

**REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA.**



**DIPLOMA
CENTRO ESTUDIO DE ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE (CEEMA)**

TÍTULO: 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.

AUTOR: Mario Espín Pérez.

Tutores: Dr.C. José P. Monteagudo Yanes.

MSc. Boris Vega Lara.

Consultante: MSc. Milagro Montesino Pérez

AÑO 54 DE LA REVOLUCIÓN

Curso 2011-2012.

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos, como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica; autorizando a que el mismo sea utilizado para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total, y además no podrá ser presentado en eventos ni publicado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del Autor

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

Información Científico – Técnica
Firma

Firma de Vicedecano

Firma de Tutor

Sistema de Documentación de Proyecto

“Mas tarde o temprano, la teoría siempre es asesinada por la práctica.”

Einstein

AGRADECIMIENTOS

- *Muy en especial a mis padres porque sin ellos no sería lo que hoy soy, ni lo que seré en la vida.*
- *A mi hermano, a Yenifer por haberme soportado en estos largos meses.*
- *A Pepe Monteagudo que siempre puso a mi disposición su sabiduría, experiencia y ayuda en todo momento.*
- *A Boris por mostrarme el camino y abrirme las puertas en el desarrollo de este proyecto, que hasta este momento ha sido el más importante de mi vida.*
- *A Milagros Montesinos por haberme ayudado incondicionalmente.*
- *A mis compañeros de aula Omar, Pepe, Amed, el Canela, al coronel Olivera, el Flaco, al niño, a Guao, Braulio y a todos los demás que de verdad los quiero mucho.*
- *Y aquellas personas a las cuales no olvidaré y que significaron mucho en mi vida como universitario. A todos.*

MUCHAS GRACIAS.

DEDICATORIA

- *A quien me dio la vida, y me ha enseñado a conducirme en ella con todo el amor del mundo, mi mamá.*
- *A mi papá, que también ha sabido guiarme y de quién heredé las ganas de trabajar y seguir adelante con mis proyectos sin mirar atrás.*
- *A mis tutores que me brindaron las herramientas para llevar a cabo esta investigación.*
- *A mi familia lajera que siempre voy a tener en el corazón, a mi abuela y a mis otros abuelos que no conocí y que de seguro los hubiese querido mucho.*
- *Todas aquellas personas que han dado un pedacito de sí para contribuir al desarrollo de este trabajo y saben que le estaré agradecido por siempre.*

RESUMEN

El desarrollo de este proyecto se basa en el estudio de los esquemas térmicos usados para el acondicionamiento de aire, búsqueda de confort habitacional e incremento de la eficiencia energética en los hoteles con clima tropical, a partir del almacenamiento de energía térmica. Inicialmente se hace una introducción a la climatización, definiciones, principios, métodos de cálculo y posibilidades actuales para almacenamiento de energía térmica. Dando continuidad al estudio del caso, donde se realizan los análisis energéticos, cálculo térmico de la edificación, construcción del perfil de carga térmica del hotel, implementación del tanque para el almacenamiento de energía térmica y el análisis de factibilidad que caracteriza la ejecución de este tipo de sistema en el hotel Jagua, constituyendo uno de los principales avances en el desarrollo de tecnologías eficientes para la climatización en el sector del turismo.

ABSTRACT

The development of this project is based on the study of thermal schemes used for air conditioning, comfort seeking housing and increased energy efficiency in hotels with a tropical climate, from the thermal energy storage. Initially, an introduction to the air conditioning system, definitions, principles, calculation methods and current possibilities for thermal energy storage. Continuing the case study, where they perform energy analysis, thermal calculation of the building, construction of thermal load profile of the hotel, implementation of the tank for the storage of thermal energy and the feasibility analysis that characterizes the performance of this type system in the hotel Jagua, constituting one of the major advances in the development of efficient technologies for air conditioning in the tourism sector.

Key word:

Cooling water system

Thermal energy storage

Thermal load profile

Air conditioning system

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	9
CAPÍTULO I: Tendencias, esquemas y términos eficientes en el acondicionamiento de aire para la Hotelería.	11
1.1 Características de los esquemas térmicos en la hotelería.....	11
1.1.1 Indicadores Energéticos fundamentales.	12
1.2 Sistemas de acondicionamiento de aire. Climatización.	13
1.2.1 Principales características de los sistemas centralizados instalados en la hotelería cubana.....	14
1.3 Estrategias para incrementar la eficiencia de los sistemas centralizados del tipo todo-agua a cargas parciales. Reducción del sobredimensionamiento.	15
1.3.1 Sistema todo-agua. Elevar los indicadores de eficiencia	16
1.4 Sistemas centrales para clima, sobredimensionamiento.	17
1.5 Modelación de las cargas térmicas en el cálculo de los sistemas de climatización.....	18
1.6 Modelos y métodos matemáticos obtenidos para la determinación de las cargas térmicas.	20
1.6.1 Modelos matemáticos	22
1.6.2 Simulación térmica de edificaciones.	28
1.7 Características de los sistemas de acumulación de frío y su aplicación en la hotelería.	29
1.7.1 Sistemas de acumulación de frío	29
1.7.2 Estrategias de control operacional. Beneficios.....	33
1.7.3 Tecnología de los dispositivos de almacenamientos	34
Conclusiones parciales del capítulo.	37
CAPÍTULO II: Estudio de caso. Modelado de cargas térmicas para el hotel Jagua.....	38
2 Caracterización Energética del hotel Jagua.....	38
2.1.1 Determinación del consumo histórico de electricidad.....	39
2.1.2 Desglose de cada sistema consumidor del hotel en función del consumo de electricidad.....	41
2.1.3 Estratificación de los consumos eléctricos del sistema de climatización	41

2.2 Simulación térmica. Parámetros y características constructivas del hotel Jagua.....	42
2.3 Localización geográfica y características climatológicas.....	43
2.4 Cálculo de la carga térmica, hotel Jagua.....	44
2.4.1 Simulación con TRNSYS	44
2.4.2 Definición de las zonas térmicas. Habitación Tipo	45
2.5 Correspondencia de la ocupación habitacional con el consumo energético medido.....	51
2.6 Requerimientos del servicio eléctrico. Costos.	53
2.7 Costos del consumo energéticos en los tres horarios.	53
2.7.1 Precios de las tarifas eléctricas.....	54
2.8 Análisis del costo de la energía al ser desplazado el consumo al horario de la madrugada para almacenamiento de agua fría.	55
Conclusiones Parciales.	56
Capítulo III: Análisis del esquema térmico. Propuesta de mejora.	57
3 Características y análisis crítico del esquema térmico del hotel.....	57
3.1 Sobredimensionamiento del sistema.....	60
3.2 Propuesta de mejora térmica.....	62
3.2.1 Modo de funcionamiento de la instalación con tanque de agua fría.....	63
3.3 Principales características del sistema de almacenamiento de frío.....	64
3.3.1 Selección del tiempo para la carga y descarga del sistema	65
3.3.2 Capacidad y selección del volumen de almacenamiento.....	66
3.3.3 Estrategias de operación.....	67
3.4 Análisis funcional del sistema de almacenamiento.....	69
3.4.1 Modelo de carga térmica.....	69
3.4.2 Descripción del modelo del bay pass.....	72
3.4.3 Modelo dinámico del tanque de almacenamiento	73
3.5 Estimación de la potencia de frío en función de las estrategias de operación.....	81
CONCLUSIONES.....	86
RECOMENDACIONES	87
BIBLIOGRAFÍA	88
ANEXOS	91

INTRODUCCIÓN

Debido al incremento de la demanda energética global y los problemas medio ambientales a ello asociado surge la necesidad de encontrar soluciones al problema del consumo eléctrico. Diferentes estudios indican que el consumo de energía en los edificios representa el 40% del consumo energético mundial, asociando más del 60% de este consumo a los sistemas de climatización (Pérez Tello, 2003).

En Cuba, los hoteles de las cadenas hoteleras Cubanacán, Gran Caribe, Islazul y Horizonte, los indicadores de eficiencia energética alcanzan valores que oscilan del 8 al 16 % de los gastos, y pueden llegar hasta el 20 % dependiendo de su infraestructura y los niveles de comercialización (Cuza, 2010).

Los objetivos y aplicaciones de la refrigeración son muy variados, abarcando desde la climatización de espacios a temperaturas de 20 ó 25 °C, hasta la producción de frío a bajas temperaturas para la conservación de alimentos en cámaras frigoríficas a -30 °C. Se acostumbra llamar climatización a aquellas aplicaciones que trabajan a temperaturas algo inferiores a las ambientales, y refrigeración a las que trabajan a temperaturas mucho más bajas, normalmente desde + 10 °C hasta - 25 °C, o más bajas, en ambos casos los principios termodinámicos que se aplican son los mismos. Estos sistemas promovidos por la necesidad del ahorro de energía eléctrica y reducción de los costos se ven obligados a incorporar diferentes estrategias de operación en función de las características propias del sistema.

El propósito del almacenamiento de energía térmica en sistemas de acondicionamiento de aire consiste en la acumulación de energía en un horario determinado, para utilizarlo en otro diferente, constituyendo lo que se denomina volante térmico. Estos sistemas utilizan generalmente piscinas o tanques de agua físicamente muy grandes que incrementan los costos iniciales de la instalación pero proporcionan una disminución considerable de los consumos y el costo monetario de la energía en la operación. Aumentan la eficiencia energética y logran reducir cuantitativamente el sobredimensionamiento actual de los sistemas instalados para ofrecer confort habitacional en las instalaciones hoteleras.

Problema

Los hoteles turísticos son altos consumidores de energía a consecuencia de los sistemas de climatización y las formas tradicionales de explotación no posibilitan lograr los indicadores de comportamiento energéticos establecidos por las cadenas hoteleras.

Hipótesis

El uso de dispositivos de almacenamiento de energía por agua helada debe contribuir a mejorar el comportamiento energético de los sistemas de climatización centralizados.

El **Objetivo General** del presente trabajo es por lo tanto, realizar un estudio de factibilidad de los sistemas de almacenamiento de agua helada para promover alternativas de mayor eficiencia energética en las redes hoteleras.

Objetivos Específicos:

- 1- Sintetizar las tendencias actuales de mejoras de los esquemas térmicos de hoteles turísticos.
- 2- Simular las cargas térmicas del hotel y comprobar su exactitud con las mediciones eléctricas del chiller.
- 3- Evaluar la eficiencia de funcionamiento del actual esquema térmico.
- 4- Valorar la factibilidad de un sistema de almacenamiento de energía aplicado al hotel Jagua.

CAPÍTULO I: Tendencias, esquemas y términos eficientes en el acondicionamiento de aire para la Hotelería.

Introducción.

Hoy, el desarrollo de los sistemas de almacenamiento de energía (*Thermal Energy Storage*; TES) es considerado como una tecnología adelantada de energía (Dincer, 2002). El uso de estos sistemas ha estado atrayendo interés creciente en varias aplicaciones térmicas, por ejemplo calefacción activa, pasiva y solar, calentamiento de agua, enfriamiento y acondicionando de aire. También, los TES son actualmente identificados como la tecnología de almacenamiento más económica para construir sistemas de calentamiento y enfriamiento de agua para el confort habitacional del sector hotelero.

1.1 Características de los esquemas térmicos en la hotelería.

Las redes hoteleras son unidades prestadoras de servicio para el sector del turismo. Los hoteles presentan características propias debido a su arquitectura, ubicación geográfica y cultura social. Estos deben presentar condiciones de confort óptimos acorde a su política de hospedaje.

Cada hotel implementa determinados sistemas térmicos para crear condiciones óptimas de confort con el objetivo de prestar el mejor servicio a sus visitantes. Específicamente estos se usan con dos propósitos básicos; generar calor para la elaboración de alimentos, calentamiento de agua sanitaria y condiciones de confort. La energía a bajas temperaturas se utiliza para la conservación de víveres y acondicionamiento de aire, fundamentalmente para climatizar un local.

Los esquemas térmicos para implementar estas condiciones varían en dependencia de las necesidades económicas y los objetivos específicos del hotel. Los principales sistemas son creados para el trabajo en función del consumo. Se trata siempre que los índices de consumo disminuyan y que los equipos que intervienen trabajen eficientemente.

En la hotelería, la producción de frío en función de la climatización, se utilizan entre otras, unidades centralizadas que enfrían un fluido el cual es bombeado para todas las habitaciones y locales del hotel.

El agua caliente se genera por calentadores, mediante quemadores a gas, calentadores solares, sistemas de vapor, entre otros.

Para disminuir los costos de producción y aumentar la eficiencia energética en el acondicionamiento de aire y el calentamiento de agua, se utilizan esquemas térmicos que trabajen en conjunto.

Es decir, los sistemas de clima tradicionales trabajan a partir de la compresión de vapor, o sea, un compresor hace circular el refrigerante por el sistema, a la salida de este se instala un intercambiador para absorber el calor, disminuyendo la temperatura del refrigerante y utilizando el calor ganado para el calentamiento de agua, así se combinan dos circuitos con diferentes propósitos, apoyándose uno del otro y mejorando las condiciones térmicas e incrementando la eficiencia energética de la instalación.

1.1.1 Indicadores Energéticos fundamentales.

Los sistemas de compresión de vapor en su totalidad se diseñan bajo condiciones preestablecidas, para las cuales su funcionamiento debe ser eficiente o al menos óptimo. Para esto cada sistema es valorado rigurosamente con el objetivo de alcanzar valores de consumos bajos y parámetros que sean lo más eficiente posible. Cada sistema en función de sus características propias es evaluado a partir de los diferentes parámetros que cuantifican la calidad de su operación. Por ejemplo: En dependencia del refrigerante que utiliza se evalúa y se determina su efecto para establecer la capacidad de refrigeración, se cuantifica el trabajo realizado por el compresor para determinar la potencia teórica y la real demandada. En función de la capacidad volumétrica, se establece la relación de compresión. Se muestra cuantitativamente el calor rechazado y absorbido, para hallar el coeficiente de comportamiento COP, EER, SEER, etc. (M. Lapido, 2007), (S. Montelier, 2008), (A. Borroto, 2002).

En resumen, estos sistemas de compresión de vapor se califican a partir de su eficiencia energética, partiendo de la carga frigorífica que puede vencer el sistema en función del consumo de potencia eléctrica. Esto se puede verificar además por el índice de consumo, que reflejando la potencia consumida en KW por cada tonelada de refrigeración, (M. G. Plasencia, 2007).

Otros conceptos surgen a la hora de evaluar rigurosamente un sistema de compresión de vapor y una instalación completa. Ver un sistema como un todo,

donde cada componente es el resultado del funcionamiento del otro es fundamental para obtener realmente cuáles pudieran ser las cualidades de nuestra instalación a la hora de valorarlos (J. Carlos, 2008).

La utilización de simuladores para desarrollar estudios dinámicos con el objetivo de encontrar modelos matemáticos que describan el comportamiento de los sistemas reales, se ha generalizado mucho en nuestros días (S. Montelier, 2010) (L. Hernández, 2006). Ver las respuestas de nuestro sistema a entradas variables en el tiempo nos permitirá optimizar diseños y estrategias de operación en tiempo real, haciendo cada vez más eficientes estas instalaciones.

1.2 Sistemas de acondicionamiento de aire. Climatización.

Los sistemas de climatización que más se conocen o por lo menos, los que más se comercializan en la actualidad se dividen en 2 grupos: sistemas de clima localizados, de ventana o de tipo *split*, y los sistemas de clima centralizados, en los que se concentra la generación de un fluido a baja temperatura, el cual se distribuye a los locales a climatizar. Estos sistemas se dividen en: todo-aire, aire-agua y todo-agua (sistemas de agua helada).

Recientemente en el campo de los sistemas de acondicionamiento de aire se implementan nuevas soluciones que van encaminadas al mejoramiento de la eficiencia energética y la reducción de las necesidades de energía proveniente de los combustibles fósiles, algunos de estos son:

Aprovechamiento del aire exterior (*free cooling*): Son métodos que utilizan las características ambientales, específicamente las características psicométricas del aire. Aprovechando la baja entalpía de este, provocando favorablemente los cambios en la mezcla del aire a través de estrategias de circulación forzada. Dentro de estas técnicas se destacan además el enfriamiento evaporativo, proceso de transferencia de masa en una corriente de aire por contacto directo, en la que se obtiene el enfriamiento sensible del aire por evaporación del agua.

Recuperación de calor: Método propicio para disminuir la demanda térmica en los locales climatizados. Aprovechando las cualidades térmicas del aire interior contaminado que debe ser renovado por un flujo de aire nuevo en el proceso de ventilación, se puede transferir al aire entrante energía térmica, factor que se debe

tener en cuenta para el ahorro energético. Entre estos sistemas de recuperación de calor se encuentran: aire-aire, agua-aire y tubos de calor “heat pipe”.

Existen otros sistemas para generar potencia frigorífica a partir del trabajo en conjunto. Técnicas de cogeneración donde se emplean *máquinas enfriadoras de absorción* que pueden ser alimentadas con agua caliente, vapor o directamente por los gases de la combustión en el caso de las turbinas de gas o motores alternativos proporcionan refrigeración con un consumo mínimo de energía eléctrica.

1.2.1 Principales características de los sistemas centralizados instalados en la hotelería cubana.

En la hotelería cubana generalmente el confort térmico se logra con sistemas de climatización centralizada. El funcionamiento se basa en un grupo de compresores que se encargan de enfriar agua (Chillers) y un sistema de bombeo que la hace circular por las tuberías hasta las unidades terminales en las habitaciones, *fan coil*, donde se transfiere potencia de frío al aire acondicionador, esta es seleccionada por el usuario.

Dentro las características que existen hoy (S. Montelier, 2008), (Cuza, 2010), (L. Hernández, 2006) en los sistemas centralizados para la hotelería en nuestro país podemos señalar las más generalizadas:

- Compresores reciprocantes y de tornillo.
- Sistemas con recuperación del calor de condensación y condensadores adicionales enfriados por aire.
- Configuración simétrica de las unidades y los compresores.
- Esquemas de conexión en paralelo.
- Capacidades de refrigeración instaladas que oscilan desde las 60 hasta 1000 toneladas de refrigeración.
- Unidades terminales “fan coil”.
- Circuitos de distribución, simple y de retorno inverso.
- Bombas de flujo constante y válvulas de tres vías.
- Control de la capacidad manual.
- Refrigerante R-22.

Los sistemas de climatización con recuperación del calor de condensación y condensadores adicionales enfriados por aire y de flujo constante de agua helada, son los que predominan en el país, y los mismos solo permiten la implementación de

ciertas estrategias operacionales encaminadas al ahorro de energía (S. Montelier, 2008).

1.3 Estrategias para incrementar la eficiencia de los sistemas centralizados del tipo todo-agua a cargas parciales. Reducción del sobredimensionamiento.

El desarrollo continuo de la industria especializada en el acondicionamiento de aire y la inflación diaria de los costos energéticos, abre nuevos caminos en la búsqueda de soluciones que le aporten variantes positivas al diseño termoenergético de las instalaciones de acondicionamiento de aire.

Actualmente se estudian varios casos para incrementar la eficiencia energética de los sistemas de climatización centralizados en las redes hoteleras (S. Montelier, 2008 y 2010), (L. M. Molina, 2011), (Cuza, 2010).

La eficiencia, se manifiesta como indicadores que caracterizan el estado y operación de las instalaciones.

Nombramos, *eleva* o *mejora la eficiencia*, cuando manejamos un sistema para que opere en las condiciones de carga requerida con los consumos de energía más bajos posibles.

La eficiencia energética de estos sistemas depende en gran medida de su control operacional, de las estrategias operacionales que se apliquen y consideraciones que involucren a cada una de las dependencias para lograr a la postre consumos mínimos de energía (S. Montelier, 2008).

En los sistemas de climatización se utilizan diferentes mecanismos para que operen en los rangos óptimos de eficiencia. En función de las características propias de la instalación se trabaja para mejorar las medidas encaminadas a elevar la eficiencia global de la instalación. Se optimiza el ciclo de compresión de vapor, se perfecciona el proceso de los circuitos que componen la instalación, la transferencia de energía entre los elementos que componen el sistema, el manejo de las temperaturas del agua de entrada y salida de los intercambiadores, el set point en las unidades terminales, el flujo de agua helada, etc.

1.3.1 Sistema todo-agua. Elevar los indicadores de eficiencia.

1.3.1.1 En el ciclo de compresión de vapor.

- Control de la presión de condensación: El aumento de la temperatura de condensación en 1°C origina un sobre consumo de energía eléctrica entre un 2% y un 2.5%, (A. Borroto, 2002). Disminuyendo la presión de condensación reducimos la diferencia de presión entre el lado de alta y baja, por tanto el trabajo del compresor se reduce y por ende el consumo también cae. La disminución de la presión no debe sobrepasar los valores mínimos, para no afectar la capacidad máxima del chiller.
- Elevación de la presión (temperatura) de evaporización: Al elevar la temperatura de evaporización el compresor acorta el trabajo a realizar por cada tonelada de refrigeración producida. Una máquina centrífuga reduce el consumo de energía aproximadamente 1.5 % por cada grado Fahrenheit de incremento en la temperatura del evaporador (A. Borroto, 2002).
- Dispositivo de expansión: La tendencia actual es la sustitución de las válvulas termostáticas por dispositivos electrónicos, que garantizan salidas de datos mediante microprocesadores elevando el grado de exactitud en el trabajo de expansión, reduce además el sobrecalentamiento del refrigerante en el evaporador produciendo una disminución en la temperatura de evaporización, lo cual incrementa los índices de eficiencia considerablemente.
- Recuperación del calor de condensación: Se instala un intercambiador de calor entre la descarga del compresor y el condensador. Este dispositivo absorbe el calor a la salida del compresor disminuyendo la temperatura del refrigerante.

1.3.1.2 En la instalación.

- “Chillers” múltiples de diferentes capacidades: Se seleccionan para el trabajo a cargas parciales, o sea, se crea una estrategia de operación combinando los chiller de diferentes capacidades para vencer las fluctuaciones de las cargas.
- “Chillers” con múltiples compresores: (part- winding) El objetivo fundamental es evitar el arranque y parada constante del compresor. Alterna la operación de cada uno de los compresores evitando un trabajo continuo, alargando el tiempo entre la desconexión y el arranque.

- Sistemas con flujo variable (Cuza, 2010): Se reduce el consumo de energía al circular menos agua por el sistema. La tendencia es bombear el flujo de agua necesario para obtener los requerimientos de confort.
- Conexión en serie o paralelo (S. Montelier, 2008): Cada una de las conexiones se establecen en dependencia de la demanda y los requerimientos de temperatura. La conexión en serie logra altos valores de diferencia de temperatura entre la salida y retorno del agua helada. La conexión en paralelo permite el funcionamiento de los chiller en función de la demanda de carga.
- Ajuste de la temperatura del agua helada: Esta posibilidad ofrece incrementos de eficiencia considerables por cada grado Celsius de elevación de la temperatura de salida del agua helada de los chiller (M. Lapido, 2007). Maniobrar la temperatura del agua helada de forma dinámica en función de la variación de la carga, sin afectar el confort es sin duda una posibilidad inmejorable de elevar los índices de eficiencia, (S. Montelier, 2008).
- Distribución de los equipamientos para satisfacer las necesidades de forma individual, (M. G. Placencia, 2007): Se divide el sistema de distribución en bloques para satisfacer la demanda de calor del sistema en función de las características térmicas de la edificación.
- Mantenimiento: La limpieza y el mantenimiento planificado de los componentes del sistema, tales como; condensador, evaporador, filtros y unidades terminales. El mantenimiento de los rodamientos, cellos hidráulicos, etc. Incrementan los índices de eficiencias ya que se mejoran las condiciones de trabajo de cada elemento.

