2,2} - 0,01 \left[\frac{11,1}{2,2} \right]^2 = 0,79$$

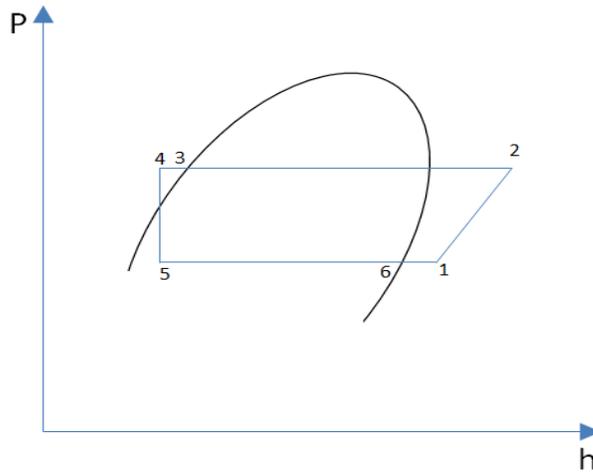


Figura 3.3 Diagrama P-H para el refrigerante R 134 a

Régimen nominal

Después de introducir los datos de la tabla 3.4 para el régimen nominal en el software Coolpack y en las tablas termodinámicas obtenemos las siguientes propiedades (*Ver grafico en Anexo 1*).

Tabla 3.5 Resultados obtenidos para régimen nominal

Puntos	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg * K)
1	2,2	7,65	405,98	1,78
2	11,4	72,35	452,60	1,8
3	11,4	44,11	262,67	1,21
4	11,4	41,34	258,17	1,19
5	2,2	-7,35	258,17	1,2
6	2,2	-7,35	393,30	1,72



Régimen parcial

Después de introducir los datos de la tabla 3.4 para el régimen parcial en el software Coolpack y en las tablas termodinámicas obtenemos las siguientes propiedades (*Ver gráfico en Anexo 2*).

Tabla 3.6 Resultados obtenidos para régimen parcial

Puntos	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg * K)
1	2,2	7,65	405,98	1,78
2	11,1	70,3	451,33	1,8
3	11,1	43,4	261,43	1,2
4	11,1	40,34	256,64	1,1
5	2,2	-7,35	256,64	1,2
6	2,2	-7,35	393,30	1,72

3.9 Cálculo de los indicadores energéticos fundamentales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor para ambos regímenes

Efecto refrigerante (q)

Según la ecuación 2.19 el efecto refrigerante se calcula como

$$q = (h_6 - h_5)_{evap}$$

Capacidad de refrigeración

Según la ecuación 2.20 la capacidad de refrigeración se calcula como

$$Q = q * m_{ref}$$

Trabajo del compresor (W_{comp})

Según la ecuación 2.21 el trabajo del compresor se calcula como

$$W_{comp} = (h_2 - h_1)$$

Potencia del compresor (Q_{comp})

Según la ecuación 2.22 la potencia del compresor se calcula como



$$Q_{comp} = W_c \times m_{ref}$$

Relación de compresión (R_c)

Según la ecuación 2.23 la relación de compresión se calcula como

$$R_c = \frac{P_{desc}}{P_{suc}}$$

Calor rechazado por el condensador (Q_c)

Según la ecuación 2.24 el calor rechazado por el compresor se calcula como

$$Q_{cond} = (h_2 - h_4)$$

3.10 Cálculo de indicadores para evaluar la eficiencia del sistema

Coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP)

Según la ecuación 2.25 el coeficiente de funcionamiento del ciclo se calcula como

$$COP = \frac{q}{W_{comp}} ; \text{ ó } COP = \frac{Q}{Pr}$$

Coeficiente de eficiencia del recuperador de calor (COP_{recup})

Según la expresión 2.26 la eficiencia del recuperador se calcula de la siguiente manera

$$COP_{recup} = \frac{Q_{recup}}{Q_{comp}}$$

Donde:

$$Q_{recup} = m_{H_2O} (h_{ent} - h_{sal})_{recup}$$

Tabla 3.7 Resultados de los principales indicadores para los dos regímenes de trabajo

Propiedad	Den.	Reg. Nominal	Reg. Parcial	Unidad
Efecto refrigeración	q	135,13	136,66	kJ/kg
Capacidad de refrigeración	Q	182,43	201,62	kW
Trabajo compresor	W_{comp}	46,62	45,35	kJ/kg
Potencia compresor	Q_{comp}	62,95	61,2	kW
Relación compresión	R_c	5,18	5,04	--
Calor rechazado condensador	Q_{cond}	194,43	194,7	kW
Coeficiente de funcionamiento	COP	2,9	3,01	--
Eficiencia del recuperador	COP_{recup}	2,44	2,5	--

Análisis de resultados

El análisis termodinámico permite determinar el potencial de recuperación de calor que se puede utilizar para la producción de agua caliente sanitaria.

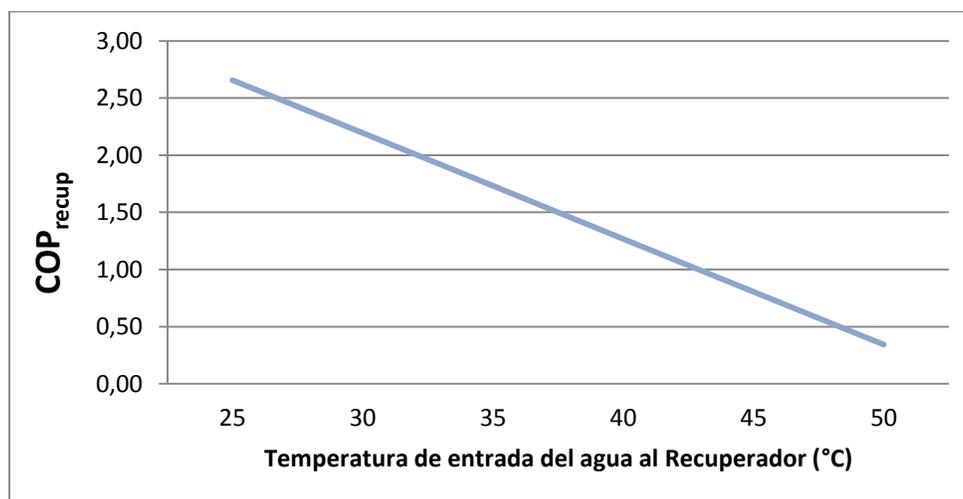


Figura 3.4 COP de recuperación de calor vs temperatura del agua de entrada

La figura muestra el comportamiento de la eficiencia de la recuperación de calor en el sistema. El efecto del funcionamiento del recuperador depende de las condiciones de operación, incluyendo temperatura ambiente, así como la temperatura de entrada del agua. Se puede apreciar como la capacidad térmica del recuperador disminuye al aumentar la temperatura del agua de entrada en el