1.4 Sistemas centrales para clima, sobredimensionamiento.

Cada sistema diseñado para la climatización se modela para satisfacer una carga térmica que se le impone en función de las características térmicas y físicas de la edificación a climatizar. Generalmente la capacidad instalada es superior a la demandada. O sea, los sistemas se sobredimensionan ó en la mayoría de las veces trabajan a cargas parciales, debido a diferentes factores, por ejemplo; se seleccionan para condiciones abruptas, basadas en suposiciones ó en realidades que ocurren esporádicamente. El cálculo de carga térmica y la operación del sistema se realizan de forma estática, cuando la carga térmica siempre es dinámica y está

cambiando en cada momento, trayendo consigo deterioro de los equipos y elevados consumos de energía eléctrica.

En los sistemas centrales de climatización por agua helada se estudian medidas para disminuir el dimensionado del sistema y elevar los indicadores energéticos, (S. Montelier, 2008 y 2010), (Cuza, 2010), (A. Borroto, 2002).

La reducción del sobredimensionamiento como uno de los objetivos principales en la creación de un esquema térmico es evitar que los compresores trabajen a cargas parciales puesto que en estas condiciones se deterioran sus indicadores energéticos (S. Montelier, 2008), (A. Borroto, 2002). Para esto se toman diferentes medidas: Se seleccionan equipos múltiples con características diferentes, o sea, se conforma el sistema con compresores de diferentes capacidades con el objetivo de que la capacidad instalada se ajuste lo más posible a la demanda, para esto se trazan estrategias de operación, se configura la instalación de las enfriadoras en serie o en paralelo. La selección del compresor; de tornillo, centrífugo, rotativo, reciprocante, etc. La sustancia de trabajo, el medio de condensación aire ó agua. Se modifican los esquemas de las unidades terminales, usando válvulas de dos o tres vías. El sistema de bombeo se modifica a flujo constante ó variable (costo inicial elevado (Cuza, 2010)).

1.5 Modelado de cargas térmicas en el cálculo de los sistemas de climatización.

Los métodos de cálculos utilizados para la determinación de cargas térmicas se basan en conceptos, supuestos y definiciones planteadas por la termodinámica clásica y la transferencia de calor entre varios sistemas.

Los procesos térmicos de transmisión de calor que ocurren en los sistemas, surgen a raíz de la combinación de los tres mecanismos de transmisión de calor (conducción, convección y radiación). Tomando en cuenta la gran variedad de materiales involucrados, cada uno de ellos con sus propiedades termofísicas (capacitancias y resistencias). Es esencial que estos sistemas deban ser evaluados rigurosamente, teniendo en cuenta las relaciones geométricas, ganancias de calor, el almacenamiento de energía y la relación entre los fenómenos térmicos. Causas que propician un complejo desarrollo de la técnica utilizada en el cálculo térmico de sistemas de climatización.

La Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) toma como principios de cálculo para determinar la carga de enfriamiento en una zona térmica cuatro tasas de flujo de calor. Las cuales se definen para justificar la variación de la carga de enfriamiento en instantes de tiempo consecutivos durante 24 h.

Estas tasas de calor se definen: primero, como la **ganancia de calor en el espacio**. Describe el calor que entra a la zona o que se genera dentro de ella para un instante de tiempo. La ganancia de calor se divide, en la forma que entra al espacio y si es una ganancia de calor sensible o latente. Los modos de ganancia de calor pueden ser como (1) radiación solar a través de superficies transparentes; (2) conducción de calor a través de techos y paredes exteriores; (3) conducción a través de capas interiores los cielos rasos, y los pisos; (4) el calor generado dentro del espacio por ocupantes, luces, y equipos; (5) la transferencia de energía como resultado de la ventilación e infiltración del aire externo; (6) el calor por misceláneas.

Segundo, la **carga de enfriamiento del espacio**. Esta es la razón en la cual el calor debe ser removido del espacio para mantener una temperatura constante del aire de la zona. La suma de toda la ganancia de calor instantánea en el espacio en cualquier tiempo dado (o frecuentemente), no necesariamente es igual a la carga de enfriamiento para el espacio en ese mismo tiempo.

Tercero, la **ganancia de calor radiante**. La ganancia de calor a la zona por radiación inmediatamente no influye en la carga de enfriamiento (Stoecker, 1987). La energía radiante primero debe incidir en las superficies presentes en el espacio acondicionado (las paredes, el piso, el techo y los objetos en el espacio). Tan pronto como estas superficies y estos objetos se ponen más calientes que el aire del espacio, se transfiere parte de ese calor al aire del espacio acondicionado por la convección y el otro tanto es almacenado por estas.

La actitud compleja del almacenamiento de calor de estas superficies y estos objetos determina la razón en la cual sus temperaturas respectivas de la superficie aumentan el aporte radiante dado, y así gobierna la relación entre la porción radiante de ganancia de calor y su contribución correspondiente al espacio para la carga de enfriamiento (Stoecker, 1987), como se puede apreciar en la figura 1.1. El efecto térmico del almacenamiento es críticamente importante diferenciando entre ganancia

instantánea de calor para un espacio dado y su carga de enfriamiento para ese instante.

Cuarto, la **carga de enfriamiento del serpentín**. La tasa en la cual la energía es extraída por el equipo refrigerante en una o varias condiciones de espacio es igual a la suma de las cargas instantáneas del espacio a climatizar (o la tasa de extracción de calor del espacio si se asume que la temperatura del espacio no varía). La carga de enfriamiento para todos los espacios dada por el equipo refrigerante, toma en cuenta cualquier carga externa. Tales cargas externas incluyen ganancia de calor por el sistema de distribución entre los espacios individuales y el equipo refrigerante, el calor del aire externo y la humedad introducida por el sistema de distribución a través del equipo de refrigeración.

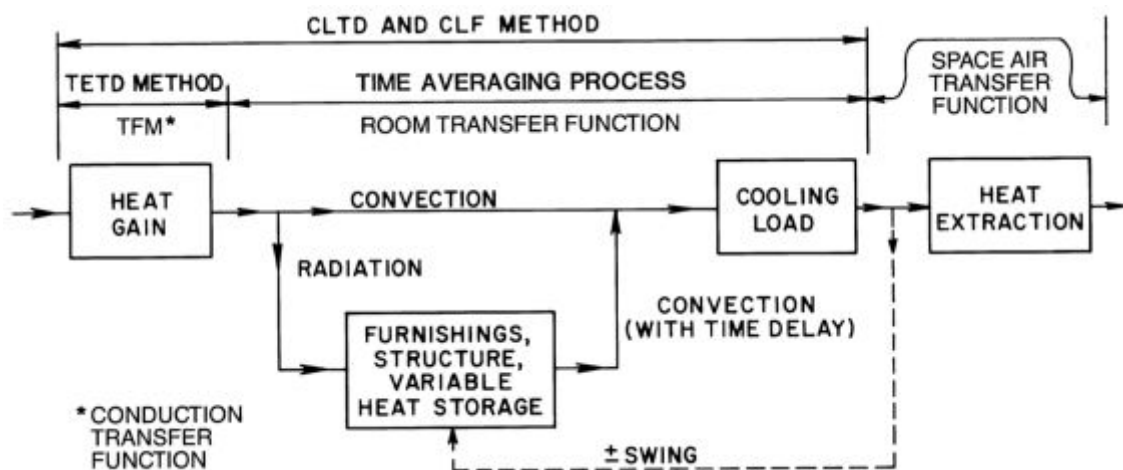


Figura 1.1. Origen de las diferencias entre las Ganancias de Calor instantáneas y la Carga de enfriamiento instantánea (ASHRAE, 1997).

1.6 Modelos y métodos matemáticos obtenidos para la determinación de las cargas térmicas.

Los métodos de cálculo empleados para la determinación de la carga térmica en la climatización han evolucionado en complejidad y precisión. Existen actualmente diferentes métodos que varían en su complejidad desde los más fáciles y concretos capaces de realizarse manualmente y con poco tiempo, hasta los más complejos y exactos apoyados por las técnicas computacionales, como por ejemplo:

Método de Cargas Instantáneas; fue por su sencillez uno de los primeros en emplearse. En este método los conceptos de carga térmica y aportación de calor

significan físicamente lo mismo. Este método es poco preciso en los casos en que la acumulación de energía es significativa, es decir, cuando su ganancia no coincida con la carga térmica.

Métodos E20 de Carrier y CLTD/CLF de ASHRAE, métodos distintos pero conceptualmente similares. En ambos se emplean tablas de factores de carga precalculados para unas condiciones estándar o de referencia. Antes de que estuviese extendido el uso de los ordenadores los dos métodos eran muy empleados por su fácil manejo.

Método de las Funciones de Transferencia, tiene como fundamento estimar las cargas de enfriamiento hora a hora, predecir las condiciones del espacio para varios sistemas, establecer programas de control y operación. Proporciona mayor precisión y es más flexible pues no calcula las cargas en condiciones de referencia, sino que estas se calculan como resultado de secuencias concretas de aportaciones de calor para cada aplicación específica. El método se desarrolla a partir del Balance Térmico y persisten muchos conceptos de él, empleando ciertos procedimientos matemáticos y suposiciones que permiten simplificar el problema original formulado en el Balance Térmico (ASHRAE, 1997).

Método del Balance Térmico, caracterizado por su precisión y complejidad, considera los tres mecanismos de transmisión de calor (conducción, convección y radiación). Para todas las superficies y volúmenes incluidos en el local se plantea un balance de energía con las leyes fundamentales de la transferencia de calor. Las pocas suposiciones y simplificaciones incluidas en este modelo matemático le acercan a lo que sucede realmente en los fenómenos naturales, por eso el método es muy exacto, pero con la desventaja de la complejidad de los cálculos que hacen imprescindible la utilización de herramientas computacionales.

En la siguiente figura se puede apreciar las diferencias entre los distintos métodos de cálculos para determinar la carga térmica.

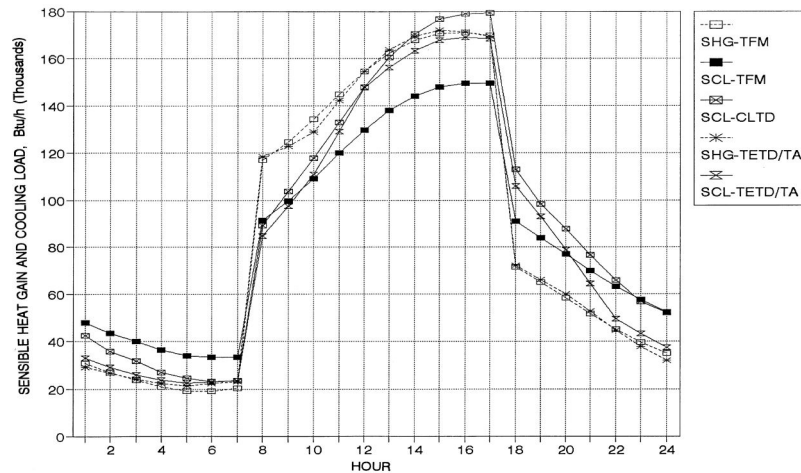


Figura 1.2. Métodos de cálculos para determinar la carga de enfriamiento. TFM vs CLTD/SCF/CLF vs TETD/TA, (ASHRAE, 1997).

1.6.1 Modelos matemáticos.

No es posible hablar en términos matemáticos para la determinación de cargas térmicas de enfriamiento, sino se destacan con anterioridad los conceptos fundamentales de la transferencia de calor. Puesto que todos los sistemas analíticos computacionales se basan en los tres mecanismos básicos existentes para la transferencia de calor; conducción, convección y radiación, (J. Castellanos, 2007). Cada uno de estos mecanismos fueron desarrollado a partir de la Ley de Fourier, utilizada para el fenómeno de la conducción (ecuación 1.1): describe la rapidez del flujo de calor por unidad de área en función del gradiente de temperatura y la conductividad térmica del material.

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.1)$$

El fenómeno de la convección se explica por la Ley de Enfriamiento de Newton (ecuación 1.2). La rapidez de la transferencia de calor está relacionada con la diferencia de temperatura total entre la pared y el fluido, y el área superficial. Al término h se le llama coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$q = hA(T_w - T_\infty) \quad (1.2)$$

La radiación es estudiada por la Ley de Stephan-Boltzman (ecuación 1.3). Quien define que el intercambio de calor por radiación entre dos cuerpos, es función de la temperatura a la cuarta potencia.

$$q = \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.3)$$

Donde σ es la constante de proporcionalidad y se le llama constante de Stefan-Boltzman con el valor de $5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$.

Se debe señalar que los conceptos de flujo de régimen permanente y régimen no permanente afectan el análisis cuantitativo de las expresiones anteriores, debido a que las transmisiones de calor por conducción al interior de un espacio climatizado a través de pisos, paredes y techos son raras veces procesos a régimen permanente (Stoecker, 1987). Producto de la variación continua de la temperatura ambiente, radiación solar, etc. O sea que, la ecuación clásica de la transferencia de calor en régimen permanente ofrece resultados imprecisos cuando se aplica a un flujo de calor en régimen no permanente. Para solucionar este tipo de inconveniente y buscar precisión en los cálculos se aplican los métodos matemáticos mencionados anteriormente.

Entre esos métodos matemáticos está el cálculo de las ganancias de calor basado en las normas **ASHRAE**, en estos modelos el análisis de cargas térmicas comienza bajo supuestos y definiciones de las condiciones reales a las que está sometido el espacio a condicionar, por ejemplo:

Condiciones exteriores: Se definen las características geométricas de la edificación y las condiciones ambientales que imperan en la región, temperatura exterior, humedad relativa, radiación solar, etc. (ASHRAE, 1997), (G. J.Prado, 2006).

Momento del día, carga Pico de Enfriamiento: La carga máxima de enfriamiento producto de la temperatura exterior se toma alrededor de las 3:00 p.m. (G. J.Prado, 2006), la máxima ganancia solar a través de vidrios puede ser a cualquier hora desde la 7:00 a.m. hasta las 6:00 p.m., dependiendo de la orientación geográfica.

Ganancia de calor a través de componentes estructurales.

La ganancia de calor producto del efecto de la radiación solar es la más crítica, produciendo un impacto inmediato en las superficies no opacas expuestas al Sol. El cálculo de la ganancia por calor solar y la transferencia de calor conducida a través de las diferentes paredes dependen de las condiciones físicas, térmicas y del sombreado interior y exterior de la fachada del edificio.

Ganancia de calor a través de las **paredes**. Se define como el flujo de calor en toda la superficie q/A .

$$\frac{q}{A} = \alpha \cdot I_t + h_0(t_0 - t_s) - \varepsilon \cdot \Delta R \quad (1.4)$$

Donde:

α = absortividad de la superficie.

I_t = radiación solar total incidente en la superficie, Btu/(h·ft²).

h_0 = coeficiente de transferencia de calor por convección debido a la radiación de onda larga para la superficie exterior, Btu/(h·ft² · °F).

t_0 = temperatura exterior del aire, °F

t_s = temperatura de la superficie, °F

ε = emitancia de la superficie.

A- Área de cada elemento estructural ft².

ΔR = Diferencia entre la radiación de onda larga incidente procedente de la bóveda celeste y la periferia, y la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior (Btu/h·ft²).

Asumiendo que el índice de transferencia de calor se puede expresar en términos de temperatura aire-sol (t_e).

$$\frac{q}{A} = h_0 \cdot (t_e - t_s) \quad (1.5)$$

Donde la temperatura aire-sol se determina como:

$$T_{aire-sol} = t_0 + \frac{\alpha \cdot I_t}{h_0} - \frac{\varepsilon \cdot \Delta R}{h_0} \quad (1.6)$$

Para superficies horizontales la superficie recibe radiación de onda larga proveniente de la bóveda celeste únicamente, un valor apropiado de ΔR aproximadamente igual a 20 Btu/(h·ft²).

Debido a que la superficie vertical recibe radiación de onda larga del suelo y de los edificios circundantes, así como también de la bóveda celeste, determinar de forma exacta los valores de ΔR es difícil. Por tanto, cuando la intensidad de la radiación es alta, las superficies de objetos terrestres usualmente tienen una temperatura superior que el aire exterior; Así, su radiación de onda larga compensa hasta cierto punto la emitancia. Por consiguiente, comúnmente es práctico hacer $\Delta R=0$ para superficies verticales (ASHRAE, 1997).

En este concepto de transferencia de flujo a través de superficies exteriores incluye la capacidad de absorber o reflejar el calor en función del color de la superficie. Debido a esto los valores de temperatura aire sol se ofrecen en dependencia de los parámetros $[\alpha/ho]$, tomando un valor de 0.15 para superficies de colores claros, mientras que el máximo valor de este parámetro es 0.3 para superficies oscuras o cualquier superficie que no esté cubierta con pintura.

Método simplificado para predecir la transferencia de calor a través de una **ventana de cristal** simple:

Este método se generaliza para ventanas de cristal que están sometidas a la radiación solar, no es objetivo especificar el tipo de ventana, sino cual es el procedimiento lógico a la hora de analizar una superficie externa de cristal. La norma ASHRAE obtiene el flujo de calor a partir de este análisis.

En cualquier instante de tiempo, el balance de calor en toda el área de una ventana de cristal simple y el medio ambiente se muestra en la figura siguiente.

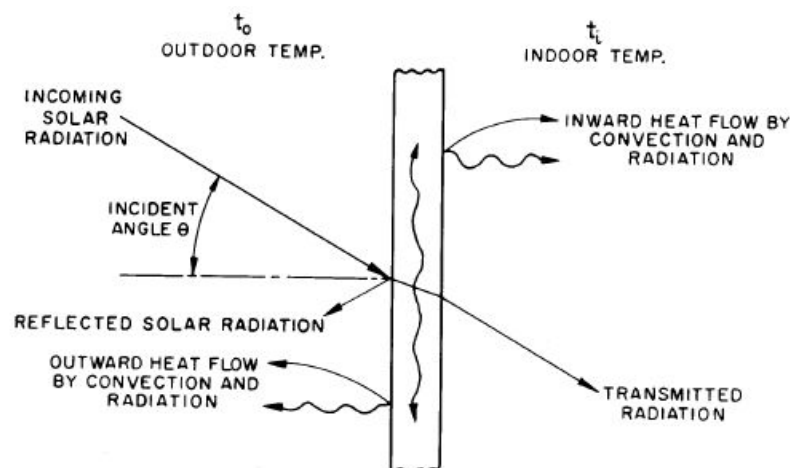


Figura 1.4. Balance instantáneo de calor para una ventana de cristal (ASHRAE, 1997).

La ecuación que describe el análisis se define como:

$$E_t + U \cdot (t_o - t_i) = q_R + q_S + q_T + q_{RC_o} + q_{RC_i} \quad (1.7)$$

Donde q_R , q_S , y q_T el calor reflejado, el almacenado en el cristal y el transmitido respectivamente. En general q_S es relativamente pequeño en magnitud, entonces podemos anularlo. Los términos q_{RC_o} y q_{RC_i} son las tasas de flujo de calor hacia fuera y hacia dentro respectivamente, producto de la radiación y la convección. El calor rechazado a la atmosfera es la suma de q_R y q_{RC_o} .

Por tanto, la ganancia de calor instantánea a través del material de cristal se puede expresar:

$$\text{Calor total recibido a través del vidrio} = \text{Radiación transmitida a través del cristal} + \text{Flujo de calor hacia el interior por radiación y convección de la superficie interior del cristal}$$

Analíticamente la expresión toma la siguiente forma:

$$\frac{q}{A} = E_{D\tau D} + E_{d\tau d} + q_{RCi} \quad (1.8)$$

El subíndice D denota la radiación directa, d la radiación difusa y τ indica la radiación transmitida. Las propiedades ópticas producto de la radiación difusa pueden tomarse como la radiación directa donde $\theta = 60^\circ$. La ecuación siguiente considera los valores de la energía solar total.

Calor total recibido a través del vidrio = Ganancia de energía solar + ganancia de calor por conducción.

$$q_A = SHGC \cdot E_T + U(t_0 + t_i) \quad (1.9)$$

Donde q_A es la flujo instantáneo de calor a través del ventanal en [Btu/h·ft²] y SHGC es el coeficiente que representa el porcentaje de ganancia de calor producto de la energía solar incidente en toda el área de la ventana.

De forma rápida y eficiente la ganancia de calor se puede calcular, si el cristal no se selecciona con características particulares, marcando la dirección correcta del sombreado (*Shading Coefficient*), la latitud, la orientación del cristal y la hora del día como:

$$q_A = SC \times SHGC + U(t_0 + t_i) \quad (1.10)$$

SHGF (*solar heat gain factor*). La ganancia de calor instantánea por esta ecuación tiene solución para cualquier horario del año.

Ganancia de calor a través de superficies interiores.

En cualquier condición de espacio que pertenezca a un espacio adyacente con temperaturas diferentes, la transferencia de calor a través de una sección física que divide los recintos se puede obtener a partir de:

$$q = UA(t_b - t_i) \quad (1.11)$$

O sea, que el calor transferido (q) está en función del coeficiente global de transferencia de calor (U), el área y la diferencia de temperatura entre las dos zonas adyacentes. La temperatura del espacio adyacente (t_b) en ocasiones puede ser igual a la temperatura ambiente o bien mayor, como por ejemplo, la temperatura de una cocina o una caldera.

Para pisos que están directamente en contacto con el suelo, o que están arriba de un espacio de aire (sótano) ventilado, pero no condicionado. La transferencia de calor no se debe descuidar para estimar la carga de enfriamiento.

Concentración de personas: La ganancia de calor a través de las personas constituye cargas por flujo de calor sensible y latente. El cuerpo pierde calor sensible por radiación, convección y conducción, y libera humedad en el proceso de respiración y sudoración (G. J.Prado, 2006), (M. Lapidó, 2009), (ASHRAE, 1997). En función de la actividad que realice en el local se determina entonces el aporte de calor de forma rápida. En la figura 1 de los anexos se pueden observar los valores recomendados para las diferentes actividades (ASHRAE, 1997).

Ganancia de calor por equipos: Ganancias de calor por motores eléctricos, equipos electrodomésticos, equipos de oficinas y luces. Constituyen una fuente de calor sensible fundamentalmente producto de la radiación (G. J.Prado, 2006), (Reid, 2010).

Ganancia de calor por Luces: La ganancia de calor instantánea proveniente de lámparas eléctricas se puede calcular como:

$$q_{el} = 3.41 \cdot W \cdot Ful \cdot Fsa \quad (1.12)$$

Donde el calor transferido (q_{el}) se obtiene de la potencia sumada para todas las lámparas (W), el factor de uso (Ful) y un factor especial de asignación (Fsa), toma en cuenta las lámparas fluorescentes.

Equipos Eléctricos operados por motores: En condiciones de espacio se calcula por:

$$q_{em} = 2545(P/EM) \cdot FUM \cdot FLM \quad (1.13)$$

El calor equivalente transmitido en operación es producto de la potencia del motor (P), eficiencia del motor (EM), factor de uso (FUM) y el factor de carga del motor FLM .

Ganancia de calor por ventilación e infiltración:

Para condiciones estándar del aire, la tasa de extracción de calor sensible corresponde con el intercambio de energía a la temperatura de bulbo-seco del aire. Por tanto la ganancia de calor o el intercambio de calor sensible q_s , en Btu/h es:

$$q_s = 60 \cdot 0.075 \cdot (0.024 + 0.45 \cdot W) \cdot Q_s \cdot \Delta T \quad (1.14)$$

Donde q_s representa la carga de calor sensible, 0.24 = calor específico del aire seco en Btu/(lb·°F). W = porcentaje de humedad en lb (agua)/lb (aire seco). 0.45 representa el calor específico del vapor de agua Btu/(lb·°F). Q_s – Caudal de aire, cfm. Δt - diferencia de temperatura interior – exterior, ° F.

Calor latente: El intercambio de aire incrementa el contenido de humedad, particularmente en verano y en algunas áreas cuando el aire húmedo del exterior debe ser deshumidificado. El consumo de energía asociada con estas cargas está dado por:

$$q_L = 60 \cdot Q \cdot h_{fg} \cdot \Delta W \quad (1.15)$$

Donde q_L es la carga de calor latente, en Btu/h, h_{fg} representa el calor latente del vapor a la temperatura del aire apropiado, en Btu/lb. ΔW es el porcentaje de humedad del aire interior menos el porcentaje de humedad del aire exterior, lb (agua)/ lb (aire seco).

1.6.2 Simulación térmica de edificaciones.

Actualmente la simulación de cargas térmicas es uno de los recursos disponibles más expandidos para la determinación de cargas térmicas en edificaciones. Se sustenta por metodologías integradas en paquetes de programas informáticos. Estos programas permiten reducir el tiempo de ejecución de las tareas y analizar un gran número de posibles soluciones con el mínimo de recursos (S. Montelie, 2010), (L. Hernández, 2006), (Pérez Tello, 2003).

Para estas aplicaciones en el mercado existen un conjunto de paquetes para la simulación térmica de edificaciones, tales como el **TRNSYS** (base matemática ASHRAE), el DOE-2, el ENERGY PLUS, el COOL PACK, simulador UABC [6], TRACE de Trane, DP-AIRE (Universidad Politécnica de Valencia), Saunier Duval, MC4, entre otros.

El objetivo fundamental de la simulación térmica en edificación en el estudio de proyectos, se basa en que los procesos, en este caso los de transferencia de calor, son fenómenos que cambian constantemente en el tiempo independientemente de su mecanismo y su magnitud. La simulación proporciona un análisis enteramente dinámico, lo cual hace que podamos observar la ocurrencia de un fenómeno en función de cada uno de las variables independientes a las cual se restringe. Permitiendo obtener de una manera precisa resultados que describen su ocurrencia.

1.7 Características de los sistemas de acumulación de frío y su aplicación en la hotelería.

El almacenamiento de frío constituye una alternativa para reducir los costos energéticos y de inversión en aquellos sistemas de refrigeración y climatización con una demanda variable en el tiempo. Este mecanismo, permite reducir la capacidad instalada, disminuir los costos fijos, así como reducir la demanda máxima contratada y el consumo de energía en los horarios de mayor costo de la electricidad (costos del kWh), con la correspondiente disminución de la facturación eléctrica (M. Lapido, 2007), (A. Borroto, 2002), (Ajo, 2008). Además no considera sólo el ahorro interno del hotel sino también el que se consigue en la generación de energía eléctrica por disminución de los mantenimientos, gastos de combustible, etc.

El almacenamiento de energía térmica es considerado uno de los avances más importantes en la tecnología del ahorro de energía en edificaciones. Esta técnica parece ser la única solución para corregir el desfase entre la fuente y la demanda de energía. Además, puede contribuir significativamente a encontrar una alternativa más eficiente ante las necesidades globales, cumpliendo con los principios ambientales (Dincer, 2002).

1.7.1 Sistemas de acumulación de frío.

El propósito del almacenamiento térmico en sistemas de acondicionamiento de aire consiste en la acumulación de energía en un horario determinado, para utilizarlo en otro diferente, constituyendo lo que se denomina volante térmico. El esquema de este sistema varía con respecto al tradicional como se puede observar en la figura siguiente.

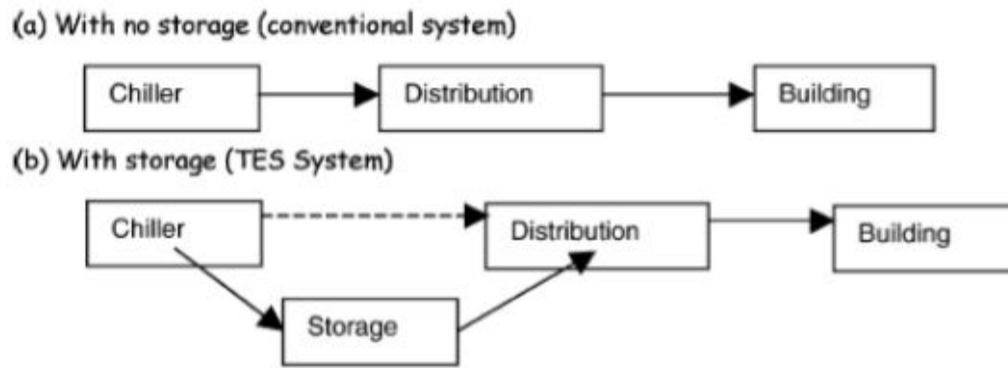


Figura 1.5. Dos Sistemas de acondicionamiento de aire. a) sistema convencional sin almacenamiento. b) sistema con almacenamiento (Dincer, 2002).

Los sistemas de acumulación de frío pueden clasificarse según su aplicación en:

Sistemas de calor sensible.

Los sistemas de calor sensible son aquellos donde el agua es almacenada en tanques de acumulación (figura 1.6) enfriándose a la temperatura más baja posible, mediante el empleo de máquinas frigoríficas (M. G. Plasencia, 2007). Estos requieren de un mayor volumen de almacenamiento y por tanto, los tanques son más grandes, pero pueden interactuar más fácilmente con los sistemas de enfriamiento existentes. Los tanques de agua helada usan la capacidad del calor sensible del líquido para almacenar la capacitancia de enfriamiento. El rango de la temperatura de operación debe oscilar $(4.4 - 7) ^\circ\text{C}$, en dependencia de la capacidad del chiller y las condiciones ambientales (Dincer, 2002), (M.J. Sebzali, 2007).

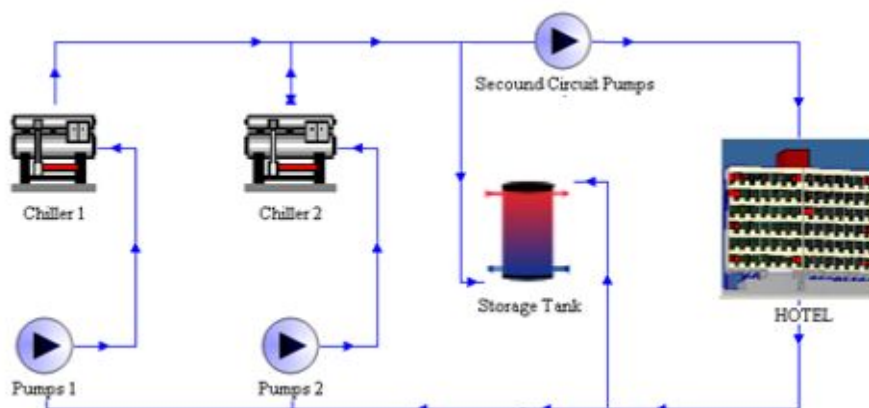


Figura 1.6. Esquema funcional de un sistema de acumulación por agua fría.

Con la unidad enfriadora funcionando, se envía la suficiente agua fría para satisfacer la carga requerida de refrigeración y el exceso se bombea dentro del fondo del tanque mientras el agua más caliente se extrae desde la parte superior del

tanque para ser llevada a las enfriadoras. Cuando no hay suficiente agua fría desde el enfriador para satisfacer el requerimiento de carga térmica, se extrae agua fría adicional desde el fondo del tanque mientras que el agua caliente de retorno se agrega en la parte superior del tanque.

En la mayoría de los sistemas es indispensable almacenar cierta cantidad de agua fría, porque en los momentos de mínima demanda de carga térmica es necesario cierto volumen de agua mínimo en circulación, para evitar el continuo arranque y parada de las enfriadoras, dado que se puede originar el deterioro mecánico y una merma en el rendimiento energético, por ello, se necesita un volumen mínimo de agua en las tuberías que normalmente establecen los fabricantes y si ella no es suficiente, se debe colocar un tanque de agua como volante térmico para evitar estos reciclajes.

Sistemas de calor latente: agua-hielo.

Estos sistemas se caracterizan por grandes cantidades de almacenamiento de energía térmica a casi temperaturas constantes porque dependen del calor latente asociado con el cambio de estado físico o también denominado cambio de fase generalmente hielo.

Los sistemas de hielo usan tanques pequeños y ofrecen un alto potencial debido en gran medida a las bajas temperaturas, pero requieren de los sistemas de enfriamiento más complejos y costosos. Los sistemas de tanques de hielo utilizan el calor latente de la fusión del agua (335 kJ/Kg) para almacenar la capacidad de frío. Para este sistema de almacenamiento se requiere de equipos especiales de elaboración de hielo.

Sales hidratadas (salmuera) y sustancias inorgánicas.

Esta sal eutéctica puede ser utilizada en los chillers actuales pero usualmente operan con temperaturas más calientes que los sistemas de almacenamiento de hielo e incluso los sistemas de agua helada. La salmuera usa una combinación de sales inorgánicas, agua y otros elementos para crear una mezcla que congele en el valor de temperatura deseado comúnmente 8.3 °C. Su aplicación varía mucho, generalmente se usa en la agricultura y conservación de algunos alimentos.

Los tres sistemas más utilizados de acumulación de hielo con ligeras variantes son los siguientes:

Recolección de hielo: Planta generadora de hielo montada sobre un tanque de almacenamiento construido en lugares que contienen una mezcla de hielo y agua enfriada.

De serpentín: El sistema utiliza agua con glicol, que circula por un haz de tubos, que enfría y congela el agua contenida en un depósito de acumulación a presión atmosférica normal. Durante la noche, se hace circular el agua-glicol a temperaturas menores de 0 °C por lo que el agua del tanque que rodea los tubos se congela, almacenando así energía frigorífica durante la noche.

Cápsulas de hielo: El sistema consiste en un tanque de almacenamiento que está compuesto por una solución de agua con glicol etílico en la que se encuentran inmersas una cierta cantidad de cápsulas esféricas selladas de plástico flexible. La solución dentro de las cápsulas se congela, almacenándose energía térmica frigorífica, el hielo dentro de los cuerpos de relleno se funde, liberando energía a la solución que alimenta el circuito de utilización.

Cada uno de estos sistemas promovidos por la necesidad del ahorro de energía eléctrica y reducción de los costos se ven obligados a incorporar diferentes oportunidades de operación en función de las características propias del sistema. De aquí se debe señalar que, crear una correcta estrategia de control operacional aseguraría grandes incrementos de eficiencia y disminución de los consumos, (Jijun Zhou, 2005), (M.J. Sebzali, 2007), (Yudong Ma, 2010).

La selección del tanque para la acumulación de energía depende del período de uso (diario o por estaciones), viabilidad económica, condiciones de operación, etc. La cantidad de energía almacenada por un tanque es proporcional a la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida, la masa del medio almacenado y la capacidad calorífica media de la sustancia. Cada medio posee sus propias ventajas y desventajas.

La ecuación básica para la cantidad de calor almacenado en una masa dada de materia se expresa como:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{ó} \quad Q = \delta_{H_2O} \cdot C_p \cdot V \cdot \Delta T \quad (1.16)$$

Donde C_p representa el calor específico del medio usado. ΔT es la variación de temperatura, V el volumen total de la sustancia almacenada y δ su densidad. La

capacidad de almacenar el calor sensible en un tanque dado depende del medio que se utilice (δC_p). El agua posee el valor más alto (Dincer, 2002).

1.7.2 Estrategias de control operacional. Beneficios.

Las estrategias de operación son acciones que se llevan a cabo para programar el manejo del sistema de almacenamiento con el objetivo de que este opere en función de satisfacer la demanda térmica durante los picos de carga. Estas se muestran en la figura 1.7 y se detallan a continuación.

Carga Completa (*Full-storage*): El sistema es típicamente diseñado para operar en el momento del día con mayor demanda de la carga térmica, a partir de estimación predictiva del perfil de carga. Generalmente se utiliza cuando la carga del pico de demanda es alta o el período pico es corto. Los picos de la curva de carga tienen una corta duración. Los períodos de demanda de energía están basados en picos sistemáticos de corta duración. Existe una solapación entre el pico de carga y los períodos de los picos de energía. El costo de la demanda máxima de carga es apropiado económicamente.

Carga parcial (*Partial-storage*): El chiller opera constantemente, pero con una menor potencia de suministro, trabajo simultáneo con el Tanque. Esta técnica es útil en sistemas que poseen un chiller de menor capacidad de entrega que la demandada en algunas horas del día. El método expuesto puede operar como nivelador de carga, donde el chiller es diseñado para funcionar las 24 horas del día a su capacidad máxima en caso de ser necesario.

El ahorro durante la demanda al igual que el costo de los equipos es mayor que en el nivelado de carga, pero estos valores son menores comparados con el *Full-storage*. El almacenamiento parcial es a menudo la opción más eficiente y por esto representa la mayoría de las instalaciones de almacenamiento térmico (Dincer, 2002).

A continuación se muestran algunas de las medidas operacionales que pueden ser tomadas en cuenta.

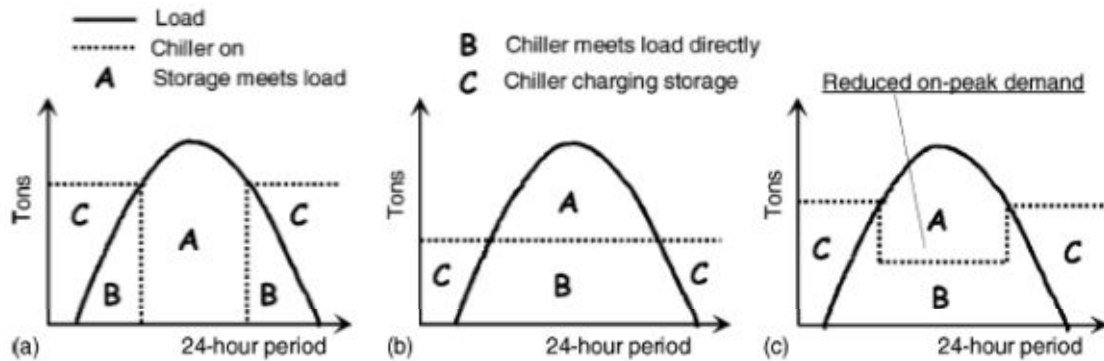


Figura 1.7. Diferentes estrategias de operación. a) Almacenamiento total, b) Nivelación de carga, c) Almacenamiento parcial, (Dincer, 2002).

Hasta este punto podemos ejemplificar que estos sistemas se aplican con la posibilidad de reducir el tamaño del equipamiento, proporciona mayor seguridad de funcionamiento, mejor aprovechamiento de las tarifas eléctricas y reducción de los picos de carga térmica. Esta característica permite además del ahorro por el costo del equipamiento, aumentar el rendimiento de la planta enfriadora porque trabajan a capacidades uniformes al máximo rendimiento, es un método ideal para incrementar la capacidad de un sistema existente de acondicionamiento de aire.

Se origina una mayor fiabilidad en la generación ya que la energía proviene de dos fuentes, constituidas por un lado, por un sistema dinámico de las plantas enfriadoras y por otro, un sistema estático de los tanques de acumulación. En casos de corte de suministro eléctrico, se cuenta con cierto tiempo de seguridad de mantenimiento de la temperatura de confort debido a la carga térmica almacenada y se pueden contemplar paradas de la instalación para realizar mantenimientos de emergencia.

Durante los períodos fuera de pico, se almacena la energía térmica la que debe estar disponible durante la máxima demanda y en los momentos que se supera el pico de energía eléctrica contratada, se desconecta el equipamiento de acondicionamiento de aire durante el tiempo de autonomía prevista en el diseño del volante térmico. De esa manera, se evita el reajuste de tarifas de las compañías eléctricas con el consiguiente ahorro en los costos energéticos.

1.7.3 Tecnología de los dispositivos de almacenamientos.

En los tanques de almacenamiento de agua helada existen técnicas de separación del agua fría de la caliente. Se le llama agua caliente al volumen de agua que es introducido en la parte superior del tanque y que llega a una temperatura más alta

que la almacenada, producto del calor absorbido tras pasar por las zonas térmicas. Estos volúmenes de agua con temperaturas desiguales, por diferencia de densidades la más fría se deposita en el fondo y la caliente arriba (Yudong Ma, 2010), (Karim, 2011). Este efecto divisorio del volumen de agua es deseado porque mientras menos se mezclen el agua caliente del retorno con la fría almacenada, la temperatura promedio del tanque es menor, por tanto, la energía que puede absorber durante el período de descarga es mayor. Existen varias técnicas para separar las dos zonas, las cuales son: mediante un diafragma flexible, tanque con múltiples compartimentos, tanques con laberintos y la estratificación térmica, esta última se ha convertido en el método dominante debido a su simplicidad, fiabilidad, eficiencia y bajos costos (ASHRAE, 1999). A los sistemas estratificados se le sustrae y se le suministran agua a bajas velocidades, con el fin de crear un flujo horizontal para que la fuerza de sustentabilidad domine el efecto de inercia. En otras palabras se crea una zona llamada termoclina, figura 1.8. La termoclina impide que se cree una mezcla del agua que esta tanto por debajo de ella como por encima. Durante el período de carga la altura de la termoclina sube y en la descarga baja, (ASHRAE, 1999).

La formación de la termoclina puede ser asegurada mediante el diseño de difusores, ejemplo de estos es el difusor octogonal que se muestra en la figura 1.10. El diseño de esos difusores son los que van a determinar las condiciones de entrada y salida de los fluidos.

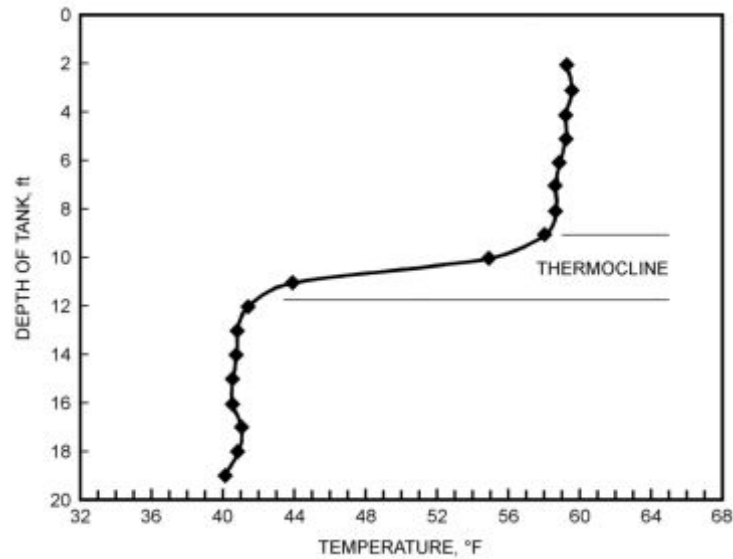


Figura 1.9. Ejemplo de formación de la termoclina, (ASHRAE, 1999).

Rigiéndose por el número adimensional de Froude que cuantifica la razón de fuerza de inercia para la fuerza de flotabilidad actuante sobre un fluido (Karim M., 2011), y se determina como, (ASHRAE, 1999):

$$Fr = \frac{Q}{\sqrt{g \cdot h^3 \cdot (\Delta\rho/\rho)}} \quad (1.17)$$

Donde Q representa la razón del flujo volumétrico por unidad de longitud, g la aceleración de la gravedad. h representa la altura de la abertura con respecto al fondo del tanque. $\Delta\rho$ diferencia de densidades entre el agua almacenada y la entrada o salida del flujo de agua. Los diseños típicos de difusores se crean para obtener un número de Freunde igual a 1 o menor.

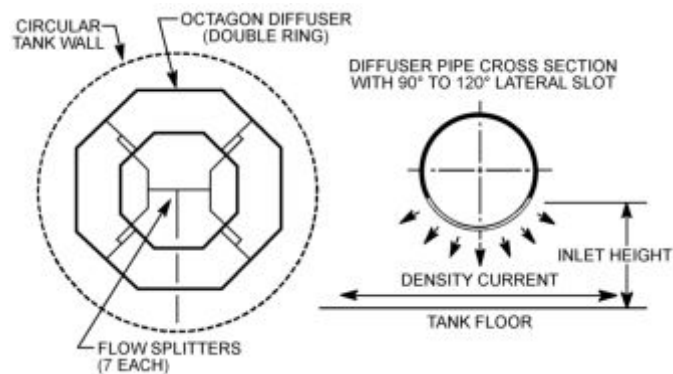


Figura 1.10. Ejemplo de un difusor octogonal (ASHRAE, 1999).

Conclusiones parciales del capítulo.

1. Los modelos y métodos matemáticos más difundidos en la determinación de las cargas térmicas son: método de Cargas Instantáneas, métodos E20 de Carrier y CLTD/CLF de ASHRAE, método de las Funciones de Transferencia y el método de Balance Térmico, estos dos últimos son los más exactos. Junto a estos los software con más referencia internacional son Energy Plus y TRNSYS.
2. El almacenamiento de frío constituye una alternativa para reducir los costos energéticos y de inversión, permite reducir la capacidad instalada, los costos fijos, así como reducir la demanda máxima contratada y el consumo de energía en los horarios de mayor costo de la electricidad. Es la tecnología más bondadosa en el desarrollo de tecnologías eficientes para la climatización en los sistemas centralizados todo-agua.

CAPÍTULO II: Estudio de caso. Modelado de cargas térmicas para el hotel Jagua.

Introducción.

En este capítulo se abordaran tres temas fundamentales que dan comienzo al estudio de las características energéticas, térmicas y económicas del hotel Jagua, el cual presenta indicadores de consumo energético superiores a instalaciones de características similares superando la media establecida por la cadena hotelera a la cual pertenece.

En el desarrollo de estos epígrafes se realizan análisis de costo de la energía, estimación y modelación de los perfiles que describen el esquema térmico, así como la valoración económica de los gastos de electricidad para las diferentes tarifas eléctricas.

2 Caracterización Energética del hotel Jagua.

Los gastos energéticos oscilan normalmente entre el 3 y 10 % de los gastos globales del hotel, este indicador varía en función del tipo y la categoría de hotel, así como del tipo de servicios que preste. En Cuba, los hoteles de las cadenas hoteleras Cubanacán, Gran Caribe, Islazul y Horizonte este indicador alcanza valores que oscilan del 8 al 16 % del total, y pueden llegar hasta el 20 % dependiendo de su infraestructura y los niveles de comercialización (Cuza, 2010). Estos forman parte de las partidas de mayor peso en la estructura general de gastos del hotel por lo que constituye una estrategia importante para mejorar la competitividad. Es necesario trabajar en su reducción, tomando en consideración que los costos energéticos pueden incrementarse significativamente a partir del aumento de los precios del petróleo en el mercado mundial. Es una de las pocas partidas en la que la posibilidad de reducción está fundamentalmente en manos del hotel.