mismo, lo cual está dado por la efectividad en la transferencia de calor del refrigerante al agua, la cual decrece al ser más elevada de temperatura de entrada del agua en este componente. Y como consecuencia el coeficiente de funcionamiento en la recuperación de calor disminuye en la misma medida. La eficiencia de la recuperación está en el orden de 2,44.

3.11 Cálculo de la eficiencia termodinámica del sistema combinado de climatización y producción de agua caliente sanitaria

Se propone en este trabajo un indicador de la eficiencia global del sistema combinado, considerando además del ciclo de refrigeración, el circuito de producción de agua caliente sanitaria. Este indicador hasta el momento no ha sido evaluado en los trabajos precedentes desarrollados en este tipo de instalaciones. El mismo se calcula según la ecuación 2.1 del capítulo 2.

$$\eta_{sistema} = \frac{Q_{enf} + Q_{recup}}{P_{ABS}}$$

Tabla 3.8 Parámetros para calcular la eficiencia global del sistema

Propiedad	Den.	Reg. Nominal	Reg. Parcial	Unidad
Entalpia agua caliente salida	h_7	251,18	251,18	kJ/kg
Entalpia agua caliente entrada	h_9	224,81	224,81	kJ/kg
Flujo másico agua caliente	$m_{H_2O\ 1}$	5,83	5,83	kg/s
Potencia absoluta consumida	P_{ABS}	62,95	61,2	kW
Resultado				
Eficiencia sistema combinado	η_{Sis}	5,34	5,8	--

La eficiencia del sistema refleja en diferentes condiciones de operación el efecto integrado de los procesos de transferencia de calor que tienen lugar en el compresor y en el recuperador como elementos definitorios en el proceso del calentamiento del agua sanitaria, lo que evidencia que el rendimiento del sistema a cargas parciales es superior para las instalaciones que recuperan el calor en este tipo de sistema, en condiciones de operación a cargas reducidas se justifica con mayor necesidad el uso de los recuperadores de calor para garantizar la temperatura requerida para el sistema de ACS.



3.12 Cálculo exegético por componentes

A partir del software Coolpack el diagrama de R-134 a y las tablas termodinámica, se busca la entalpía y la entropía de cada punto (diagrama 2.2), después se calcula la exergía de cada punto en el sistema, considerando los siguientes valores para el estado de referencia.

Presión de referencia= 1 bar

La temperatura de referencia es: $T_0 = 25^\circ\text{C} = 298\text{ K}$

$$h_0 = 410\text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 1,71\text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

La exergía del refrigerante sustituyendo los datos en las ecuaciones del capítulo II

$$E_1 = 1,35 * [(405,98 - 410) - 298 * (1,78 - 1,71)] = 33,5\text{ kW}$$

$$E_2 = 1,35 * [(452,6 - 410) - 298 * (1,8 - 1,71)] = 21,3\text{ kW}$$

$$E_3 = 1,35 * [(262,67 - 410) - 298 * (1,2 - 1,71)] = 6,27\text{ kW}$$

$$E_4 = 1,35 * [(258,17 - 410) - 298 * (1,19 - 1,71)] = 4,23\text{ kW}$$

$$E_5 = 1,35 * [(258,17 - 410) - 298 * (1,2 - 1,71)] = 0,2\text{ kW}$$

$$E_6 = 1,35 * [(393,30 - 410) - 298 * (1,72 - 1,71)] = 26,6\text{ kW}$$

Tabla 3.9 Resultados obtenidos para los puntos del 1 al 6

Puntos	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg * K)	Exergía (kW)
1	2,2	7,65	405,98	1,78	33,5
2	11,4	72,35	452,60	1,8	21,3
3	11,4	44,11	262,67	1,21	6,27
4	11,4	41,34	258,17	1,19	4,23
5	2,2	-7,35	258,17	1,2	0,2
6	2,2	-7,35	393,30	1,72	26,6

La exergía del agua caliente en el circuito primario (cerrado)

Considerando los siguientes valores para el estado de referencia.



Presión de referencia= 1 bar

La temperatura de referencia es: $T_0 = 25^\circ\text{C} = 298\text{ K}$

$$h_0 = 104,8\text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,36\text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

El flujo del agua caliente es: $m_{H_2O\ 1} = 5,83\text{ kg/s}$

$$E_7 = 5,83 * [(251,18 - 104,8) - 298 * (0,83 - 0,36)] = 36,85\text{ kW}$$

$$E_8 = 5,83 * [(251,18 - 104,8) - 298 * (0,83 - 0,36)] = 36,85\text{ kW}$$

$$E_9 = 5,83 * [(224,81 - 104,8) - 298 * (0,75 - 0,36)] = 22,1\text{ kW}$$

Tabla 3.10 Resultados obtenidos para los puntos del 7 al 9

Puntos	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg * K)	Exergía (kW)
7	1	60	251,18	0,83	36,85
8	1	60	251,18	0,83	36,85
9	1	53,7	224,81	0,75	22,1

La exergía del agua caliente en el circuito secundario (abierto)

El flujo del agua caliente es: $m_{H_2O\ 2} = 3,6\text{ kg/s}$

$$E_{10} = 3,6 * [(209,34 - 104,8) - 298 * (0,70 - 0,36)] = 11,6\text{ kW}$$

$$E_{11} = 3,6 * [(167,53 - 104,8) - 298 * (0,57 - 0,36)] = 0,54\text{ kW}$$

Tabla 3.11 Resultados obtenidos para los puntos 10 y 11

Puntos	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg * K)	Exergía (kW)
10	1	50	209,34	0,70	11,6
11	1	40	167,53	0,57	0,54

La exergía del agua a la entrada y salida del evaporador

El flujo de agua fría es: $m_{Agua\ fria} = 22\text{ kg/s}$

$$E_{12} = 22 * [(63,4 - 104,8) - 298 * (0,22 - 0,36)] = 7,04\text{ kW}$$



$$E_{13} = 22 * [(45,4 - 104,8) - 298 * (0,16 - 0,36)] = 4,4 \text{ kW}$$

Tabla 3.12 Resultados obtenidos para los puntos 12 al 13

Puntos	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg * K)	Exergía (kW)
12	1	15,1	63,4	0,22	7,04
13	1	10,8	45,4	0,16	4,4

La exergía del aire a la entrada y salida del condensador

Considerando los siguientes valores para el estado de referencia.