Tomando la caracterización energética realizada por (Cuza, 2010), se pueden valorar las características energéticas actuales del hotel. Tras este análisis se determinó que el consumo en portadores energéticos ascendió a 753.59 toneladas equivalentes de petróleo. Estos resultados por tipo de portadores se muestran en la tabla 1 de los anexos y en la figura 2.1.

Estructura de consumo de Portadores Eenergéticos.

■ Electricidad ■ Gas (GLP) ■ Diesel ■ Gasolina

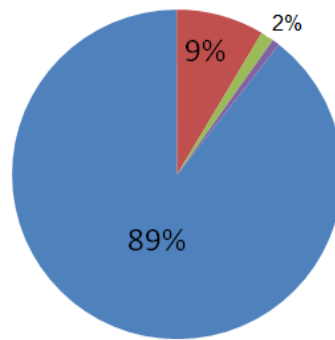


Figura 2.1. Representación esquemática de la estructura de consumo.

La electricidad tiene el peso fundamental en el consumo de la energía, representando el **89.4%** del consumo total de portadores energéticos, por lo que es en la electricidad donde pueden existir las mayores oportunidades de ahorro.

Si analizamos el total de gastos del hotel hasta agosto de 2011, se obtuvo que los gastos de la energía son de los gastos operacionales más altos, figura 2.2, sobrepasando el rango promedio del sector hotelero.

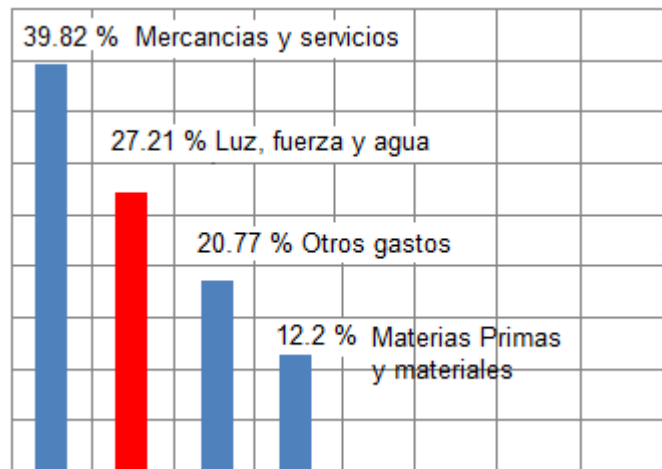


Figura 2.2. Relación de los gastos totales en los que incurre el hotel, 2011.

2.1.1 Determinación del consumo histórico de electricidad, hotel Jagua.

El gráfico que se muestra en la figura 2.4 recoge el consumo histórico promedio de electricidad del hotel por meses, desde 2002 hasta el 2010. Los valores puntuales pueden verse en la tabla 2 de los anexos.

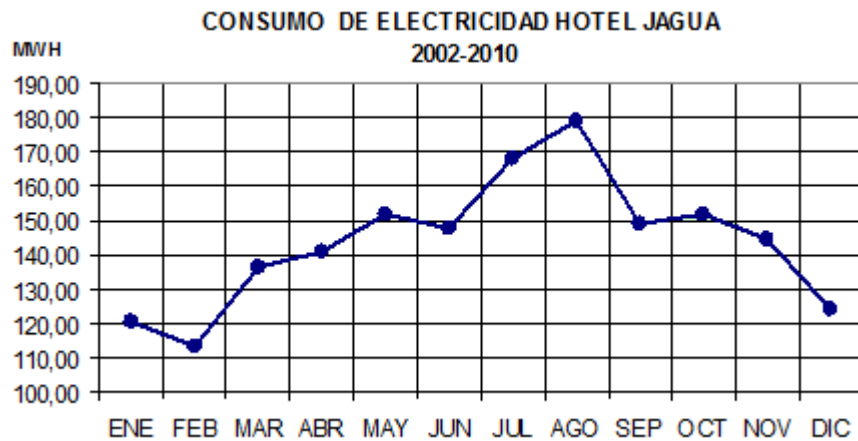


Figura 2.4. Comportamiento histórico del consumo promedio de electricidad, hotel Jagua. Como se puede apreciar el consumo de electricidad varía todo el año incrementándose en los meses que corresponde con la temporada baja en el hotel. Esto está dado a que la temporada baja coincide con la llegada del verano en nuestro país, incrementándose la temperatura ambiente y radiación solar. Estas variables fundamentales influyen directamente en la carga térmica del hotel, por tanto el sistema de clima tiene que trabajar más para vencerlas. En el hotel se registran y analizan los consumos de portadores energéticos y se utilizan índices de consumos físicos establecidos por el Ministerio del Turismo y la cadena Gran Caribe en correlación con las habitaciones días ocupadas (HDO). La figura anterior muestra la relación existente entre el consumo de electricidad y los niveles de ocupación que promedian históricamente en todo el año.

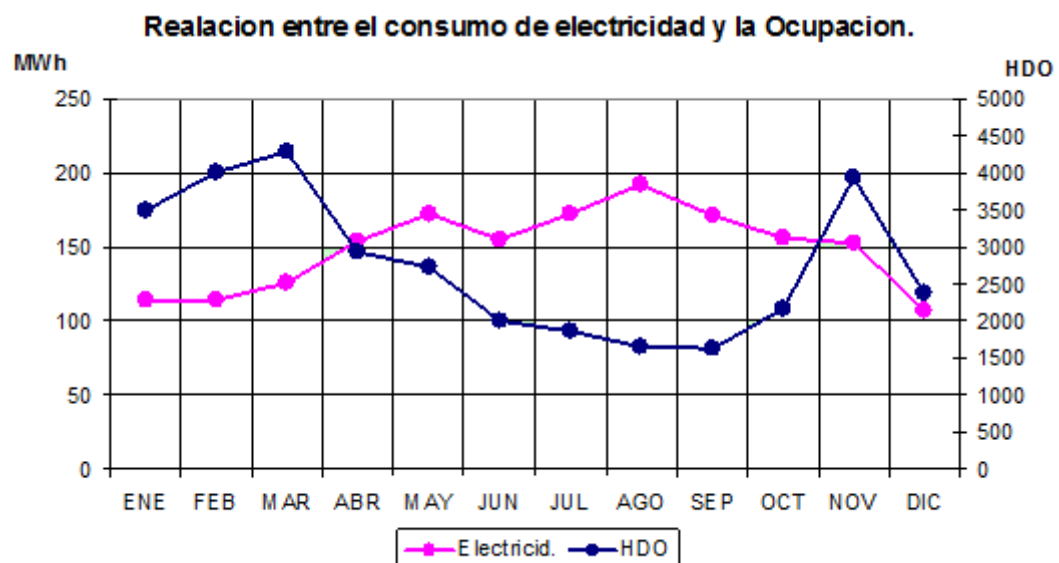


Figura 2.3. Diagrama de correlación HDO vs Consumo del hotel.

La figura 2.3 refleja que los consumos eléctricos no guardan relación con el nivel de ocupación y se explica porque los consumos de electricidad dependen más del acondicionamiento de aire que del nivel de ocupación y esto determinado por el sistema de climatización que consume cerca del 60% de la energía eléctrica de la instalación.

2.1.2 Desglose de cada sistema consumidor del hotel en función del consumo de electricidad.



Figura 2.5. Consumo eléctrico estratificado del hotel.

Como se observa, los sistemas mayores consumidores de energía eléctrica son: climatización con el 55,83%, refrigeración con el 13,15 %, gastronomía con el 6,96 % y la iluminación con el 6,34%, que entre los cuatros suman un 82,28% del total, y es donde hay que trabajar más. Por lo tanto desarrollar un proyecto para con la climatización a partir de mejoras y cambios tecnológicos permitirá disminuir los consumos energéticos.

2.1.3 Estratificación de los consumos eléctricos del sistema de climatización.

Los valores puntuales que reflejan los consumos de electricidad por elementos que intervienen en el sistema de climatización se muestran en la tabla 4 del los anexos, en la figura 2.6 se refleja cualitativamente la relación de estos valores.

Según la estratificación de los consumos se evidencia que dentro de todos los equipos que componen el sistema de climatización las enfriadoras compuestas por los cuatro compresores y los ventiladores de los condensadores son la causa fundamental del elevado consumo de energía asociado a la instalación.

ESTRATIFICACION SISTEMA DE CLIMATIZACION

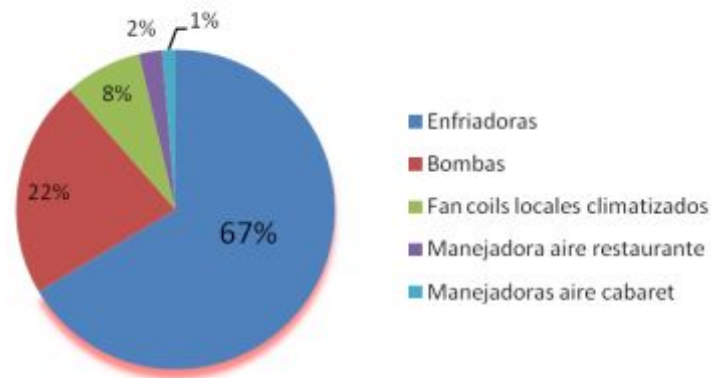


Figura 2.6. Consumos de electricidad para el sistema de climatización.

2.2 Simulación térmica. Parámetros y características constructivas del hotel Jagua.

El Hotel Jagua tiene una capacidad de 136 habitaciones en el edificio principal; dos suites en el sexto y séptimo piso, cuenta además con un bloque de trece cabañas ubicadas en el área de la piscina, lo que totaliza un total de 149 habitaciones disponibles para el turismo. En este hotel se recibe actualmente turismo de tránsito.

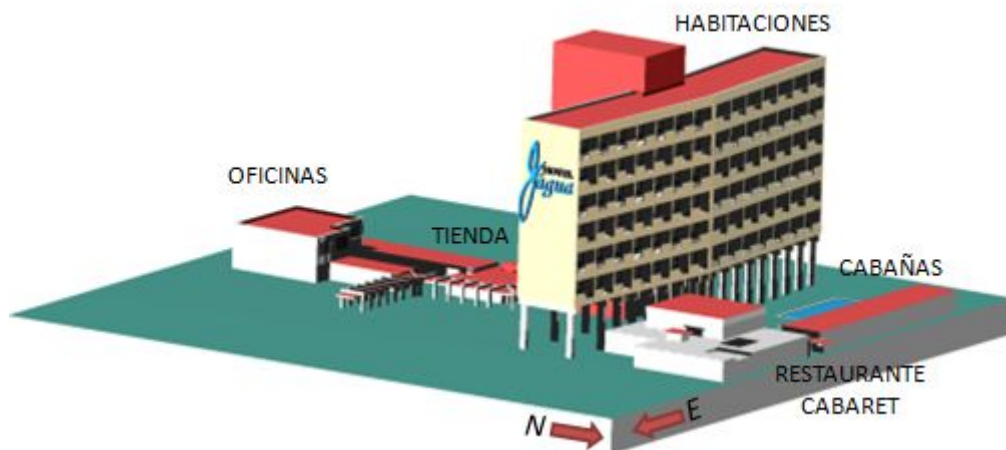


Figura 2.7. Representación a escala del hotel Jagua.

Esta edificación está construida con una estructura de concreto, con paredes exteriores de bloque doble de quince centímetros, un espacio de aire en el centro para que estas paredes sean acústicas y paredes interiores de bloque sencillo, con ventanas de cristal en el edificio principal con vista a la parte norte y puertas de madera en el pasillo sur. Las cabañas están construidas de forma similar sólo que la pared del lado sur de estas es de cristal, la tienda y el restaurante también poseen áreas acristaladas muy grandes.

2.3 Localización geográfica y características climatológicas.

Cuba se ubica geográficamente en la zona central del continente americano, en el centro del Mar Caribe, es una isla caribeña bañada por un clima tropical donde las temperaturas, la humedad relativa y las precipitaciones son altas, variando indistintamente en todo el año.

La ciudad de Cienfuegos está situada territorialmente al sur de la región central entre los 21°50', 22°30' de latitud norte y los 80°06', 80°55' de longitud oeste, delimitada al norte, este y oeste con las provincias Villa Clara, Sancti Spíritus y Matanzas respectivamente.

El comportamiento de la temperatura ambiente y la radiación global durante el año 2011 fueron obtenidas de datos reales medidos por el Centro Meteorológico Provincial de Cienfuegos.

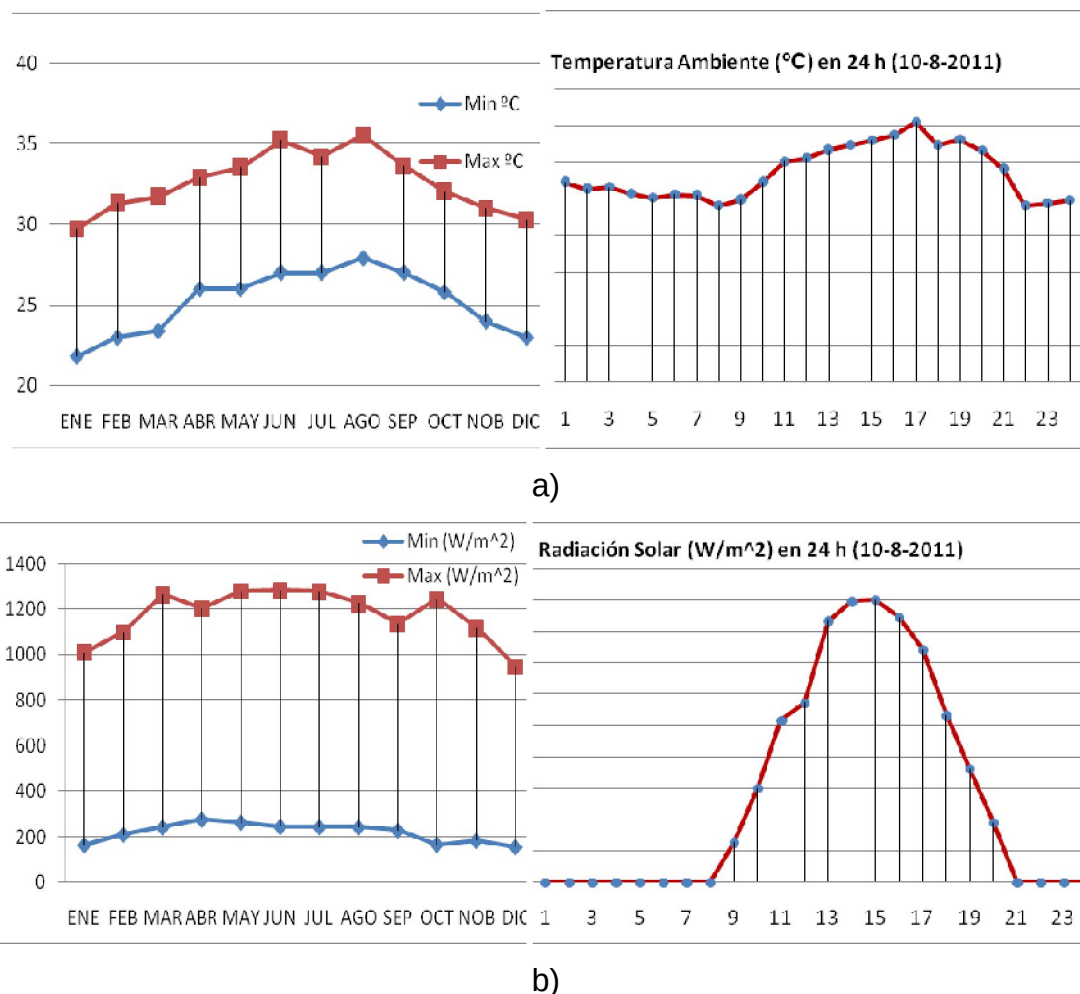


Figura 2.8. a) Comportamiento de la temperatura ambiente, b) Radiación global.

Las gráficas a y b de la figura evidencia claramente las características mensuales y diarias de los valores a los que puede llegar la temperatura ambiente y la radiación solar en Cienfuegos, evidenciándose la relación intrínseca de estas variables.

2.4 Cálculo de la carga térmica, hotel Jagua.

Los procedimientos de cálculo que se utilizan en el presente trabajo están basados en manuales de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE), con datos de la norma ISO y la ASME. Los coeficientes de conducción normalizados para funciones de transferencia, factores de ponderación, cálculo de transmitancia y absortancia en vidrio, aire del espacio, entre otros son obtenidos por TRNSYS, software de referencia internacional utilizado en este estudio para estimar el comportamiento de las cargas térmicas de la edificación.

2.4.1 Simulación con TRNSYS.

TRNSYS¹ producido por Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin – Madison es un software muy completo y extensible en ambientes de simulaciones para con sistemas transitorios, incluye la construcción y organización de varias zonas térmicas (multi-zone). Es usado por ingenieros e investigadores científicos para validar nuevos conceptos en el campo de la energía, desde un sistema doméstico simple de agua caliente hasta diseños y simulaciones de edificaciones con sus equipamientos. Incluye estrategias de control, comportamiento de ocupantes, sistemas alternativos de energía (Eólica, Solar, Fotovoltaica, Sistemas de Hidrogeno), etc.

TRNSYS tiene la posibilidad de poder conectarse muy fácil con otras aplicaciones, antes o después de procesar información, incluso hacer llamadas interactivas durante la simulación (eje: Microsoft Excel, Matlab, COMIS, etc.), además incluye: Sistemas solares (*solar thermal* y *Photovoltaic Panel*), construcción de bajas energías y sistema de (HVAC) climatización con características de diseños avanzados (doble fachada (*slab heating/cooling*)). Sistemas de energías renovables, cogeneración, etc.

El ambiente de trabajo se basa en conexiones de objetos llamados bloques, con entradas y salidas que permiten una fácil obtención de resultados. Para el desarrollo de este proyecto se definieron los siguientes objetos.

¹ Ver en www.trnsys.com

Tabla 2.1. Descripción de los objetos que conforma la simulación.

Objeto	Descripción
109	Datos Climatológicos de la región.
69	Temperatura de la bóveda celeste.
56	Construcción Multi-zona
62	Vínculo con Excel.
34	Características de las ventanas.
33	Propiedades Psicométricas del aire.
2	Control de estrategias. On/off

Para observar el ambiente de trabajo en la figura 2 de los anexos se muestra el estudio de simulación con todas las conexiones que conforman el esquema del hotel montado en TRNSYS.

2.4.2 Definición de las zonas térmicas. Habitación Tipo.

Las zonas térmicas en las cuales se divide el hotel son: edificio principal, cabañas, restaurante, tienda, cabaret y oficinas, mostradas en la figura 2.7.

Las habitaciones tipo son aquellas que se agrupan con el objetivo de reducir el análisis global del edificio, o sea, se seleccionan de acuerdo a las ganancias de calor para llegar a un consenso de cuál será la demanda máxima. Por tal motivo el modulo habitacional se dividirá en las zonas siguientes:

El edificio principal con un total de 136 habitaciones se identificaron 10 tipos, en las cabañas con 13 habitaciones, 3 tipos. Por lo cual se montarán en TRNSYS un total de 13 habitaciones tipo identificadas como zonas térmicas que permitirán definir las características de los módulos habitacionales.

Las zonas térmicas; tienda, cabaret y oficinas no se simularan con TRNSYS, por no contar con datos suficientes de estas zonas. La carga térmica de estas serán las tomadas del proyecto de diseño inicial del hotel.

Las habitaciones tipo se quedaron agrupadas por su ubicación en el edificio y las características térmicas que las definen. Esto se puede apreciar en la figura 3 y 4 de los anexos.

Para el comienzo de la simulación se asumió el estado de confort para una humedad relativa dentro de las zonas del 50% y una temperatura máxima de 24°C, valores de confort recomendados por la literatura (ASHRAE, 1997). El inicio de la simulación comienza para temperaturas 27°C y 70% de humedad relativa, además se asume que la potencia de frío entregada es ilimitada por el equipo enfriador. Las características físicas de los locales se resumen en las tablas siguientes.

Tabla 2.2. Descripción física de las zonas térmicas, ver figura 2.9.

Zonas Térmica	Tipo	Dimensiones (m)	Orientación de Ventanas
Hab_702	Suit	9X8X3	NORTE
Hab_602	Suit	9X8X3	NORTE
Hab_712	Normal	9X4X3	NORTE
Hab_724	Normal	9X4X3	NORTE
Hab_512	Normal	9X4X3	NORTE
Hab_402	Normal	9X4X3	NORTE
Hab_424	Normal	9X4X3	NORTE
Hab_202	Normal	9X4X3	NORTE
Hab_212	Normal	9X4X3	NORTE
Hab_224	Normal	9X4X3	NORTE
Hab_102	Cabaña	7.8X4.2X3.4	SUR
Hab_112	Cabaña	7.8X4.2X3.4	SUR
Hab_114	Cabaña	7.8X4.2X3.4	SUR

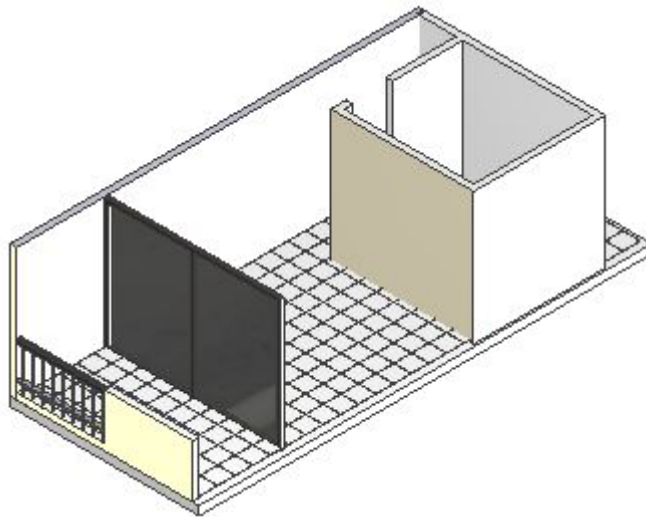


Figura 2.9. Vista isométrica de una habitación del hotel.

Tabla 2.3. Propiedades físicas de las capas que conforman las paredes.

Capas (Layer)	Conductividad (kJ/h·m·K)	Capacitancia (kJ/kg·K)	Densidad (kg/m ³)
Bloque de concreto	1.836	1	1400
Concreto	7.56	0.8	2400
Rasilla	3.2	1	1800
Cerámica	4.32	1	2000
Cemento_Arcilla	5.04	1	2000

En la tabla 2.4 se recogen las características físicas de los diferentes tipos de paredes de las habitaciones del edificio y las cabañas en la cual se definen los diferentes elementos o capas que componen la pared así como sus propiedades físicas, se define el coeficiente de absorptividad en función del color que estas tienen

por la propiedad ABSR. H (Front-Back) representa el coeficiente de transferencia de calor de la pared, el cual es propuesto por el software.

Tabla 2.4. Propiedades térmicas para los tipos de pared.

Pared	Capas	K (W/m ² ·K)	U (kJ/h·m ² ·K)	Espesor (m)	ABSR		H	
					FRONT	BACK	FRONT	BACK
Exterior	Bloque Cemento_Arcilla Cemento_Arcilla	2.05954	11.40879	0.15 0.02 0.01	0.5	0.3	64	11
Interior	Bloque Cemento_Arcilla Cemento_Arcilla	2.09029	11.67302	0.15 0.01 0.01	0.3	0.3	11	11
Piso	Concreto Cerámica Cemento_Arcilla	3.40909	29.18919	0.24 0.01 0.01	0.3	0.3	11	11
Techo	Concreto Rasilla	3.25960	26.31854	0.24 0.02	0.75	0.3	64	11
Ventana	Cristal sencillo	5.8	5400	0.008	-	-	64	11

Las ganancias de calor interna se definieron para una ocupación constante de tres personas dentro de la habitación, definiendo las ganancias de calor sensible y latente por la norma ISO 7730. Se definieron además las ganancias por luz artificial y un televisor a color de 19-21" Pot = 120 W. Para las ganancias por infiltración se asumió un factor de 0.8.

Bajo estos principales requerimiento se le comienzan a dar las entradas a TRNSYS.

Tabla 2.5. Requerimientos de entradas que maneja al programa.

InpNR	Nombre	Unidad	Descripción
1	TAMB	°C	Temperatura ambiente.
2	ARELHUM	%	Humedad relativa del ambiente.
3	TSKY	°C	Temperatura de la bóveda celeste.
4	ITNORTH	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación para orientación al Norte.
5	ITSOUTH	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación para orientación al Sur.
6	ITEAST	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación para orientación al Este.
7	ITWEST	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación para orientación al Oeste.
8	ITHORIZONTAL	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación para la horizontal.
9	ITSHADNORT	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación en las paredes sombreadas.
10	IBNORTH	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación directa para orientación al Norte.
11	IBSOUTH	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación directa para orientación al Sur.
12	IBEAST	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación directa para orientación al Este.
13	IBWEST	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación directa para orientación al Oeste.
14	IBHORIZONTAL	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación directa para orientación en la horizontal.
15	IBSHADNORT	kJ/hr.m ²	Incendencia de la radiación directa para orientación en las paredes sombreadas.
16	AINORTH	grados	Ángulo de incidencia en la orientación al Norte.
17	AISOUTH	grados	Ángulo de incidencia en la orientación al Sur.
18	AIEAST	grados	Ángulo de incidencia en la orientación al Este.
19	AIWEST	grados	Ángulo de incidencia en la orientación al Oeste.
20	AIHORIZONTAL	grados	Ángulo de incidencia en la orientación en la horizontal.
21	AISHADNORT	grados	Ángulo de incidencia en la orientación en las paredes sombreadas.
22	T_COOL_ON	Entrada	Control de la temperatura de la habitación.

Principales resultados obtenidos tras la simulación.

Tabla 2.6. Resumen de los valores obtenidos para todas las zonas combinadas.

MONTH	COOLING	INFILTR	SOLAR_RAD	INT_GAINS
-	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
JAN	3,16E+06	-5,41E+05	3,16E+06	4,37E+06
FEB	4,10E+06	-2,12E+05	3,01E+06	3,78E+06
MAR	5,48E+06	-9,44E+03	3,35E+06	4,10E+06
APR	8,72E+06	6,62E+05	3,21E+06	3,91E+06
MAY	9,43E+06	7,37E+05	3,56E+06	4,16E+06
JUN	1,04E+07	1,08E+06	2,92E+06	4,08E+06
JUL	1,19E+07	1,16E+06	3,48E+06	4,07E+06
AUG	1,27E+07	1,33E+06	3,35E+06	4,20E+06
SEP	1,06E+07	1,00E+06	3,11E+06	3,90E+06
OCT	9,18E+06	5,99E+05	3,11E+06	4,34E+06
NOV	5,05E+06	1,18E+04	2,69E+06	4,22E+06
DEC	4,13E+06	-1,87E+05	2,81E+06	4,11E+06
SUM	9,48E+07	5,63E+06	3,78E+07	4,92E+03

La tabla 2.6 muestra las salidas principales del programa tras culminar la simulación, para un total de 8750 horas corridas. TRNSYS ofrece como resultado las ganancias de calor internas, por infiltración y radiación solar, estimando la energía de frío demandada por el sistema para mantener confort habitacional durante todo el año.

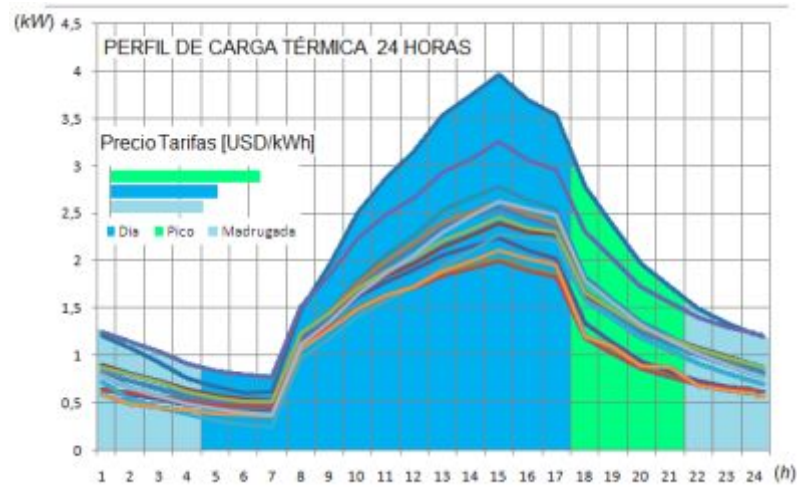


Figura 2.10. Perfil de carga térmica para las 13 habitaciones tipo en 24h.

Como se muestra gráficamente mediante TRNSYS podemos obtener el perfil de carga térmica correspondiente al módulo habitacional en 24 horas, siendo posible determinar la variación del consumo asociado al sistema de climatización y el importe económico en función de las tarifas eléctricas a las cuales responde el hotel,

así como los picos de consumo energético asociados al sistema de clima que en este caso para las habitaciones ocurren en el horario de 13:00 pm a 17:00 pm.

De acuerdo a la estrategia de ocupación que utiliza el hotel se puede determinar como se muestra en la figura 2.11 la carga térmica total del módulo habitacional en función de las habitaciones ocupadas por día.

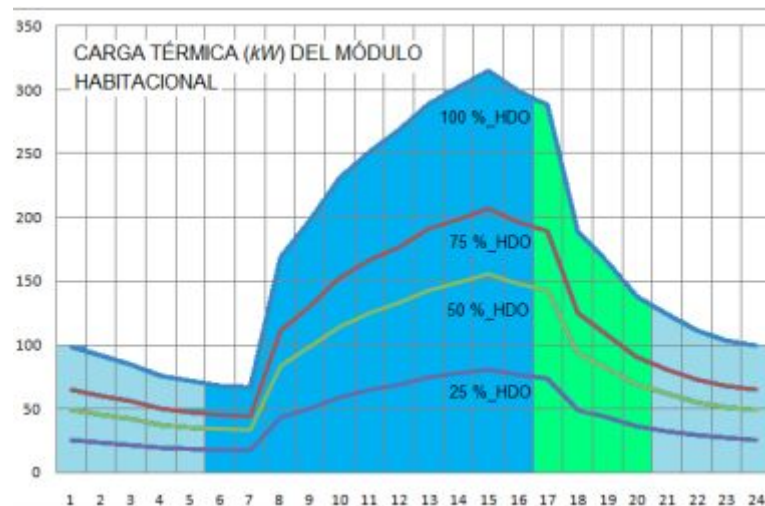


Figura 2.11. Representación de la carga máxima en función de la ocupación.

En la figura 2.11 se puede observar cuatro modelos que identifican los valores a los que puede llegar la carga térmica del edificio y las cabañas en función de la ocupación diaria que se pueda presentar, a partir de los cuales podemos obtener el comportamiento de la carga térmica total del hotel (figura 2.12), para los circuitos que estén conectados en cada hora, respondiendo al perfil real de carga del hotel en 24 horas y 100% de ocupación.

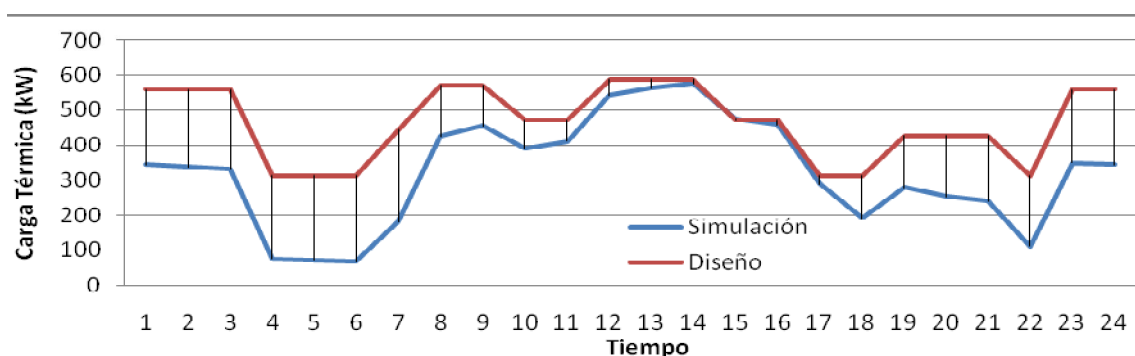


Figura 2.12. Perfil de carga térmica máxima (100 %_HDO) para el hotel Jagua.

Otro resultado interesante obtenido por la simulación es la representación de la carga térmica en todo el año, la cual graficada contra el consumo energético del hotel durante el 2011 demuestra que una de las causas fundamentales del consumo

de electricidad del hotel es responsabilidad del sistema de acondicionaminto de aire, figura 2.13.

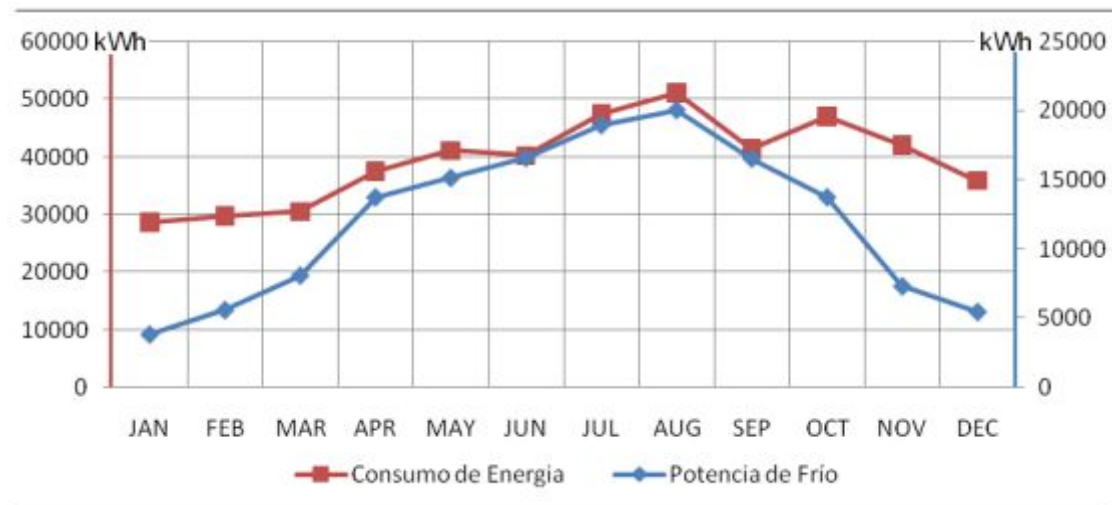


Figura 2.13. Consumo de electricidad vs la potencia de frío estimada, 2011.

En este gráfico se puede constatar la relación existente en temporada baja (verano) de la carga térmica y el consumo energético del hotel, debido al incremento de las temperaturas y por ende un mayor trabajo del sistema de frío. En temporada alta (invierno) no ocurre lo mismo, aunque disminuyen ambos factores los consumos y la carga térmica no guardan ninguna relación. Esto puede estar dado por la relación existente entre carga térmica y HDO, como se ejemplificará mas adelante en la sección 2.5.

Mediante la estimación de la carga térmica simulada en TRNSYS se obtuvo la relación entre la carga térmica de cada circuito de climatización y la capacidad del equipamiento instalado, a partir del comportamiento de la carga de enfriamiento diaria para el hotel correspondiente a los 6 circuitos instalados.

Tabla 2.7. Relación de la demanda térmica y la capacidad instalada.

Circuito	Módulo	Capacidad Instalada	Carga Térmica
6	Este	283 kW	146 kW
5	Oeste	290 kW	139 kW
4	Cabañas	79,36 kW	28 kW
7	Oficinas	397 kW	142 kW
8	Restaurante	139 kW	114 kW
9	Cabaret	275 kW	246 kW
Total		1463 kW	815 kW

Como se observa en la tabla 2.7 la demanda térmica del módulo habitacional Este, Oeste y Cabañas representa el 38 % solamente de la carga de enfriamiento y el consumo total del sistema de climatización.

2.5 Correspondencia de la ocupación habitacional con el consumo energético medido.

Simultáneamente con los resultados obtenidos mediante la simulación de la carga térmica, sería conveniente comprobar cual pudiera ser la relación real que existe entre el consumo de electricidad y la ocupación diaria, que es la razón de ser del hotel. Para eso dividiremos el consumo en los tres horarios del día como se muestra en la siguiente gráfica.

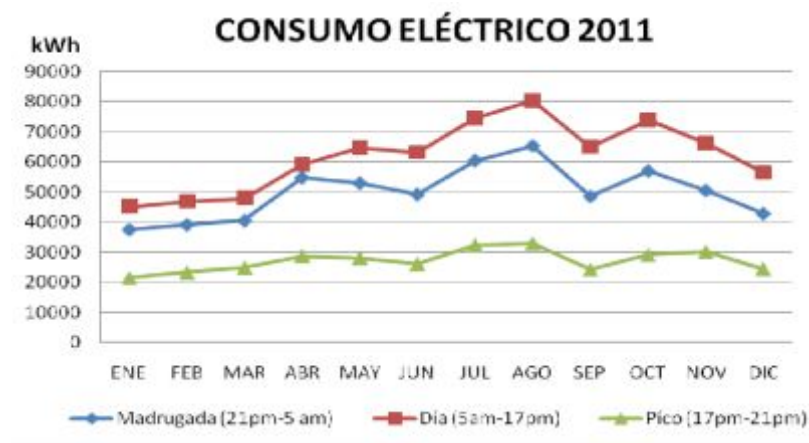


Figura 2.14. Representación del consumo eléctrico total por horarios en el 2011.

En el gráfico 2.15 se puede apreciar la ocupación del hotel contra el consumo horario y observar que no existe correspondencia con la variación del consumo en la temporada alta, pero por el contrario, en la temporada baja en los meses de Junio a Septiembre se hace claro como la variación del consumo y la ocupación siguen un mismo patrón. Esto está dado al incremento de las temperaturas en verano que provocan un mayor consumo del sistema de climatización como se ha explicado anteriormente. Ahora bien, para verificar si este incremento del consumo de energía eléctrica que se atribuye a la climatización del hotel es válido, es preciso entonces plotear el comportamiento de la carga térmica y el consumo real medido del sistema en función de las HDO del hotel.

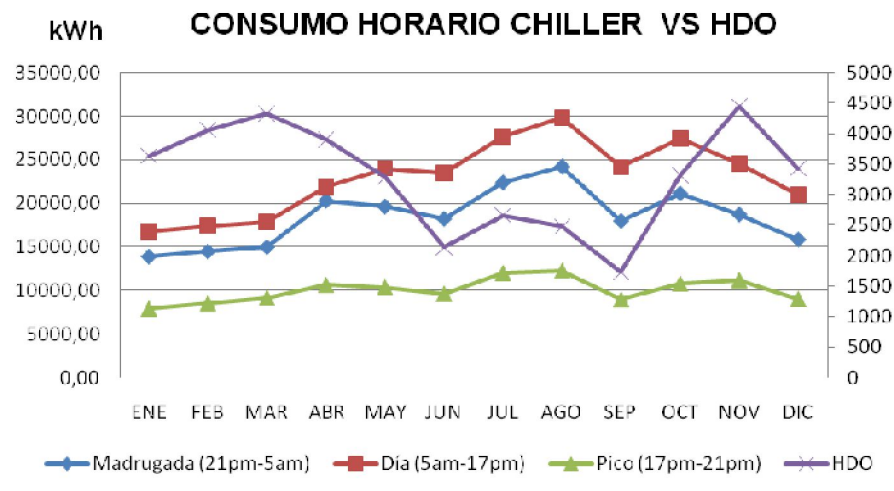


Figura 2.15. Comportamiento mensual de las enfriadoras vs la ocupación del hotel.

Tomando como ejemplo la variación de la carga de enfriamiento en función de la ocupación diaria del hotel para los días del 8 al 22 de enero de 2012 obtenemos que la demanda térmica por habitaciones día ocupadas se ajusta a la variación del consumo del chiller, menos en el horario del día debido a que el turismo sale a las 9:30 am y entra al hotel a las 4 pm, por las condiciones actuales de ocupación, consumiéndose el 63.64% de la energía asociada a la ocupación en el pico eléctrico y la madrugada. El otro porcentaje no se asocia con la ocupación (HDO).

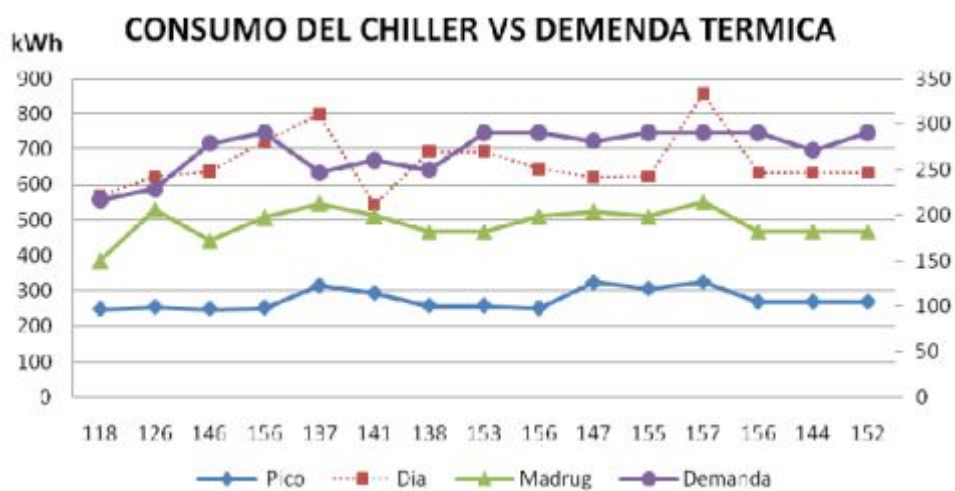


Figura 2.16. La demanda térmica y el consumo del chiller en función de las HDO.

Se elevan los consumos porque la carga térmica en ese horario (día) se hace máxima en las otras zonas térmicas del hotel que requieren mayor carga de enfriamiento y que no están asociadas directamente con las HDO. O sea, que la elevación de los consumos no está asociada directamente con los huéspedes, sino con el personal de trabajo del hotel y las áreas en las que estos laboran.

2.6 Requerimientos del servicio eléctrico. Costos del consumo energéticos producto a las tarifas horarias.

Actualmente las tarifas de precios que rige el servicio eléctrico nacional están detalladas en la resolución No. 28-2011 del Ministerio de Finanzas y Precios. Esta puede aplicarse en Pesos Cubanos o en Pesos Cubanos Convertibles, según la moneda de pago establecida para cada cliente.

El sistema tarifario eléctrico está formado por tres grandes grupos de tarifas que se aplican a los clientes que están conectados a la red, estos son: Alta Tensión, Media Tensión y Baja Tensión. Cada uno de estos grupos cumple con diferentes normativas².

Esta resolución, efectuada en el 2011, puntualiza nuevas medidas. Implementa un nuevo Factor K, para ajustar las tarifas en función de la variación del precio de la tonelada de los combustibles (fuel oil, crudo y diesel) usados en la generación de electricidad. Caracteriza también el factor de potencia, penalizando al cliente si es menor de 0.90, y se bonifica de 0.92 a 0.96. Para factores de potencia entre 0.90 y 0.92, no se bonifica ni se penaliza.

En esta resolución la tarifa que rige el coste de la energía en el hotel se clasifica por el grupo M, específicamente, tarifa M1-A³. Aplicada para todos los servicios de consumidores clasificados como de Media Tensión con actividad de 20 horas diarias o más.

2.7 Costos del consumo energético en los tres horarios.

El hotel Jagua se alimenta mediante un circuito del sistema electro energético nacional de 13.2 KV, que a través de un transformador de 630 KVA se obtiene una tensión nominal por baja de 400/231 V, Trifásica, 60 Hz. Con 5 conductores en conexión estrella aterrada, clasificación TNS (Cuza, 2010).

² Ministerio de Finanzas y Precios. Resolución No. 28-2011.

³ Ministerio de Finanzas y Precios. Resolución No. 28-2011. Anexo único, p 14.

Potencia Instalada.

Carga conectada total: 581.34 kW.

Demanda máxima: 501.12 kW.

Consta de un Grupo Electrónico de Emergencia de transfer automático de 618 KVA, que garantiza el suministro eléctrico para el Hotel y Palacio de Valle. Otro Grupo Electrónico de 45 KVA para el Hostal Casa Verde.

La instalación está dividida en tres áreas de consumos que se facturan independientemente; que son: Palacio de Valle, Hostal Casa Verde y hotel Jagua (caso de estudio).

Hotel Jagua (Centro Seleccionado) con un metro totalizador del consumo eléctrico el cual tiene los siguientes datos de control: **Ruta: 30 y Folio: 0680.**

Se aplica la tarifa eléctrica **M1-A** que comprende los siguientes cargos:

- Tarifa de media tensión de 100 kW o mayores, que laboran más de 20 horas diarias y pertenecen al turismo. Moneda CUC.
- Se aplica el ajuste por variación del precio del combustible (Factor K).
- Se permite variar la demanda 2 veces al año. (Demanda contratada: 415 kW).

Los períodos del día para la aplicación de las tarifas son:

Pico Eléctrico: de las 17:00 horas a las 21:00 horas.

Día: de las 5:00 AM a las 17:00 horas.

Madrugada: de las 21:00 horas a las 5:00 AM.

2.7.1 Precios de las Tarifas.

La tarifa aplicada a todos los servicios de consumidores clasificados como de Media Tensión con actividad de 20 horas diarias o más. Cobra un valor de 7.00 CUC mensual por cada kW de máxima demanda contratada en el horario comprendido entre las 17:00 y las 21:00 horas. Si la demanda máxima registrada en este horario es mayor que la contratada, esta se facturará al precio de la tarifa y el exceso al triple de su valor, 21 CUC por cada kW.