Presión de referencia= 1 bar

La temperatura de referencia es: $T_0 = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$

$$h_0 = 298,44 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 6,86 \text{ kJ/kg * K}$$

El flujo del aire es: $m_{\text{Aire}} = 62,4 \text{ kg/s}$

$$E_{14} = 62,4 * [(298,44 - 298,44) - 298 * (6,86 - 6,86)] = 0$$

$$E_{15} = 62,4 * [(313,55 - 298,44) - 298 * (6,91 - 6,86)] = 10,15 \text{ kW}$$

Tabla 3.13 Resultados obtenidos para los puntos 14 al 15

Puntos	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg * K)	Exergía (kW)
14	1	25	298,44	6,86	0
15	1	40	313,55	6,91	10,15

3.13 Eficiencia racional

Este criterio de evaluación se define como grado de perfección termodinámica, y difiere de las técnicas tradicionales de evaluación de procesos que se basan principalmente en dos principios:

1. Principio de conservación de la energía, a partir del cual se evalúa el funcionamiento del ciclo en base a coeficientes de funcionamiento ó de la eficiencia térmica.



2. Principio de comparación entre la razón entre flujos reales y teóricos, como por ejemplo: rendimiento mecánico, isoentrópico, volumétrico, etc.

Se define como la razón entre la exergía de salida y la de entrada, las que mediante las ecuaciones de balance exergético pueden expresarse en términos de irreversibilidades como:

$$\Psi = \frac{\sum \Delta E_{sal}}{\sum \Delta E_{ent}} = 1 - \frac{I}{\sum \Delta E_{ent}} \quad (Ec 3.2)$$

Dónde:

E_{sal} : Diferencia de la exergía a la salida.

E_{ent} : Diferencia de la exergía a la entrada.

I : Es la irreversibilidad.

Las eficiencias racionales de cada uno de los equipos principales del sistema se definen como:

Del compresor

$$\Psi_{Comp} = 1 - \frac{T_0(s_2 - s_1)}{W_{Comp}}$$

$$\Psi_{Comp} = 0,87$$

Del recuperador de calor

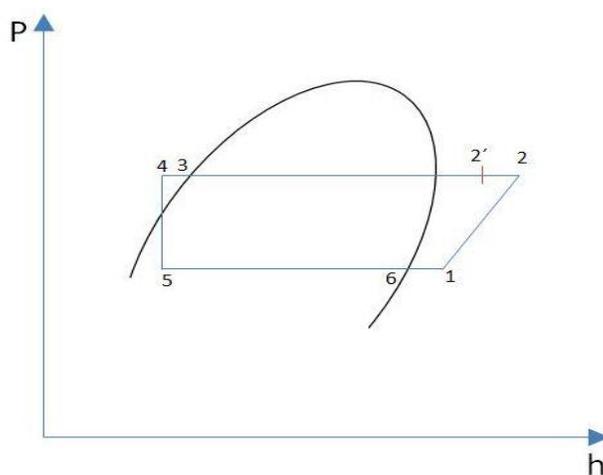


Figura 3.5 Diagrama presión v/s entalpía (p-h) para calcular la entalpía a al salida de recuperador (punto 2')



La entalpia del punto 2' se calcula de la siguiente forma:

$$h_{2'} = h_2 - \frac{Q_{Rec}}{m_{ref}}$$

$$Q_{Recup} = Q_{total} * \% Rec$$

$$Q_{Recup} = 194,4 * 0,2 = 38,88 \text{ kW}$$

$$h_{2'} = 452,60 - \frac{38,88}{1,35} = 423,8 \text{ kJ/kg}$$

$$E_{2'} = m_{ref} * [(h_{2'} - h_0) - T_0 * (s_{2'} - s_0)]$$

$$E_{2'} = 1,35 * [(423,8 - 410) - 298 * (1,72 - 1,71)] = 14,6 \text{ kW}$$

$$\Psi_{Recup} = \frac{Q_{Recup} \left[\frac{(T_0 - T_r)}{T_r} \right]}{E_{2'} - E_2}$$

Dónde:

Q_{Recup} : Es el flujo de calor intercambiado en el recuperador.

T_r : Es la temperatura del agua a la salida del recuperador.

$E_{2'}$ y E_2 : Son las exergías del refrigerante a la salida y entrada del recuperador.

$$\Psi_{Recup} = \frac{38,88 \left[\frac{(298 - 333)}{333} \right]}{14,6 - 21,3} = 0,6$$

Del condensador

$$\Psi_{Cond} = \frac{Q_{Cond} \left[\frac{(T_r - T_0)}{T_r} \right]}{E_{2'} - E_4}$$

Dónde:

Q_{Cond} : Es el calor rechazado en el condensador.

T_r : Es la temperatura del aire a la salida del condensador.

$E_{2'}$ y E_4 : Son las exergías a la salida y entrada del refrigerante en el condensador.



$$\Psi_{Cond} = \frac{194,43 \left[\frac{(313 - 298)}{313} \right]}{14,6 - 4,23} = 0,89$$

Del evaporador

$$\Psi_{Evap} = \frac{Q_{Frig} \left[\frac{(T_0 - T_r)}{T_r} \right]}{E_1 - E_5}$$

Dónde:

Q_{Frig} : Es el flujo de calor intercambiado en el evaporador.

T_r : Es la temperatura del agua a la salida del evaporador.