Por cada kWh consumido en el horario **Pico**:

$$(0.0481 \text{ \$/kWh} * K + 0.064 \text{ \$/kWh}) * \text{Consumo pico en kWh} \quad (2.1)$$

Por cada kWh consumido en el horario del **Día**.

$$(0.0241 \text{ \$/kWh} * K + 0.064 \text{ \$/kWh}) * \text{Consumo día en kWh} \quad (2.2)$$

Por cada kWh consumido en el horario de la **Madrugada**:

$$(0.0161 \text{ \$/kWh} * K + 0.064 \text{ \$/kWh}) * \text{Consumo Madrugada en kWh} \quad (2.3)$$

2.8 Análisis del costo de la energía al ser desplazado el consumo al horario de la madrugada para almacenamiento de agua fría.

Como se ha venido planteando anteriormente desplazar los consumos del pico eléctrico le proporciona al hotel un ahorro, “no de energía consumida” pero si de importe total a pagar. O sea, el sistema de climatización es responsable del 55.83% del consumo de electricidad del hotel Jagua. Si este consumo (estratificado en la figura 2.5) donde el precio del kWh se rige por la ecuación 2.1 en el horario Pico, se desplaza hacia el horario de la Madrugada el valor del kWh disminuye según la ecuación 2.3 y el importe a pagar puede ser menor.

Tomando el análisis del consumo de electricidad para el 2011, el recibo de pago muestra que la Empresa Eléctrica le cobro al hotel un importe por cada kWh consumido de 347 057 CUC sin tener en cuenta el resto de los componentes de pago.

Tabla 2.8. Consumo horario e importe a pagar por electricidad, hotel Jagua 2011.

Escala	Lectura anterior	Lectura actual	Consumo (kWh)	Importe (CUC)
Cargo fijo	-	-	-	-
Madrugada	22031883	22628966	597 083	118 412
Día	28072291	28814351	742 060	216 981
Pico	11295237	11620666	325 429	92 829
P. Transf.	-	-	40009	7 326,3
Total				435 549

De la tabla 2.8 podemos observar que hubo un consumo de 325 429 kWh en el horario Pico, por tanto, con este consumo podemos determinar el del sistema de climatización que como se mostró en la figura 2.5 representa el 55.83 % del total, por

consiguiente el sistema de clima del hotel es responsable aproximadamente de 178 986 kWh consumidos, que representa un importe para el hotel de:

A partir de la ecuación 2.1 obtenemos que:

K es el factor que depende del combustible y como promedio en el año $K=4.67$

Por tanto:

$$\text{Imp} = (0.0481 * 4.67 + 0.064) * 178986$$

$$\text{Imp} = 51\,660 \text{ CUC}$$

Este importe es el lo que implica la producción de frío para climatizar el hotel en el horario Pico.

Con igual procedimiento se puede determinar el importe a pagar por las enfriadoras o chillers (figura 2.6, p. 37) implicando por tanto un coste aproximado a 34 302 CUC.

El importe del hotel desplazando el consumo del horario pico hacia la madrugada se puede obtener por la de la ecuación 2.2 y para $K=4,67$:

$$\text{Imp} = (0.0161 * 4.67 + 0.064) * 118846.7$$

$$\text{Imp} = 16\,542 \text{ CUC}$$

Por tanto, el hotel se pudo ahorrar en el año solamente por este concepto de volante térmico 17 760 CUC.

Conclusiones Parciales.

1. La estimación de la carga térmica mediante la simulación con TRNSYS mostró su máxima a las 16 horas con un valor de 457.2 kW (130 ton), en condiciones actuales de operación y de 11:30 am a 14:00 pm en contexto de diseño, con un valor de 574.42 kW (164 ton). La simulación térmica del hotel mostró que la carga de enfriamiento del módulo habitacional representa el 38.4 % de la carga total del hotel y que la carga térmica no coincide con el pico eléctrico.
2. Solamente por concepto de volante térmico, o sea desplazando el consumo del horario del pico eléctrico hacia la madrugada se pudo ahorrar el hotel en el 2011 como mínimo 17 760 CUC.

Capítulo III: Análisis del esquema térmico. Propuesta de mejora.

Introducción.

En el desarrollo de este capítulo se hace una valoración cuantitativa de las características actuales del sistema de climatización del hotel Jagua. Dando continuidad al estudio de la incorporación de un sistema de almacenamiento de agua helada para disminuir los costos energéticos mediante el desplazamiento de los consumos energéticos a horarios de la madrugada, así como la reducción de la demanda máxima contratada.

3 Características y análisis crítico del esquema térmico del hotel.

El sistema de climatización del hotel Jagua está integrado por dos enfriadoras fabricadas por FRIOCLIMA, con capacidad de enfriamiento de 404 kW. (115 ton) c/u, para un total de 4 compresores con capacidad de 60 ton c/u, o sea, que los chiller cuentan con una reserva de 5 ton c/u. Estos poseen condensadores enfriados por aire y recuperadores de calor para el servicio de agua caliente sanitaria.

Los compresores tienen incorporadas válvulas deslizantes que permiten hasta tres pasos de control de capacidad (50 - 75 y 100 %) y están diseñados para el arranque por parte (*part- widening*) que se produce a capacidad reducida del 25 %. Además incorpora un sistema de control inteligente diseñado por FRIOCLIMA (SIF-1) que está basado en un sistema de control lógico programable (PLC) que controla totalmente la unidad:

- 1- Controla el arranque y parada de los compresores en sus etapas, su rotación y su protección, el arranque y parada de los ventiladores y la variación de la velocidad de los mismos en correspondencia con la presión de condensación.
- 2- Ajuste preciso de la temperatura de salida del agua fría dentro de la banda de control.
- 3- Ajuste óptimo del punto de consigna de salida del agua fría en correspondencia con los distintos horarios de trabajo.
- 4- Ajuste constante de la potencia frigorífica en correspondencia con la demanda del sistema de climatización, gracias al empleo de compresores con varios pasos de regulación de capacidad y a la sensibilidad y precisión del sistema inteligente incorporado.

Cada chiller presenta para el intercambio de energía en el foco frío un evaporador cilíndrico de tubo y coraza capaz de crear una diferencia de 5 °C de temperatura. Con dos circuitos de refrigerante líquido, el evaporador es del tipo “expansión directa o seco” donde el agua circula por la carcasa y el refrigerante por los tubos. Este tipo de evaporador presenta el inconveniente que con el tiempo el agua logra ensuciar el lado del circuito por donde circula, haciendo necesaria la utilización de productos químicos para su limpieza.

El sistema hidráulico (figura 3.1) funciona con dos bombas en el circuito primario a flujo constante, una para cada enfriadora y seis para el circuito secundario de agua fría, que se dividen en dos para el bloque habitacional, uno para las cabañas; uno para el cabaret, uno para el restaurante y uno para las áreas nobles u oficinas. El sistema está constituido de 221 *fan-coil* de distintos modelos fabricados por FRIOCLIMA, regulados por un termostato a través de una electro válvula de tres vías. Consta de tres manejadoras de aire o climatizadoras (dos para el cabaret y una para el restaurante).

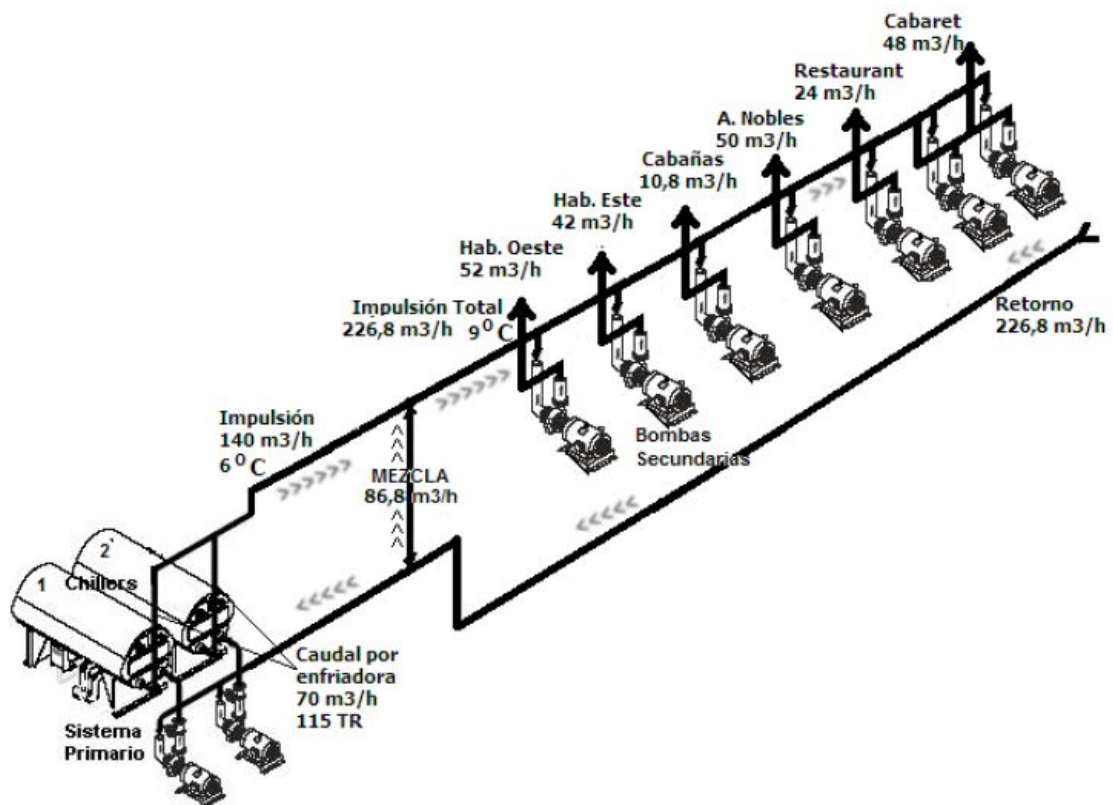


Figura 3.1. Esquema del sistema de climatización del hotel.

La instalación tiene seis ramales independientes en la impulsión, tres de ellos para las habitaciones y otros tres para las zonas nobles, restaurant y cabaret, como se

explico anteriormente. El caudal de agua necesario para alimentar esos seis ramales es de 226,8 m³/h, superior a la suma de los caudales de impulsión del sistema primario que es 140 m³/h, este caudal es el necesario para que las unidades enfriadoras instaladas puedan entregar la capacidad frigorífica máxima declarada por el fabricante.

Esta característica hidráulica y térmica es un inconveniente muy serio del sistema debido a que para satisfacer el caudal demandado por el circuito secundario –como el bombeo primario es menor que la posible demanda del secundario- el sistema deberá mezclar el agua fría que pasa por las enfriadoras con un porcentaje del retorno que viene de los locales y que circula a través del *by pass* denominado mezcla, provocando un calentamiento del agua de impulsión hasta 9 °C y esta llegará a los locales a esta temperatura en vez de los 6 °C previstos (Ajo, 2008). La máxima eficiencia de los *fan coil* y unidades manejadoras depende directamente de la temperatura con que entre el agua fría de impulsión y es óptima con “6 °C”, razón por la cual su eficiencia caerá apreciablemente y con ella la de todo el sistema, tabla 3.1.

Tabla 3.1. Análisis de las pérdidas globales del sistema:

Set Point (°C)	Temp. Retorno (°C)	ΔT (°F)	TRP (ton)	DTS (°F)	TRPS (ton)	TRU (ton)	Pérdidas (%)
7.00	12.00	9.00	231.0	5.55	88.53	142.47	38.33
7.00	11.50	8.10	207.9	5.00	79.68	128.22	38.33
7.00	11.00	7.20	184.8	4.44	70.83	113.97	38.33
7.00	10.50	6.30	161.7	3.89	61.97	99.73	38.33
7.00	10.00	5.40	138.6	3.33	53.12	85.48	38.33
7.00	9.50	4.50	115.5	2.78	44.27	71.23	38.33
7.00	9.00	3.60	92.40	2.22	35.41	56.99	38.33
7.00	8.50	2.70	69.30	1.67	26.56	42.74	38.33
7.00	8.00	1.80	46.20	1.11	17.71	28.49	38.33

TRP: Tiene en cuenta que por el primario circulan 140 m³/h de agua. La expresión es: $TRP = 140 \text{ m}^3/\text{h} \times \Delta T \times 4.4/24$

DTS: Diferencia de temperatura necesaria entre la impulsión y el retorno en el circuito secundario para que en este se generen las mismas ton que en el primario acorde con su caudal de 227 m³/h. Ley de conservación de la energía. Expresión:

$140 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (caudal del primario)} \times \Delta T = 227 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (caudal del secundario)} \times DTS$

TRPS= 86.8 m³/h (caudal de mezcla=diferencia de caudal) x DTS; Pérdidas por mezcla.

TRU= TRP-TRPS: toneladas de refrigeración útiles después de la mezcla.

En condiciones reales de operación los caudales que se manejan en el circuito secundario no llegarán a estar todos conectados en el mismo instante, variando la mezcla y la eficiencia del sistema en función de los circuitos, por tanto el análisis debe tomar en cuenta las conexiones de los circuitos hora a hora, tabla 3.2.

Las pérdidas se dan para un número probable de diferencias de temperaturas entre la impulsión y el retorno (Ajo, 2008).

3.2. Comportamiento de la instalación en operación 15-4-2012.

Horario	G _{cp} (m ³ /h)	G _{cs} (m ³ /h)	T _s (°C)	T _R (°C)	ΔT (°F)	TRP (ton)	DTS (°F)	TRPS (ton)	TRU (ton)	Pérdidas (%)
4:00 PM	70	154.8	23.2	26.4	5.76	73.92	2.61	40.57	33.41	54.88
5:00 PM	70	104.8	9.8	14.7	8.82	113.2	5.89	51.16	62.03	45.19
6:00 PM	70	104.8	10	14.3	7.74	99.33	5.17	44.89	54.44	45.19

G_{cp}: Volumen de agua que circula por el circuito primario del sistema.

G_{cs}: Volumen de agua que circula por el circuito secundario.

T_s: temperatura de set poin.

Como muestra esta tabla, la instalación trabaja con una eficiencia térmica variable en el circuito hidráulico para este período de tiempo. Las pérdidas calculadas anteriormente en la tabla 3.2 aumentan respecto a las de la tabla 3.1, mostrando la dependencia funcional entre los circuitos que estén conectados para cada horario del día, variando en magnitud cuando la diferencia entre los caudales del circuito primario y secundario varían.

3.1 Sobredimensionamiento del sistema.

El sistema de climatización actual del hotel está seleccionado para vencer la carga térmica en cualquier horario. En dependencia de determinados sucesos, se caracteriza por trabajar a cargas parciales durante las 24 horas del día. Según la estimación del perfil de carga térmica mediante TRNSYS el comportamiento de la carga de enfriamiento a vencer por los chiller, como se aprecia en la figura 3.2, se mantiene variable durante todo el día, de la cual solo el 33% de las horas trabaja en el rango de 50 a 75 % de la carga máxima que es capaz de producir el chiller. Este porcentaje de carga máxima representa el pico de carga del esquema térmico.



Figura 3.2. Perfil de carga térmica del hotel en 24 h, para el día más crítico.

Esta variación del perfil está determinada principalmente por los circuitos que se conectan según el horario y la carga térmica estimada. La región sombreada en la figura significa, cualitativamente, el ahorro de energía del sistema por estrategias de operación debido a los planes de consumo. Las fluctuaciones en el perfil de carga coinciden con las cargas conectadas en cada momento: a las 7:00 am se conecta la bomba del circuito restaurante hasta las 10:00 am, que representa el 14 % de la carga térmica. A las 9:00 am se detienen los circuitos de las habitaciones (bombas 4, 5 y 6) y a las 11:00 am la bomba 7 circuito de las oficinas y la tienda, hasta la 13:00 pm que se conecta nuevamente y a las 16:00 pm se conectan de nuevo los circuitos de las habitaciones (bombas 4, 5 y 6), a las 19:00 pm se conecta el restaurant hasta las 10:00 pm y a las 11:00 pm se conecta el cabaret hasta las 3:00 am. Todas estas incidencias de operación se reflejan en el comportamiento energético del sistema.

Este ahorro por desconexión de los circuitos desplaza los picos o períodos de mayor consumo hacia otros horarios. De (7:00 a 10:00) am el sistema entra en su primer pico de carga, posteriormente la carga térmica cae drásticamente, hasta las 16:00 pm hora en la cual se registra la carga máxima del segundo pico de carga (15:00 a 17:00) pm.

Llamamos carga térmica de diseño (figura 3.2) a la carga de enfriamiento que debería vencer el sistema en condiciones normales de operación, o sea, sin las estrategias por desconexión de circuitos que se llevan a cabo actualmente en el hotel.

3.2 Propuesta de mejora térmica. Sistema de almacenamiento de energía por agua helada.

Tras haber analizado íntegramente las características térmicas del hotel y las cualidades del sistema de climatización daremos continuidad al estudio de la propuesta que describirá las particularidades de la implementación de un sistema de almacenamiento de agua helada.

Propuesta:

Incorporar a la instalación de enfriamiento de agua un sistema de almacenamiento de energía (TES, por sus siglas en inglés). Proponer un tanque de almacenamiento de agua helada con el objetivo de incrementar la eficiencia energética, reducir los costos y consumos energéticos de la instalación en operación, así como desfasar los picos de carga a horarios de menor consumo energético y la reducción de la demanda máxima contratada.

- Variante: Tanque conectado en paralelo con la carga, figura 3.3.

La propuesta fundamenta su principio en la conexión de un tanque de agua helada en paralelo con el hotel, que es la representación de la carga térmica demandada. Esta conexión propicia cargar el tanque y vencer la carga térmica del edificio en el mismo instante de tiempo, incluso desconectar el circuito primario y vencer la carga térmica con la energía acumulada, creando los llamados volantes térmicos.

Es preciso señalar que el tanque siempre permanecerá lleno a tope, circulando el agua por su interior en cada uno de los modos de operación. Además como dificultades aun del esquema quedaría la necesidad de un flujo de agua fría mayor que el que se puede garantizar con el circuito primario, debido a que no soluciona el problema de la mezcla de agua en el *by pass* porque el sistema de bombeo mantiene en circulación los mismos volúmenes de agua, o sea que, el circuito primario va a seguir bombeando el mismo caudal de agua helada insuficiente, teniendo que mezclar con el agua de retorno aproximadamente un 21 % para satisfacer el flujo de bombeo máximo requerido. Esta condición varía en dependencia del circuito que esté conectado en cada horario.

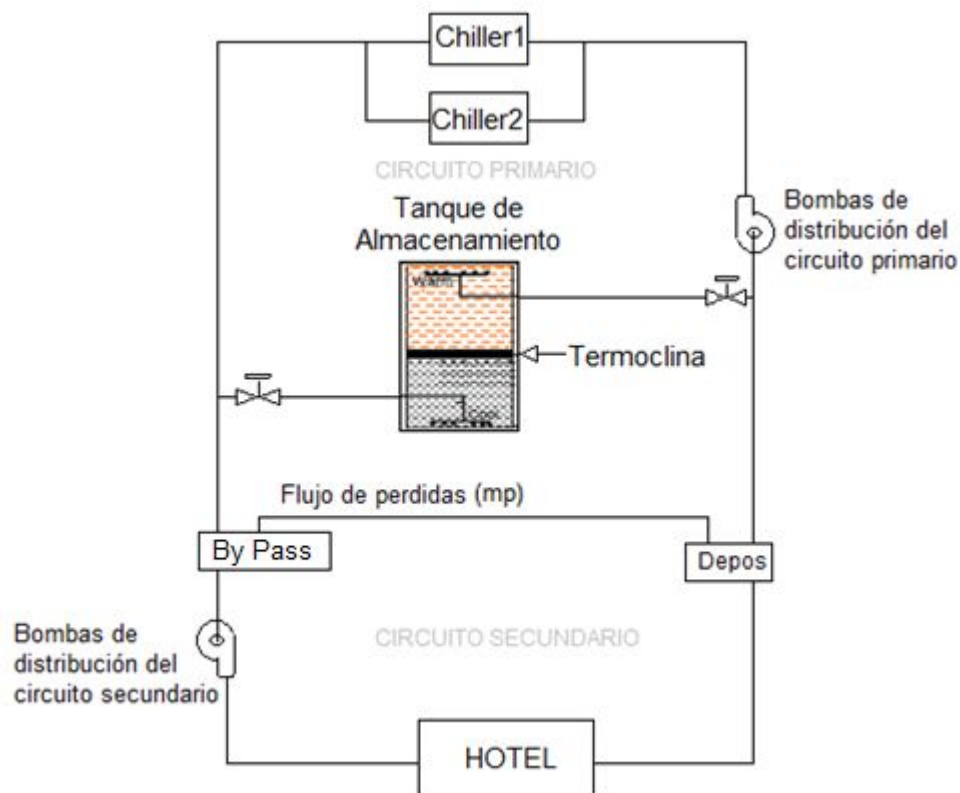


Figura 3.3. Esquema funcional de la instalación.

3.2.1 Modo de funcionamiento de la instalación con tanque de agua fría.

Los modos de funcionamiento del sistema con tanque de agua fría varían en dependencia de las estrategias de operación que se adopten para crear los volantes térmicos. A partir de los tres estados de actividad del sistema: primero; *modo de carga*. En este momento el tanque se cargará de energía producto del suministro de agua fría proveniente del sistema, los chiller deberán vencer la carga térmica impuesta por el hotel y el tanque al mismo tiempo, uno se encargará del hotel y el otro del tanque. Suponiendo que en el momento de carga, la demanda térmica del hotel es lo suficientemente baja como para que un solo chiller se pueda encargar de ella. Segundo: *modo de almacenamiento*. En este momento el tanque de agua fría ya acumuló cierta cantidad de energía y se dispone para almacenarla por un período de tiempo, los chillers siguen venciendo la carga térmica impuesta por el hotel. Tercero: *modo de descarga*. Luego de haberse cargado el tanque, el sistema de almacenamiento estará listo para entregar esa energía conjuntamente con los chillers o individualmente. Esto dependerá de las estrategias de operación que se programen para la puesta en marcha del sistema.

3.3 Determinación de las principales características del sistema de almacenamiento de frío.

Usando el perfil de carga térmica estimado para el hotel, figura 3.2. Podemos determinar según la potencia de frío del chiller, la capacidad máxima de almacenamiento (SC) de energía para las diferentes estrategias de operación que se pudieran aplicar. Para la cual se define la capacidad de chiller (C_{chil}) a partir de la ecuación 3.1:

$$C_{chil} = \frac{Q_{total}}{H_{char} \cdot CR_{char} + H_{dir} \cdot CR_{dirt}} \quad (3.1)$$

Donde C_{chil} es la capacidad nominal del chiller, H_{char} el número de horas que dura el período de carga. H_{dir} , número de horas con el sistema conectado directamente a la carga. Q_{total} , energía total de enfriamiento del sistema (kWh). CR_{char} y CR_{dirt} cuantifican la razón de capacidad de carga para el almacenamiento y la capacidad de enfriamiento directo; se toma aproximadamente igual a 1 (M.J. Sebzali, 2007).

En este proyecto ya se cuenta con la capacidad nominal de los chiller instalados, la cual es $C_{chil} = 820$ kW. Por tanto la capacidad máxima de almacenamiento se haya por la ecuación 3.2 como:

$$SC = C_{chil} H_{char} \cdot CR_{char} - TC_{char} \quad (3.2)$$

Para el cual TC_{char} representa la energía total suministrada por el sistema de enfriamiento para vencer la carga térmica en el período de carga solamente. Por tanto, al sustituir la ecuación 3.1 en 3.2 podemos obtener la capacidad máxima de almacenamiento que puede entregar el sistema en kWh.

La capacidad de almacenamiento obtenida en la ecuación 3.2 es usada para determinar el volumen del tanque, (Dincer, 2002), (M.J. Sebzali, 2007), (Karim M. , 2011), como se muestra en la ecuación 3.3.

$$V = \frac{3600 \cdot SC}{\delta \cdot Cp \cdot (T_i - T_o) \cdot \rho} \quad (3.3)$$

En el que V representa el volumen del tanque en m^3 , δ la densidad del agua kg/m^3 Cp el calor específico del agua kJ/kgK . T_i es la temperatura del agua ($^{\circ}C$) a la entrada del tanque durante el período de descarga y T_o , temperatura del agua a la salida del tanque y ρ factor de mérito.

En la bibliografía consultada (E. Papanicolaou, 2009), (ASHRAE, 1997), (Dincer, 2002), (M.J. Sebzali, 2007). Muchos de los tanques de almacenamiento de energía trabajan sobre un rango especificado de temperaturas de salidas (4,4 - 7) °C, y la de retorno entre (10 – 18) °C. Los tanques con un buen diseño de los difusores pueden obtener un factor de mérito, de 90% o mejor. El factor de mérito puede ser estimado con exactitud solamente con datos fieles o con pruebas de modelos a escala. En ausencia de datos el factor de merito puede ser obtenido de 0.85 a 0.9.

3.3.1 Selección del tiempo adecuado para la carga y descarga del sistema.

Debido a que en nuestro país están implantadas tres tarifas eléctricas (sección 2.7, capítulo II), la selección del período de carga es conveniente en el horario de la madrugada, pues los costos por consumo son los más bajos, además en este período de tiempo la carga térmica alcanza valores bajos.

El período de descarga se efectuaría para los picos de carga térmica, como se muestra en la figura siguiente.

A continuación se muestran dos esquemas térmicos que representan las características del caso.

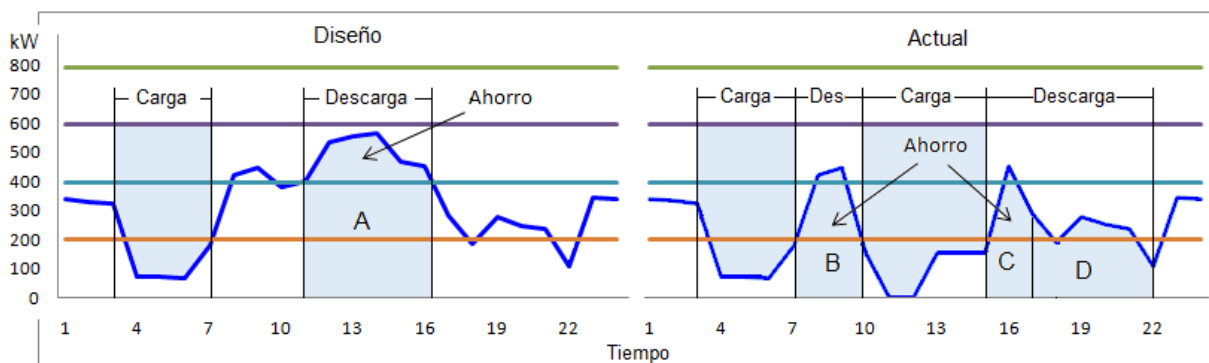


Figura 3.4. Esquema térmico en condiciones de diseño y operación actual.

La figura 3.4 muestra el comportamiento de dos perfiles, el que está vigente hoy por necesidades del hotel y el concebido para condiciones de diseño.

Las áreas A, B, C y D representan los momentos idóneos para vencer la carga térmica con el sistema de almacenamiento.

(A) cuantifica el consumo de energía para el pico de carga durante cuatro horas, de 12 pm a 16 pm (perfil de diseño). (B) el pico de carga durante la mañana, de 7:00 am a 10 am. (C) el pico durante la tarde 15: pm a 16 pm. (D) encierra el área perteneciente el período donde la tarifa eléctrica es más cara (pico eléctrico), 17 pm a 21 pm.

3.3.2 Capacidad y selección del volumen de almacenamiento.

La ecuación 3.3 cuantifica el volumen necesario del tanque para almacenar la energía máxima que se pueda acumular durante el período de carga. La cual representa la carga térmica que puede vencer el sistema de acumulación de frío durante el período de descarga, si no hay un período de almacenamiento entre la etapa de carga y descarga.

Tomando el período de madrugada como ciclo de carga 11:00 pm a 5:00 am, obtenemos la capacidad máxima de almacenamiento por la ecuación 3.2, como:

$$SC = C_{chil} H_{char} \cdot CR_{char} - TC_{char} = 800 \cdot 7 \cdot 1 - 948.54 = 4652 \text{ kWh}$$

Donde:

C_{chil} = 800 kW; 100 % de la capacidad nominal del chiller.

H_{char} = 7 h; Número de horas que dura el período de carga.

CR_{char} = 1; Razón de capacidad de carga para almacenamiento.

TC_{char} = 948,54 kWh; Energía destinada para vencer la carga térmica.

$SC=4\ 652$ kWh, representa toda la energía que puede acumular el chiller durante 7h trabajando a máxima capacidad. Para la cual se necesitaría un volumen de agua de:

$$V = \frac{3600 \cdot 4652}{1000 \cdot 4.18 \cdot (14 - 7)} = 572 \text{ m}^3$$

Es evidente que este volumen de agua es demasiado grande, sobre todo para el contexto y las condiciones reales del hotel. Además si comparamos la capacidad máxima de almacenamiento con los picos de carga de los dos perfiles de la figura 3.4, podemos observar que es mucho mayor, como muestra la tabla siguiente.

Tabla 3.3. Relación entre las capacidades de almacenamiento.

	SC	A	B	C	D
Almacenamiento (kWh)	4 652	2 584	1 049	680	1 161
Volumen (m ³)	572.29	318	129	83.7	142.81

Como muestra la tabla 3.3 la capacidad máxima de almacenamiento supera en magnitud la necesidad. Debido a que el sistema trabaja al 100% de su capacidad por un período de tiempo muy extenso. Además, no hay necesidad de almacenar

tanta energía sino solamente la que necesita el sistema para vencer los picos de carga.

Por tanto se definirá para el período de mayor demanda térmica (D) como el volumen óptimo para cualquier estrategia de operación, debido a que ofrece el volumen de almacenamiento más grande entre los tres períodos (B, C y D) para el perfil de carga de la figura 3.5. Por lo cual a partir de la ecuación 3.3 obtenemos:

$$V = \frac{3600 \cdot (D)}{\delta \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot \rho} = \frac{3600 \cdot 1161}{1000 \cdot 4,18 \cdot (15 - 7) \cdot 0,87} = 143,66 \approx 150 \text{ m}^3$$

3.3.3 Estrategias de operación.

Las estrategias de operación son fundamentales en la implementación de este tipo de sistema, debido a que definen los cambios cualitativos y cuantitativos que sufrirá el esquema térmico.

Para esto definiremos el perfil de carga siguiente.

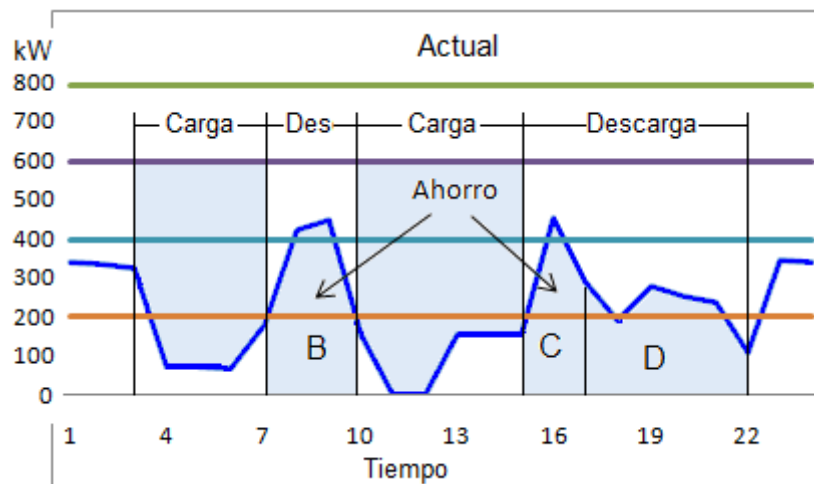


Figura 3.5. Perfil de carga actual. B, C y D representan las zonas de descarga.

Las posibles estrategias de operación consistirían en tratar de reducir los picos de carga térmica B y C, y la eliminación de los consumos en el pico eléctrico D.

Es conveniente señalar que no se tomó el perfil de diseño de la figura 3.4 porque la región del pico de carga es más pronunciada, lo cual provoca un volumen del tanque muy grande, (tabla 3.3). En caso de que el hotel retome las condiciones de diseño el tanque será el mismo que el que se determinó por la ecuación 3.3. Los cambios caerían en la reestructuración de la estrategia de operación. Ejemplo: almacenamiento parcial (*Partial-Storage*); reducción del pico de carga o nivelación de la carga.

Para el perfil de carga térmica de la figura 3.5 las estrategias de operación que se estudiarán se presentan a continuación. A partir de estas se evaluará el funcionamiento del sistema de climatización con el tanque de agua fría implementado.

Estrategias:

- 1- El objetivo del sistema será vencer la zona de carga térmica del pico eléctrico de 17:00 pm a 22:00 pm, para esto se almacenará la energía en el horario de la madrugada de 1:00 am a 5:00 am, a partir de las 5:00 am el sistema operará para mantener baja (7 - 9)°C la temperatura interna del tanque y vencer la carga térmica impuesta por el hotel hasta las 17:00 pm, donde se desconectarán todos los chiller y el tanque vencerá la carga por sí solo (*full storage*).
- 2- Esta estrategia de operación se basará en vencer los picos de carga desde las 7:00 am hasta 10:00 am y de 15:00pm a 18:00 pm, cargándose de energía en los momentos de carga mínima de 1:00 am a 5:00 am y de 11:00 am a 15:00 pm. En el período de 5:00am a 7:00 am el tanque permanecerá inactivo almacenando la energía.
- 3- El tanque de almacenamiento se cargará de energía durante la madrugada (1:00 a 5:00) am. Almacenará energía de 5:00 a 7:00 am y el primer período de descarga comenzará a las 7:00 am hasta las 10:00 am, los chillers disminuirán su potencia hasta el 25% y el tanque se encargará del resto de la demanda en ese horario, *partial storage*. Posteriormente el tanque recuperará la energía en el mediodía y el segundo período de descarga comenzará a las 15 pm, desconectándose completamente el sistema de compresores y el tanque vencerá la carga térmica por si solo hasta las 20 horas.
- 4- El sistema operará solamente para vencer el segundo pico de carga, de 15:00 pm hasta 19:00 pm. El almacenamiento de energía comenzará cuando la carga térmica sea mínima y las temperaturas exteriores alcancen valores máximos, o sea de 12:00 a 15:00 pm.

No operamos nuestro sistema como nivelador de carga en ningún momento debido a que nunca nuestro chiller trabajará a capacidad máxima. Esta técnica es muy útil

para sistemas que poseen un chiller de menor capacidad de entrega que la demandada en algunas horas del día (Dincer, 2002).

3.4 Análisis funcional del sistema de almacenamiento.

Es imprescindible en este momento evaluar el sistema de climatización del hotel con la mejora incorporada, debido a que los posibles resultados ofrecerían la factibilidad de este sistema con las condiciones actuales del hotel. Simularemos la instalación con la conexión del tanque para evaluar los tres estados de actividad de este, así como los cambios en el esquema térmico, costos y consumos asociados al almacenamiento de energía.

Para esto será necesario puntualizar los modelos matemáticos que definan el comportamiento del sistema en operación. Estos modelos son:

Modelo de carga térmica: El objetivo fundamental de este importante modelo es la necesidad que existe de predecir la carga térmica, debido a que estos sistemas almacenan energía en función de una posible carga térmica en el tiempo, de la cual es necesaria conocer las condiciones futuras.

Modelo del By Pass: Este modelo describe la zona de mezcla donde ocurre la unión del circuito primario con el secundario, a partir de este podemos predecir si se mantienen las condiciones de confort, debido a que la temperatura del agua a la salida del by pass es quien define las pérdidas del sistema. Además es quien caracteriza las cualidades de la instalación hidráulica.

Modelo del tanque: Fundamentalmente el tanque se modelará para observar la respuesta a los tres estados de actividad por los que este transcurre. Conociendo así las verdaderas oportunidades que nos ofrece el almacenamiento de energía.

3.4.1 Modelo de carga térmica.

El modelo dinámico que puede describir el comportamiento de la carga térmica del edificio surge a partir de una analogía eléctrica del problema. Donde el sistema es representado por un circuito eléctrico RC, en el cual se figura una perspectiva generalizada de las diferentes áreas del edificio tratadas como un conjunto que conforman la carga térmica, esta edificación puede ser modelada como elementos de demanda de carga. Esta consideración permite predecir un modelo de la energía total que se requiere basándose en variables del sistema como la ocupación y las

condiciones del clima, (Yudong Ma, 2010). En la figura 3.6 se presenta el modelo original y en la figura 3.7 el modelo propuesto, (Bombino Padrón, 2012).

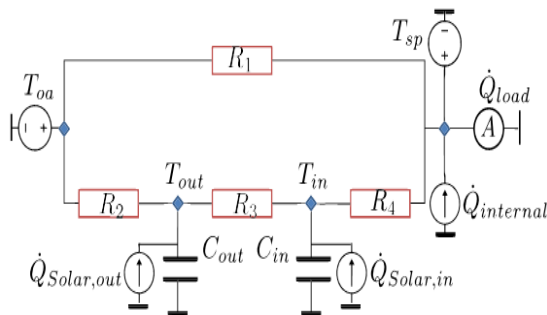


Fig. 3.6. Circuito Original

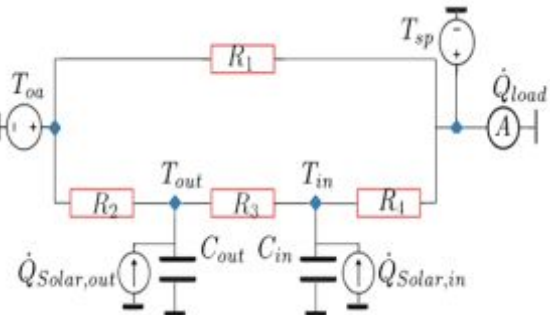


Figura. 3.7. Circuito Equivalente.

La diferencia entre ambos circuitos es la ganancia interna, que incluye el calor proveniente de las personas, luces y equipos electrónicos, la cual es una constante en el diseño original y para la estimación del modelo es considerada dentro de la dinámica de la salida de la carga térmica estimada en TRNSYS.

Los principales componentes del modelo de predicción son las paredes y ventanas, a los cuales son asociados elementos capacitivos y resistivos que conforman el circuito análogo. R_1 simboliza la resistencia térmica de las ventanas. Las paredes están representadas en una red 3R2C, ampliamente utilizada en la literatura moderna, donde C_{in} y C_{out} equivalen a la capacitancia térmica captada por las paredes en el interior y el exterior del edificio bajo la acción de la radiación solar en el interior y el exterior, respectivamente. La resistencia térmica entre las capacitancias es modelada por R_3 , mientras que R_2 y R_4 representan la resistencia térmica causada por la convección del calor.

Las entradas del modelo son la temperatura ambiente T_{0a} , la temperatura de *set-point* T_{sp} , y las radiaciones solares. $Q_{Solar,out}$ y $Q_{Solar,in}$ son la radiación solar global que incide directamente sobre el exterior de las paredes de la construcción y la radiación solar que llega al interior de la habitación, respectivamente. Los estados iniciales del modelo son las temperaturas de las zonas térmicas T_{in} y T_{out} , y la salida del modelo es la demanda de frío necesaria para satisfacer el confort, es decir, Q_{Load} .

Analizando detalladamente el circuito en cuestión es posible determinar las ecuaciones de entrada y de salida del modelo a partir de un análisis alrededor de los elementos capacitivos asociados a T_{in} y T_{out} , y al amperímetro que mide la Q_{Load} ⁴.

$$\dot{T}_{in} = \frac{\dot{Q}_{Solar,in} + \frac{T_{out} - T_{in}}{R_3} + \frac{T_{sp} - T_{in}}{R_4}}{C_{in}} \quad (3.4)$$

$$\dot{T}_{out} = \frac{\dot{Q}_{Solar,out} + \frac{T_{oa} - T_{out}}{R_2} + \frac{T_{in} - T_{out}}{R_3}}{C_{out}} \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{Load} = \max\left(0, \frac{T_{in} - T_{sp}}{R_4} + \frac{T_{oa} - T_{sp}}{R_1}\right) \quad (3.6)$$

A partir de aquí se puede determinar la estructura que tendrá el modelo matemático de la forma matricial llamado Modelos en Espacio de Estado.

$$x(t+1) = \mathbf{A} x(t) + \mathbf{B} u(t)$$

$$y(t) = \mathbf{C} x(t) + \mathbf{D} u(t)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= \begin{bmatrix} \dot{T}_{in} \\ \dot{T}_{out} \end{bmatrix} & X &= \begin{bmatrix} T_{in} \\ T_{out} \end{bmatrix} & Y &= \dot{Q}_{Load} & U &= \begin{bmatrix} T_{sp} \\ Q_{in} \\ T_{oa} \\ Q_{out} \end{bmatrix} \\ A &= \begin{bmatrix} -\left(\frac{1}{C_{in} * R_3} + \frac{1}{C_{in} * R_4}\right) & \left(\frac{1}{C_{in} * R_3}\right) \\ \frac{1}{C_{out} * R_3} & -\left(\frac{1}{C_{out} * R_3} + \frac{1}{C_{out} * R_2}\right) \end{bmatrix} & B &= \begin{bmatrix} \frac{1}{C_{in} * R_4} & \frac{1}{C_{in}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{C_{out} * R_2} & \frac{1}{C_{out}} \end{bmatrix} \\ D &= \begin{bmatrix} -\left(\frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_1}\right) & 0 & \frac{1}{R_1} & 0 \end{bmatrix} & C &= \begin{bmatrix} \frac{1}{R_4} & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

⁴ Este modelo es desarrollado y validado en el proyecto de tesis; Bombino Padrón, Obel. Control Predictivo basado en el modelo térmico del hotel Jagua con sistemas de climatización por agua helada. Universidad Central "Marta Abreu", 2012.

3.4.2 Descripción del modelo del by pass.

Este modelo es quien caracteriza la situación del volumen de agua insuficiente que dificulta el funcionamiento del sistema, debido a que la energía a almacenar se ve muy limitada en el momento de cargar el tanque porque hay que seguir suministrando energía al sistema para vencer la carga térmica, lo cual limita los volúmenes de agua hacia el tanque. Además, producto de la mezcla aumenta la temperatura de retorno del agua helada lo cual produce un incremento del consumo en los chiller.

La figura que se muestra a continuación describe el esquema del by pass.

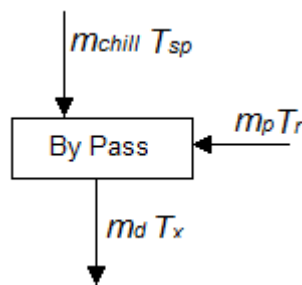


Figura 3.8. Esquema de análisis para el balance de energía en el By Pass.

Las condiciones más críticas ocurren en el momento inicial que se comienza a cargar el tanque, pues el flujo proveniente del chiller se divide en dos; uno directamente al depósito de mezcla o by pass (m_{ch}) y el otro al tanque para almacenar energía. El esquema de análisis de la figura 3.8 representa las entradas y salida del by pass. El balance de energía del esquema despreciando las pérdidas de calor ofrece:

$$m_{ch} \cdot Cp \cdot T_{sp} + m_p \cdot Cp \cdot T_r = m_d \cdot Cp \cdot T_x \quad (3.7)$$

De donde obtenemos que:

$$T_x = \frac{m_{ch} \cdot T_{sp} + m_p \cdot T_r}{m_d} \quad (3.8)$$

En el cual m_p representa el flujo de agua debido a la diferencia de los caudales entre el circuito primario y secundario ($m_d - m_{ch}$). T_{sp} y T_r figuran las temperaturas del agua a la salida del chiller y la de retorno respectivamente. T_x representa la temperatura del agua que sale del by pass tras ser mezclada por las otras entradas. La característica del fluido a la salida de la mezcla debe cumplir con la condición siguiente:

$$Q_x = m_d \cdot Cp \cdot (Tr - Tx) \geq Q_T \quad (3.9)$$

O sea, el calor que puede absorber el fluido refrigerante (agua) posterior al paso por la mezcla, debe ser mayor o por lo menos igual a la carga térmica para ese instante de tiempo.

Tabla 3.4. Análisis de las pérdidas por mezcla. Datos 1:00 am.

T_{sp} (°C)	T_r (°C)	T_i (°C)	m_{ch} (m³/h)	m_t (m³/h)	m_p (m³/h)	m_d (m³/h)	T_x (°C)	Q_x (kW)	Q_t (kW)
7	14	20	70	70	12.8	152.8	13.54	294	344.13
6	12	20	90	50	12.8	152.8	11.1	574	344.13

La temperatura de retorno (T_r) es asumida para el análisis. Corresponde con las posibles temperaturas que pueden llegar al chiller en el horario de la madrugada en el caso más crítico.

Como muestra la tabla 3.4 las variaciones en la energía transportada por el fluido tras la salida del by pass son considerables y pueden afectar las condiciones de confort. La dependencia fundamental radica en la temperatura del agua helada (T_{sp}), el manejo de los flujos y la carga térmica imperante que varía la temperatura de retorno, por lo cual las posibilidades de cargar energéticamente el sistema de almacenamiento se verían afectadas por un alargamiento del período de carga y disminución de las temperaturas del agua helada, incrementándose el consumo de los chiller.

3.4.3 Modelo dinámico del tanque de almacenamiento.

El por qué de este modelo se fundamenta en la necesidad que existe de controlar rigurosamente el tanque de almacenamiento para ser precisos en la operación del tanque. Conocer la variación de la temperatura del agua almacenada implica maniobrar correctamente el flujo volumétrico y así controlar el tiempo de carga, almacenamiento y descarga del sistema, los tres estados esenciales para operar el sistema lo más eficiente posible.

Además sería muy ventajoso operar el sistema apoyándonos en el modelo de predicción de la carga térmica con el objetivo de almacenar con exactitud la energía necesaria que va ser utilizada en horas posteriores. Para esto se hace imprescindible el comportamiento dinámico de la energía interna dentro del tanque: Por tanto se definirá el esquema de análisis como sigue en la figura 3.9.

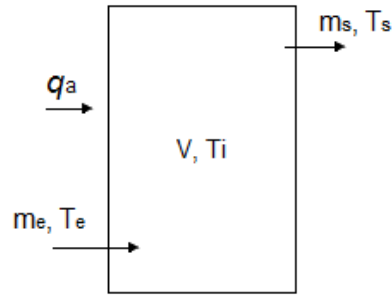


Figura 3.9. Esquema de análisis del tanque.