E_1 y E_5 : Son las exergías a la salida y entrada del refrigerante en el evaporador.

$$\Psi_{Evap} = \frac{135,13 \left[\frac{(298 - 283,8)}{283,8} \right]}{33,5 - 0,2} = 0,2$$

3.14 Modelo termoeconómico del sistema combinado de climatización centralizada y producción de agua caliente sanitaria

Las técnicas de análisis termoeconómico permiten calcular los costos de los flujos y productos de una planta con criterios físicos, encontrar alternativas de ahorro de energía, optimizar la operación, optimizar localmente subsistemas o equipos, realizar auditorías energéticas y contabilizar el impacto en insumo de las anomalías en la operación, entre otras. Para el modelo termoeconómico se determinan los costos capitales de cada uno de los equipos.



Tabla 3.14 Datos de entradas para el modelo

	Parámetros de operación	Den.	Valor	Unidades
1	Presión de succión	P_{suc}	2,2	bar
2	Presión de descarga	P_{desc}	11,4	bar
3	Grados de sobrecalentamiento	SC	15	°C
4	Grados de subenfriamiento	SE	3	°C
5	Temperatura de envío del agua helada (Set Point)	T_7	8,4	°C
6	Temperatura del agua de retorno al evaporador	T_9	15,1	°C
7	Temperatura del aire a la entrada del condensador	T_{14}	25	°C
8	Temperatura del aire a la salida del condensador	T_{15}	40	°C
9	Flujo de aire en el condensador	m_{aire}	62,4	Kg/s
10	Capacidad de refrigeración	Q	52	TR
11	Flujo de refrigerante	m_{ref}	1,35	m/s
12	Flujo de agua circuito primario de agua helada	m_{fria}	22	Kg/s
13	Flujo de agua circuito primario de agua caliente	m_{cal}	5,83	Kg/s
14	Flujo de agua circuito secundario de agua caliente	m_{cal2}	3,6	Kg/s
15	Temperatura de referencia	T_{Ref}	298	° K
16	Presión de referencia	P_{Ref}	1	bar
17	Rendimiento isentrópico del compresor	$\eta_{iso\ comp}$	0,79	--
18	Efectividad térmica del condensador	ε_{Cond}	0,58	--
19	Efectividad térmica del evaporador	ε_{Evap}	0,65	--
20	Efectividad térmica del recuperador	ε_{Rec}	0,51	--
21	Porcentaje de recuperación de calor	n	0,20	--
22	Tiempo de operación	t_{op}	5000	h/año
23	Vida útil de la instalación	N_y	10	años
24	Tasa de interés	I_R	15	%
25	Potencia de referencia	N_{Rcm}	100	kW
26	Exponente de relación de potencia	m_{cm}	1	--
27	Exponente de relación de eficiencia isentrópica	n_{cm}	0,5	--



Tabla 3.15 Propiedades termodinámicas de los flujos de trabajo a régimen nominal

Flujos	m (kg/s)	T (°C)	P (bar)	H (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	E (kW)
Refrigerante entrada compresor	1,35	7,65	2,2	405,98	1,78	33,5
Refrigerante salida compresor	1,35	72,35	11,4	452,60	1,8	21,3
Refrigerante salida recuperador	1,35	46	11,4	423,8	1,7	14,6
Refrigerante salida condensador	1,35	41,34	11,4	258,17	1,19	4,23
Refrigerante salida válvula	1,35	-7,35	2,2	258,17	1,2	0,2
Agua fría entrada condensador	22	15,1	1	63,4	0,22	7,04
Agua fría salida condensador	22	10,8	1	45,4	0,16	4,4
Agua caliente entrada recuperador (Circuito cerrado)	5,83	53,7	1	224,81	0,75	22,1
Agua caliente salida recuperador (Circuito cerrado)	5,83	60	1	251,18	0,83	36,85
Agua caliente entrada (Circuito abierto)	3,6	40	1	167,53	0,57	0,54
Agua caliente salida (Circuito abierto)	3,6	50	1	209,34	0,70	11,6
Aire entrada condensador	62,4	25	1	298,44	6,86	0
Aire salida condensador	62,4	40	1	313,55	6,91	10,15

3.14.1 Validación del modelo termodinámico

Se procede a comparar los resultados obtenidos por el modelo con datos reales de funcionamiento del “*chiller*” con el fin de determinar cualquier desviación del modelo respecto a la realidad. Esto permite validar la bondad del modelo de forma satisfactoria comparando las desviaciones del mismo con respecto a los valores reales, los cuales fueron medidos con instrumentos especializados para este tipo de equipos.

El diseño del funcionamiento del compresor está definido por parámetros como son trabajo de compresión, eficiencia isentrópica, eficiencia volumétrica, eficiencia racional, COP, entre otros.



Tabla 3.16 Resultados termodinámicos a régimen nominal. Comparación entre el modelo propuesto y valores reales de operación del sistema

Resultados	Modelo	Mediciones	Unidad	Variación
Temperatura en la succión del compresor	7,65	7,5	°C	2 %
Temperatura del gas a la salida del compresor	72,35	68,4	°C	5 %
Temperatura de condensación del refrigerante	44,11	45,9	°C	4 %
Temperatura entrada de la válvula de expansión	41,34	44,6	°C	8 %

La destrucción de exergía o irreversibilidad se calcula según la siguiente expresión

$$I_k = \sum_{e,k} E_i - \sum_{s,k} E_i \quad (Ec 3.3)$$

Compresor

$$I_{comp} = 33,5 - 21,3 = 12,2 \text{ kW}$$

Recuperador

$$I_{recup} = (21,3 + 22,1) - (14,6 + 36,85) = 8,05 \text{ kW}$$

Condensador

$$I_{cond} = 14,6 - (10,15 + 4,23) = 0,22 \text{ kW}$$

Válvula Expansión

$$I_{valv} = 4,23 - 0,2 = 4,03 \text{ kW}$$

Evaporador

$$I_{evap} = (0,2 + 7,04) - (4,4 + 33,5) = 30,66 \text{ kW}$$

Tabla 3.17 Resultados del análisis exergético y eficiencia racional a régimen nominal.

Equipo	Eficiencia racional	Irreversibilidad (kW)
Compresor	0,87	12,2
Recuperador	0,60	8,05
Evaporador	0,20	30,66
Condensador	0,89	0,22
Válvula Exp.	--	4,03

Como se observa en la gráfica 3.6, los componentes más irreversibles son el evaporador y el compresor. En el caso del compresor, debido a que se le



suministra energía de alta calidad (exergía), que luego es transferida al refrigerante, y por el aumento de la presión y la temperatura que ocurre en el proceso de compresión, tiene una mayor influencia el efecto de la variación de la entropía, lo que hace al proceso más irreversible.

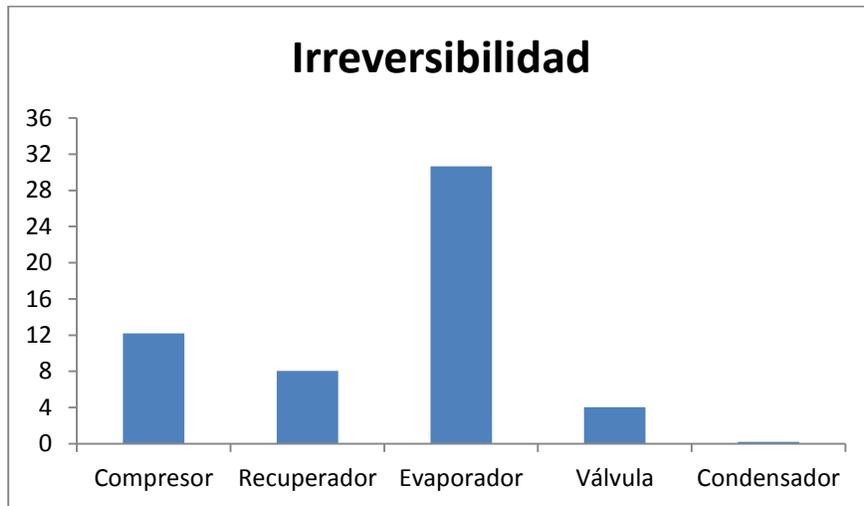


Figura 3.6 Irreversibilidades por componentes

En el caso del evaporador, por tratarse de un equipo intercambiador de calor donde ocurre un proceso de cambio de fase del refrigerante de estado líquido a vapor, al reducir la temperatura del agua helada aumenta su exergía producto del incremento sensible de la entropía (la mayor variación en todo el ciclo), siendo esta propiedad la que da una idea del desorden del sistema, lo que provoca una mayor irreversibilidad.

El condensador, es el elemento menos irreversible en el sistema, por tanto su funcionamiento se basa en devolver a la sustancia de trabajo a las condiciones más favorables en su estado inicial. De manera similar ocurre en el recuperador de calor al producirse el sobrecalentamiento del gas por la reducción de su temperatura.

Por su parte el mecanismo de expansión tiene la particularidad de que en él ocurre una caída de presión y por tanto de su temperatura, llevando el refrigerante de un estado con un alto potencial energético a otro de menor calidad sin la realización de trabajo útil, lo que representa una pérdida exergética tecnológicamente no aprovechable, pero sobre la cual no se puede incidir.



3.14.2 Determinación de los costos de operación por componentes

Los costos de referencias de los equipos que conforman el sistema se muestran en la tabla 3.18.

Tabla 3.18 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
Válvula Exp.	(Zr4)	37,00 \$/kW
Evaporador	(Zr5)	1500,00 \$/kW

Costo capital de cada equipo

Compresor

El costo capital del compresor se calcula según la ecuación 2.28

$$Z_{com} = 12000 * \left(\frac{21,3}{100}\right) \left[\frac{0,79}{(0,9 - 0,79)}\right]^{0.5} = \$ 6850$$

Recuperador

El costo capital del recuperador se calcula según la ecuación 2.29

$$Z_{rec} = 1200[14 \cdot (-\ln(1 - 0,51))] \cdot \left(\frac{36,85 + 21,3}{298}\right) = \$ 2338,54$$

Este mismo procedimiento es seguido para la determinación de los costos del condensador y el evaporador, se calcula según la ecuación 2.34.

Condensador

$$Z_{cond} = 900 \cdot \left[\frac{53,35 - 15}{\ln\left(\frac{53,35}{15}\right)} \cdot (-\ln(1 - 0,58))\right] \cdot \left(\frac{4,23 + 10,15}{298}\right) = \$ 1138,7$$

Evaporador

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



$$Z_{evap} = 1500 \cdot \left[\frac{15 - 4,3}{\ln\left(\frac{15}{4,3}\right)} \cdot (-\ln(1 - 0,65)) \right] \cdot \left(\frac{4,4 + 33,5}{298} \right) = \$ 1715,14$$

Mecanismo de expansión

El costo del mecanismo de expansión se calcula según la ecuación.

$$Z_{mec} = 37 \cdot 0,2 = \$ 7,4$$

La ecuación para el coste de los equipos por unidad de tiempo viene dada por la siguiente expresión:

$$Z_i = \frac{a\varphi}{N} Z_i \quad (Ec 3.4)$$

Donde:

Z_i: precio de compra del equipo (\$)

a: Factor de amortización anual, considerando tiempo de vida útil en años.

φ: Factor de mantenimiento (6%)

N: Número de horas de operación al año. (Considerando 5000 horas.)

El coste de la energía se puede determinar en función de la razón entre potencia consumida por el compresor y el rendimiento por el precio de la energía eléctrica, según la expresión 3.5.

$$C_{en} = C_i \cdot \frac{N_{Comp}}{\eta_e} \quad (Ec 3.5)$$

$$C_{en} = \frac{10\$}{GJ} \cdot \frac{62,95 \frac{kJ}{s}}{0,9} \cdot 10^{-6} = 699,44 \cdot 10^{-6} \$/s$$

El costo exergético del sistema integrado de climatización centralizada con producción de agua caliente está dado por la siguiente expresión:

$$C_{total} = \frac{\sum_{i=1}^n a_c \cdot Z_n + C_{en} \cdot N_C}{E_{ah} + E_{acs}} \quad (Ec 3.6)$$



Donde E_{ah} y E_{acs} son las exergías de los productos finales del sistema, agua helada para el servicio de climatización centralizada del hotel, y agua caliente sanitaria para consumo.

3.14.3 Resultados del análisis económico

Cuando evaluamos los costos económicos es necesario calcular dos tipos de datos. Por una parte es necesario considerar el coste de los equipos, teniendo en cuenta los costes de amortización y mantenimiento y por otra parte el coste del fuel consumido (energía eléctrica) (Torres Cuadra & Valero Capilla, 2007). Los costes del equipamiento se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3.19 Costos económicos de los equipos

Equipo	Z(\$)	Z(\$/h)
Compresor	6850	144
Recuperador	2338,54	14,4
Condensador	1138,7	10,8
Evaporador	1715,14	18
Válvula Exp.	7,4	0,44

De los componentes del sistema el compresor constituye el elemento de mayor peso, pues es el de mayor consumo energético y este elemento es relativamente costoso con respecto al resto. Para el caso analizado se evalúa el comportamiento del costo total del sistema en función del rendimiento y potencia de compresión. No se tienen en cuenta variaciones de otros parámetros de operación del sistema.

Al analizar los resultados se obtiene que un aumento del rendimiento del compresor trae consigo un aumento del costo exergético del sistema, tomando como restricción que el resto de los componentes no sufren modificaciones.

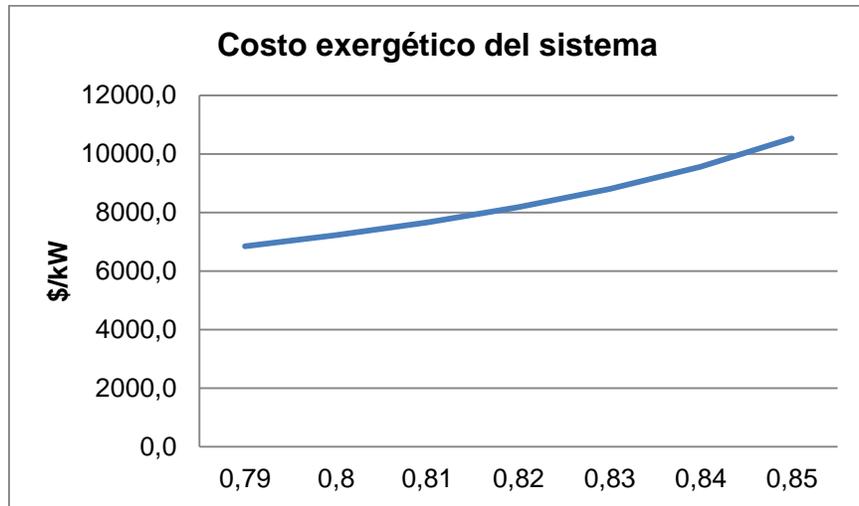


Figura 3.7 Influencia de la eficiencia del compresor en el costo exerético del sistema.



3.15 Conclusiones parciales

1. A través de los cálculos efectuados para la determinación del coeficiente de funcionamiento (COP) para ambos regímenes de trabajo, se puede observar que para régimen parcial es mayor con un 3,01 mientras que para el otro régimen es de 2.9 siendo este último inferior, producto de un menor efecto refrigerante para este régimen.
2. Los resultados de los cálculos efectuados para determinar el indicador de eficiencia global del sistema (η_{sit}) para los diferentes regímenes de trabajo, dan como resultado un 5,34 para régimen nominal y un 5,8 para régimen parcial, aunque para la recuperación de calor las presiones de trabajo son iguales en ambos regímenes, este último es superior ya que la capacidad de refrigeración para ese caso es mayor.
3. Las variaciones de temperaturas entre las mediciones realizadas y los resultados obtenidos por el modelo da al traste con que los equipos con mayores porcentos de variaciones son el compresor y la válvula de expansión, en el caso del compresor a la salida y en caso de la válvula en la entrada, esto transcurre de esta manera ya que estos componentes son los encargados de regir la temperatura en ciclo y por consiguiente son los que más sufren la variación de este parámetro.



Conclusiones Generales

1. En el trabajo realizado se puede observar que la estructura de consumo energético en el sector hotelero representa su mayor partida en los sistemas de climatización centralizada, así como en la producción de agua caliente sanitaria (ACS). Estos consumos pueden representar alrededor del 65 % para climatización y entre un 15 y 25 % para ACS respecto al consumo total de la edificación. Debido a este elevado consumo se deben aplicar estrategias operacionales en estos sistemas en aras de encontrar un incremento de la eficiencia de los mismos, una práctica habitual es la utilización de recuperadores del calor residual en la descarga del compresor.
2. Se desarrolló un modelo en estado estacionario para el sistema combinado de climatización centralizada y producción de agua caliente sanitaria, donde se analizan las características del sistema con recuperación de calor sensible del gas refrigerante a la salida del proceso de compresión, y se determina la eficiencia de la recuperación de calor del sistema, indicador poco utilizado para evaluar este tipo de instalaciones.
3. Para ambos regímenes de explotación del sistema se calcula la capacidad de la recuperación de calor, se estudia el comportamiento de la variación del COP ante una variación de la temperatura del agua de entrada al recuperador para el régimen nominal, además se propone un indicador global para el sistema combinado, dando como resultado 5,34 para régimen nominal y 5,8 para régimen parcial este indicador tiene en cuenta el trabajo realizado por el compresor además de contener intercambio térmico en el recuperador de calor, este indicador de eficiencia energética da la posibilidad de tener una mejor información en cuanto al comportamiento del sistema de una forma mas general.
4. El análisis de destrucción de la exergía permite identificar que los componentes más irreversibles son el evaporador y el compresor, representando el 77,7 %



del total de las irreversibilidades del sistema, por tanto son los componentes con mayor posibilidad de incidir sobre ellos para obtener un mejor comportamiento y por consiguiente un menor costo de operación.



Recomendaciones

1. Continuar con el estudio iniciado en este trabajo y profundizar en la aplicación de métodos de optimización termoeconómicos para futuras investigaciones.
2. Determinar el costo exergético de las corrientes que interviene en el sistema para la determinación de indicadores termoeconómicos.
3. Aplicar el estudio realizado a otros regímenes de operación del sistema.



Bibliografía

Agencia Provincial de la Energía de Alicante. (2009). Guía de Ahorro y Eficiencia Energética en Establecimientos Hoteleros de la Provincia de Alicante.

Agencia Valenciana de la Energía (AVEN). (2005). Guía de Ahorro y Eficiencia Energética en Establecimientos Hoteleros de la Comunidad Valenciana. Recuperado a partir de <http://www.aven.es>

Akeino Reid, M. D. (2009). *EVALUACIÓN DE ESTRATEGIAS FÍSICO-ESTRUCTURALES DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA* (Tesis Grado). Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba. Recuperado a partir de <http://isearch.avg.com/cid>

Alfaro Cabrera, Y. (2010). *Procedimiento para la selección de la estrategia físico estructural que garantice mínimo consumo del sistema de climatización centralizada por agua helada del Hotel Jagua*. Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.

Álvarez Guerra, M., Rodríguez Santos, O., Fernando Fariñas Pino, M., & Sánchez Ávila, J. L. (s. f.). *TEMAS AVA*

NZADOS DE REFRIGERACIÓN Y CLIMATIZACIÓN. UNIVERSO SUR
Universidad de Cienfuegos.

Alwin, S., & Edgar, I. (2012). *Análisis de Alternativas de Producción de Agua Caliente Sanitaria en Instalaciones Hoteleras y Propuesta de Mejoras de su Eficiencia Energética*. (Tesis Maestría). Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.

Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), & Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2010). Guía técnica de ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización.

Borggiano Mikulenka, N. J. (2010). *Evaluación de potenciales de ahorros técnicos de exergía en sistemas centralizados de climatización por agua helada*. (Tesis Grado). Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.



Cabrera Gorrín, O. (2010). Reflexiones sobre el consumo energético en el sector hotelero cubano. Universidad de Cienfuegos, Cuba.

Cabrera Gorrín, O., Borroto Nordelo, A., Monteagudo Yanes, J., Carlos Pérez Tello, C., & Campbell Ramírez, H. (s. f.). Indicadores de eficiencia energética en hoteles turísticos en Cuba. Recuperado a partir de <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Ecosolar/Ecosolar06/HTML/articulo05.htm>

Cabrera Gorrin, O., & Pérez Dorta, Y. (2015). Reflexiones sobre el consumo energético en el sector hotelero cubano.

Cebeira Canedo, M. (2006). *Determinación de las cargas de enfriamiento del Hotel Jagua eón función de variables climatológicas y constructivas*. Universidad Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.

Christian Jacobs, F. (2007). *Estrategias de Operacion del Sistema de Climatización Centralizada por Agua Helada de Hotel Jagua*. (Tesis Grado). Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.

Cuza Pacheco, V. H. (2008). *Estrategia de Operación del Sistema del Clima Centralizado y de Ocupación del hotel Jagua para reducir los consumos energéticos*. Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.

De Armas, J. C. (2008). *Optimizacion termoecónomica de un sistema de climatización en la etapa del diseño conceptual*. Universidad Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.

Domínguez García, M. (2011). Los materiales de cambio de fase en la climatización de hoteles. ICTAN, Espana.

Espín Pérez., M. (2012). *Análisis de estrategias para el almacenamiento de frío y su efecto en el comportamiento energético de los sistemas de climatización centralizados. Caso de estudio hotel Jagua*. (Eficiencia energética). Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.

Fernández Pizat, J. F. (2012). Disminución del consumo energético en los sistemas de climatización de hoteles cubanos. Recuperado a partir de <http://www.calleb.cult.cu/index.php/pretextos>



Frangopoulos, C. A. (2007). Application of thermoeconomic Functional Analysis to the CGAM Problem.

García Fernández, D. (2005). *Análisis de la Influencia de Factores Climatológicos y Alternativas Operacionales en el Consumo Energético de los Sistemas Centralizados de Climatización por Agua Helada* (Tesis Grado). Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.

González García, J. M. (2009). Sistema de gestión integrada de servicio energético. Gestión de hoteles, 19.

González Sánchez., J. F. (2013). «Estudio Energético del Sistema de Climatización Centralizado del Hotel La Unión». Universidad de Cienfuegos, Cuba. Recuperado a partir de <http://www.worldcatlibraries.org/registry>

Guía Para la Prevención de la Legionella en Instalaciones. (2011). Recuperado a partir de www.laprevencion.com/prevencion

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. (2007). Guía técnica sobre procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire.

Kunxiong Tan, S. D. (2008). Asimulation study on a water chiller complete with a desuperheater and a reversibly used water cooling tower (RUWCT) for service hot water generation, 11.

Lapido Rodríguez, M., Meriño Stand, L., Montelíer Hernández, S., Álvarez Guerra, M., & Delgado Castillo, J. (2002). Consideraciones sobre Refrigerantes y Cargas Térmicas. Universidad de Cienfuegos «Carlos Rafael Rodríguez».

La Revolución Energética. Resultados y Perspectivas. (2008).

LEE, A., & JONES, J. W. (2010). THERMAL PERFORMANCE OF A RESIDENTIAL DESUPERHEATER/WATER HEATER SYSTEM.

López, L. (2006). *Predicción del consumo energético del Hotel «Jagua» aplicando la simulación termodinámica y la inteligencia artificial* (Tesis Maestría). Universidad Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.



Lozano, M. A., & Valero, A. (2006). Los balances de energía, entropía, exergía y energía libre. Métodos para el diagnóstico de instalaciones industriales.

Masqueaire. (2013). La eficiencia energética, un aspecto a tener en cuenta. Madrid, España. Recuperado a partir de <http://www.masqueaire.com>

Montelíer Hernández, S. (2008). *REDUCCIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA EN INSTALACIONES CON SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADOS TODO-AGUA A FLUJO CONSTANTE* (Tesis Doctorado). Cienfuegos.

Montelíer Hernández, S., Borroto Nordelo, A., De Armas Teyra, M., & Gómez Sarduy, J. R. (2010). Estrategias operacionales para el ahorro de energía en sistemas centralizados de climatización por agua helada de hoteles turísticos. Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente. (CEEMA). Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Cuba.

Petit Jean, M. L. (2006). *Procedimiento de cálculo basado en costos exergoeconómicos ambientales para la evaluación de un sistema de refrigeración por absorción* (Tesis Doctorado). Universidad Central "Martha Abreus" de las villas, Facultad de Mecánica, Cuba.

Polaino De Los Santos, L. (1986). *Instalaciones de climatización* (Roberto Fonte Martín.). ISPJAE.

Programa de estudios e investigaciones en energía para la sociedad alemana para la cooperación técnica (GTZ). (2005). Estudio de las relaciones entre la eficiencia energética y el desarrollo económico, 25.

Salcedo Cabo, V. M. (2011). Influencia del estudio de la tecnología de vacío en Tubos sobre la eficiencia para el calentamiento de Agua usando la energía solar.

TECNECLIMA. (2009). Climatización y Eficiencia Energética, 15.

Torres Cuadra, C., & Valero Capilla, A. (2007). Curso de doctorado termoeconomía.

Triana Cordovi, J. (2009). La economía cubana 1999.

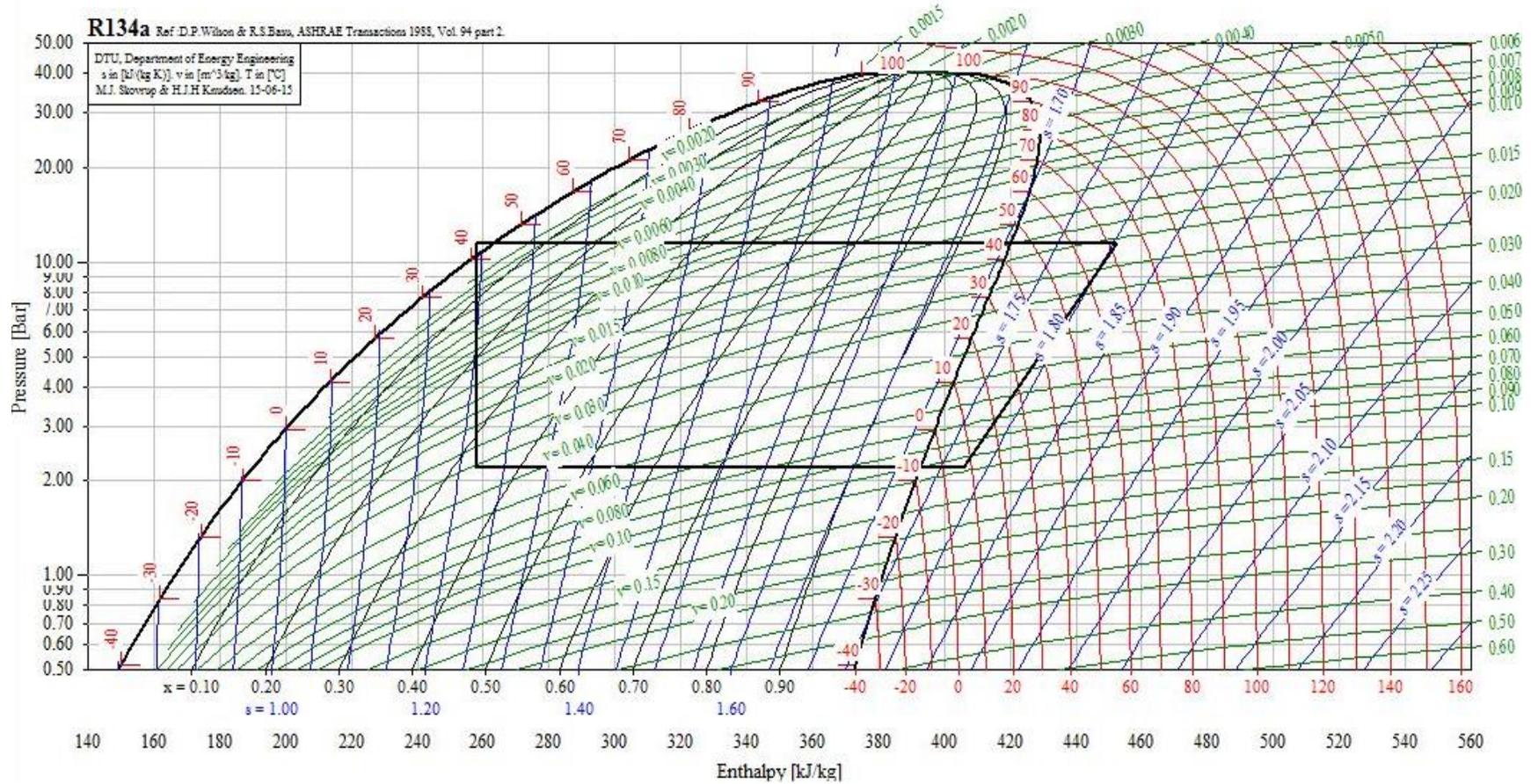


- Tsatsaronis. (2009). *Thermoeconomics Analysis of a Combined Cycle Power Plant*. Electric Power Research Institute: Palo Alto, USA.
- Valdivia Nodal, Y., Alwin, S., Ivan Edgar, I., Lapido Rodríguez, M., & Álvarez Guerra, M. (2012). Alternativas de producción de agua caliente sanitaria en sistemas de climatización centralizada, 9.
- Valdivia Nodal, Y., Lapido Rodríguez, M., & Gómez Sarduy, J. R. (2012). Optimización de sistemas centralizados de agua helada en la etapa prematura del diseño comercial. Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente. (CEEMA). Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Cuba.
- Valero, A. (2006). La valoración económica en base exergética.
- Valero, A., & Guallar, J. (2008). El punto de Encuentro entre la Termodinámica y la Economía.
- Woodcock, R. (2007). Part-Load control strategies for packaged rooftop units. Carrier Corporation, USA.
- YOUSSEF KHALIL, D. (2007). *Análisis termodinámico para la producción de Agua Caliente Sanitaria en los sistemas de climatización centralizada* (Tesis Grado). Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.
- Yumrutas, R. M. (2009). Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems.



Anexos

Anexo 1 Diagrama PH obtenido por el software Coolpack para régimen nominal





Anexo 2 Diagrama PH obtenido por el software Coolpack para régimen parcial