Donde q_a representa el calor absorbido desde el ambiente, m_e , T_e , m_s y T_s cuantifican el flujo y la temperatura del agua a la entrada y salida respectivamente. V y T_i son las propiedades - volumen y temperatura - que caracterizan la energía interna del tanque. Se toman en cuenta, tres estados de actividad, figura 3.10. Se asume que la temperatura es constante en el interior $T_i = T_s$, se desprecia el fenómeno de la termoclina, o sea no se considera el tanque estratificado.

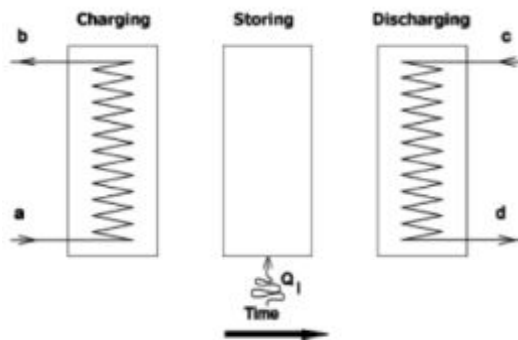


Figura 3.10. Representación de los tres modos de operación del tanque (Dincer, 2002).

El modelo matemático que generaliza los tres estados de operación es producto de un balance de energía de la figura 3.8 utilizando la primera ley de la termodinámica. El cual describe los flujos energéticos que afectan la energía interna del volumen de control como un sistema cerrado donde las variables de entrada se consideran estacionarias.

$$\frac{dE_{i,t}}{dt} = Q_{in,t} - Q_{ou,t} \quad (3.10)$$

Donde:

$$E_{i,t} = V \cdot \delta \cdot C_p \cdot T_{i,t}; \text{ Energía interna.}$$

$$Q_{in,t} = m_{s,t} \cdot C_p \cdot (T_{s,t} - T_{i,t}) + q_{a,t}; \text{ Energía absorbida por el sistema.}$$

$$Q_{out,t} = m_{e,t} \cdot C_p \cdot (T_{i,t} - T_{e,t}); \text{ Energía rechazada por el sistema.}$$

q_a representa las ganancias de calor debido a las condiciones climáticas del ambiente que rodea al tanque. Se determina como:

$$q_a = q_1 + q_2 \quad (3.11)$$

Para el cual:

$$q_1 = U_1 \cdot A_2 \cdot \Delta T = \frac{(T_{s,1} - T_{i,t})}{R_{Total,1}} \quad (3.12)$$

$$q_2 = U_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T = \frac{(T_{s,2} - T_{i,t})}{R_{Total,2}} \quad (3.13)$$

En el cual q_1 y q_2 representan la ganancia de calor hacia el interior del tanque, por la tapa y el cuerpo respectivamente, en función de la temperatura que puede alcanzar la superficie exterior ($T_{s,i}$) y la temperatura interior (T_i) del agua helada. Los términos R_{totalj} de la ecuación 3.12 y 3.13 se ofrecen en los anexos p. 97.

$$q''_{\rightarrow 0} = \alpha s \cdot I_s - \varepsilon \cdot \Delta R - 0.22 \cdot (T_{s,i} - T_{amb})^{4/3} \quad (3.14)$$

Considerando que el sistema está aislado térmicamente lo suficiente para que el calor hacia el interior del tanque tienda a cero, la temperatura de la superficie varía en función de la temperatura ambiente y la radiación solar (A. F. Mills, 1995). Se determina a partir de la ecuación 3.11 como:

$$T_{s,i} = T_{amb} + \left[\frac{\alpha s \cdot I_s - \varepsilon \cdot \Delta R}{0.22} \right]^{3/4} \quad (3.15)$$

Donde α es la absorptividad del material, ε la emisividad, I_s radiación solar incidente, temperatura ambiente (T_{amb}) y ΔR que representa la diferencia entre la radiación de onda larga incidente procedente de la bóveda celeste y la periferia, y la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior; para superficies horizontales $\Delta R=20 \text{ Btu/hft}^2$ y verticales $\Delta R \approx 0$.

De forma general el **modelo matemático** que describe el sistema se plantea como:

Modo de carga: Para $m_{e,t} = m_{s,t}$, $T_{s,t} = T_i$; por tanto la ecuación toma la forma:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[-m_{e,t} \cdot C_p \cdot (T_i - T_{e,t}) \right] + \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[\frac{(T_{s1} - T_i)}{Rt_a} + \frac{(T_{s2} - T_i)}{Rt_b} \right] \quad (3.16)$$

Modo de almacenamiento. Se escribe como sigue:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[\frac{(T_{s1} - T_i)}{Rt_a} + \frac{(T_{s2} - T_i)}{Rt_b} \right] \quad (3.17)$$

$$T_{s2} = T_{amb} + \left[\frac{\alpha s \cdot Is}{0.22} \right]^{\frac{3}{4}}; \quad T_{s1} = T_{amb} + \left[\frac{\alpha s \cdot Is - \varepsilon \cdot \Delta R}{0.22} \right]^{\frac{3}{4}}$$

Modo de descarga. Para $m_{e,t} = m_{s,t}$, $T_i < T_{e,t} = T_{r,t}$, la ecuación se escribe como:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[m_{e,t} \cdot C_p \cdot (T_{e,t} - T_i) \right] + \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[\frac{(T_{s1} - T_i)}{Rt_a} + \frac{(T_{s2} - T_i)}{Rt_b} \right] \quad (3.18)$$

$$T_{e,t} = Tr = T_x - \frac{\dot{Q}_{(t)}}{m_d \cdot C_p}; \quad T_x = \frac{m_{Ch} \cdot Tsp + m_p Tr}{m_d}$$

El modelo en cada uno de sus modos representa la variación de la temperatura interna del tanque (T_i) respecto al tiempo. V , δ , C_p representan el volumen, la densidad y el calor específico del agua, m_d es flujo demandado por el circuito secundario. El flujo volumétrico que se hace circular por el interior del Tanque se denota $m_{e,t}$ y se asume constante. Tsp representa la temperatura de set point.

Tras haber definido los modelos dinámicos (epígrafes 3.4.1, 3.4.2 y 3.4.3) que rigen el estado de comportamiento del tanque de agua fría y la instalación, continuaremos con la solución a las ecuaciones 3.16, 3.17 y 3.18 mediante la herramienta matemática MATLAB, con este software simularemos dinámicamente el comportamiento del sistema de almacenamiento en operación para satisfacer la demanda generada por el perfil de carga térmica (figura 3.5), obteniendo resultados cualitativos y cuantitativos que reflejen las condiciones en operación del sistema de almacenamiento, para más información del trabajo de las ecuaciones con MATLAB en las figuras 6, 7 y 8 de los anexos se puede apreciar el entrono de simulación mediante la herramienta Simulink.

Como ejemplo, mostraremos los estados de actividad de la estrategia número 3, los esquemas que reflejan los estados por los cual transcurre el tanque durante un período de 24h se presentan en las gráficas siguientes. Por tanto, para un volumen de almacenamiento de 150 m^3 , flujo volumétrico de $70 \text{ m}^3/\text{h}$ constante a la entrada y salida del tanque, 18°C de temperatura antes de comenzar a cargar el tanque por vez primera y un rango de temperaturas de suministro constantes de $(6 - 10)^\circ\text{C}$ y en función de la carga térmica. Obtenemos los resultados siguientes:

Resultados de la estrategia 3:

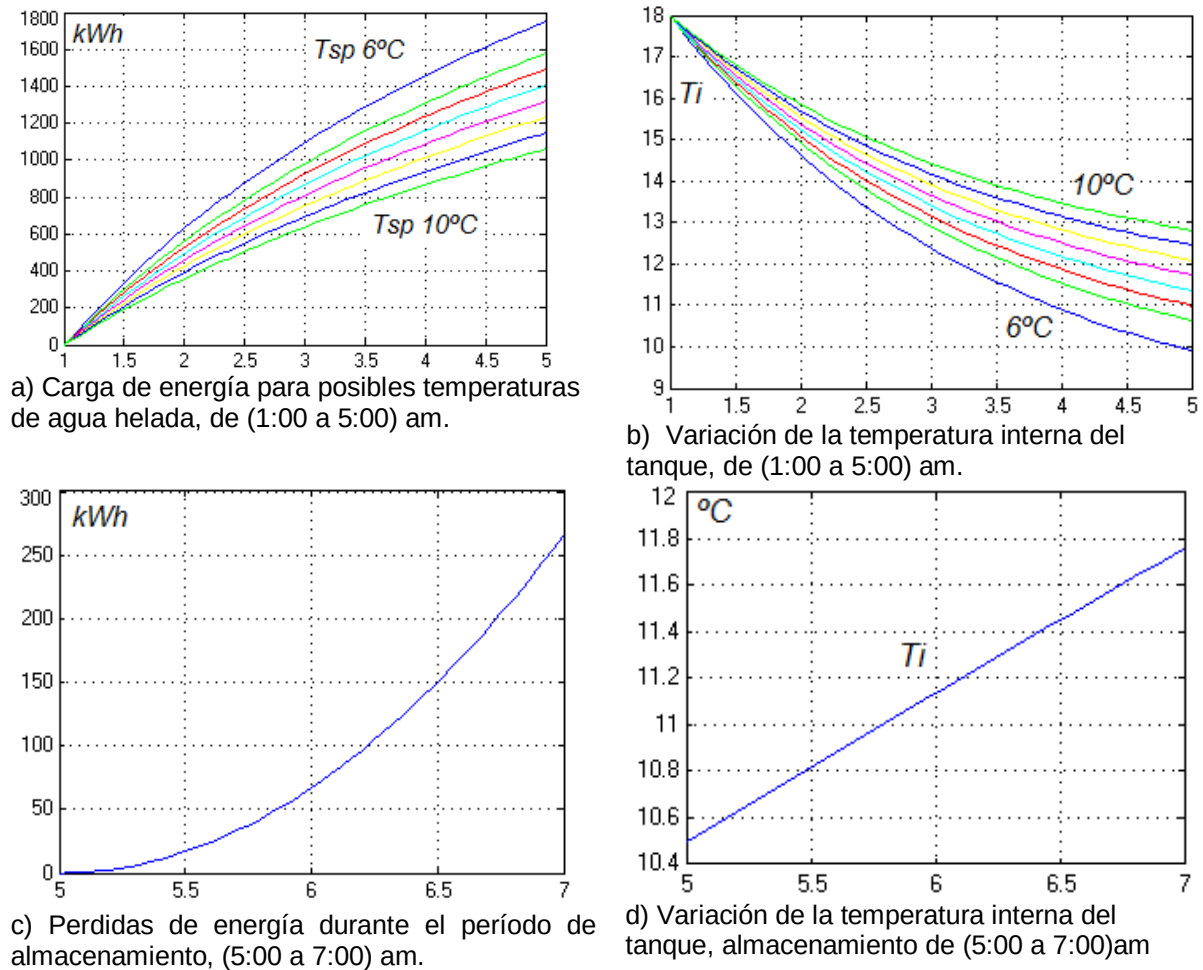


Figura 3.11. Dinámica del sistema en operación; carga del sistema y primer período de almacenamiento.

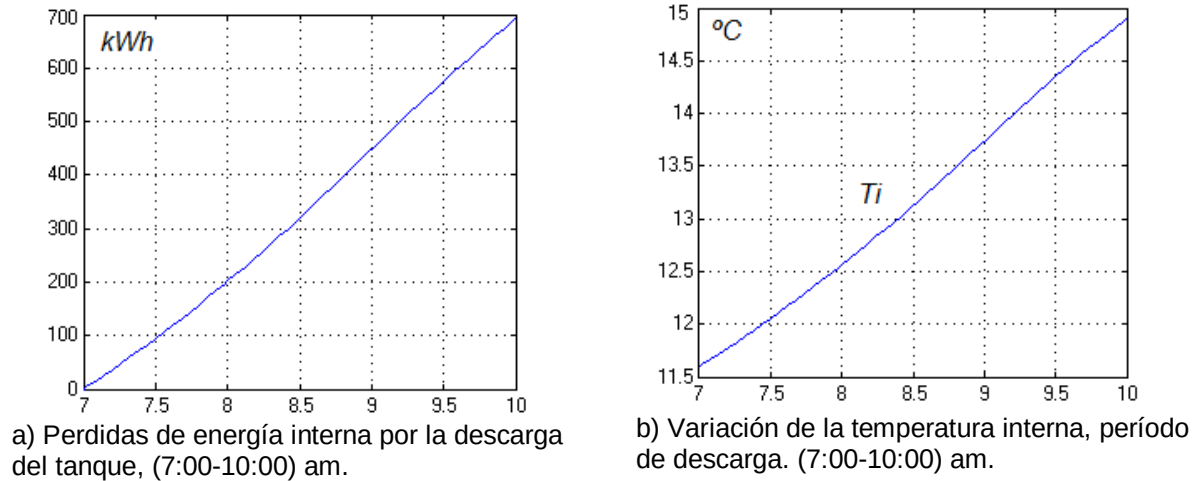


Figura 3.12. Tanque en operación, primer período de descarga del sistema. Full Storage de 7:00 am -10:00 am.

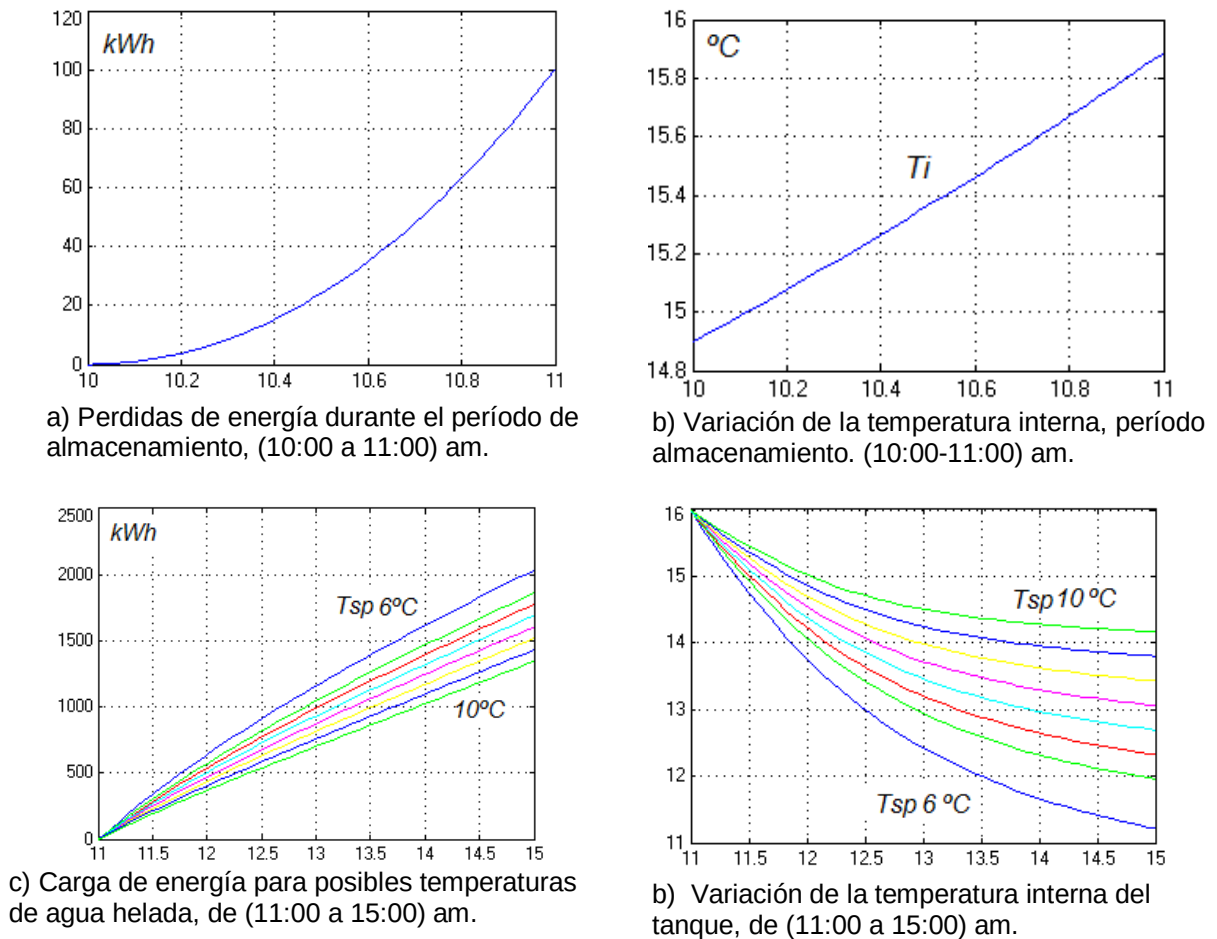
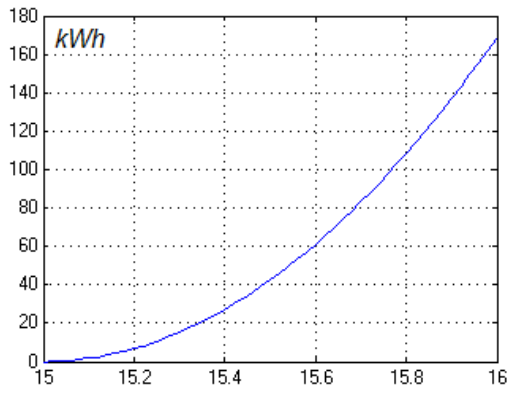
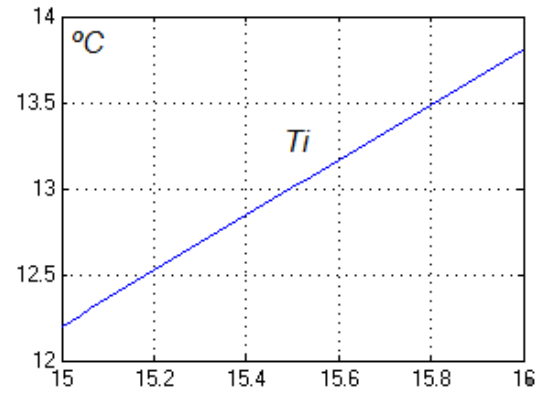


Figura 3.13. Representación dinámica del segundo período de carga.

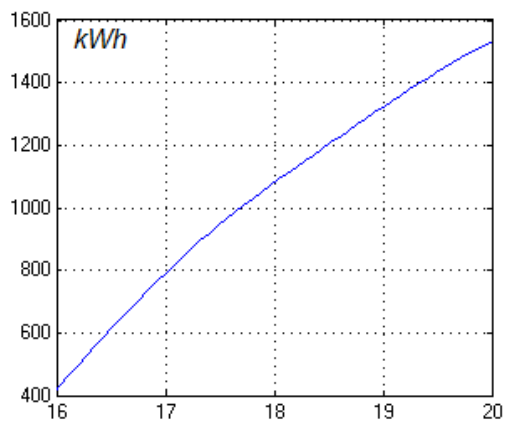
En este período de carga los chillers se encargan del almacenamiento de energía y de la carga térmica al mismo tiempo.



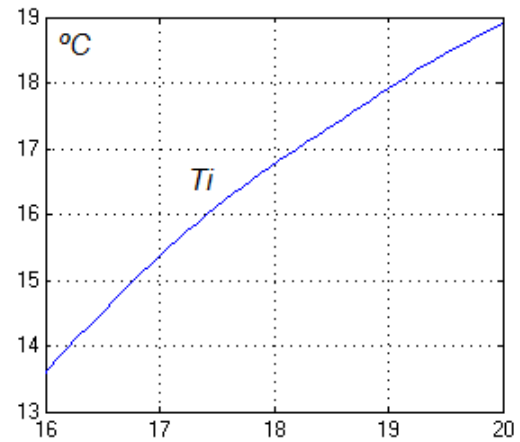
a) Perdas de energia durante el período de almacenamiento, (15:00-16:00) pm.



b) Variación de la temperatura interna, período almacenamiento (15:00-16:00) pm.

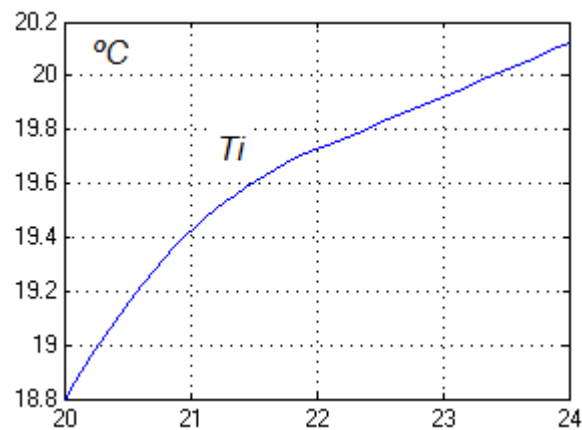


c) Perdas de energía interna por la descarga del tanque, (16:00-20:00) pm.



d) Variación de la temperatura interna, período de descarga. (16:00-20:00) pm.

Figura 3.14. Tanque en operación, segundo período de descarga del sistema.



Variación de la temperatura interna, período almacenamiento. (20:00-24:00) am.

Figura 3.15. Tanque de almacenamiento después del segundo período de descarga.

Tras haber modelado las cuatro estrategias de operación, en la tabla siguiente obtenemos el resultado de los procesos de carga y descarga para cada estrategia.

Tabla 3.5. Predicción del proceso de carga/descarga del Tanque para 10-8-2011.

Horas (h)	Tarifa -	m_{cp} (m ³ /h)	m_{cs} (m ³ /h)	m_t m ³ /h	Estrategias de operación Q_t			
					E1 (kWh)	E2 (kWh)	E3 (kWh)	E4 (kWh)
1	1	140	152,8	70	0	0	0	0
2	1	140	152,8	70	730	730	590	0
3	1	140	152,8	70	1226	1226	990	0
4	1	140	104,8	70	1575	1575	1320	0
5	1	140	104,8	70	1840	1840	1600	0
6	2	140	104,8	0	2000	1770	1537	0
7	2	140	128,8	128,8	2200	1565	1345	0
8	2	140	178,8	178,8	2380	1085	1140	0
9	2	140	178,8	178,8	2520	450	840	0
10	2	140	154,8	0	2368	0	447	0
11	2	140	0	0	2240	0	347	0
12	2	140	0	70	2040	626	515	0
13	2	140	178,8	70	1790	1100	950	700
14	2	140	178,8	70	1550	1500	1350	1222
15	2	140	154,8	70	1810	1852	1700	1663
16	2	140	154,8	70	2160	1142	1530	963
17	3	140	104,8	104,8	2460	382	730	203
18	3	140	104,8	104,8	1860	0	430	0
19	3	140	128,8	128,8	1310	0	310	0
20	3	140	128,8	128,8	790	0	80	0
21	3	140	128,8	128,8	355	0	0	0
22	1	140	128,8	128,8	131	0	0	0
23	1	140	152,8	0	0	0	0	0
24	1	140	152,8	0	0	0	0	0

Para esta tabla 1, 2, 3 representan las tarifas que determinan el costo de la energía en cada horario. m_{cp} y m_{cs} cuantifican el flujo volumétrico que circula por el circuito primario y el secundario respectivamente. m_t cuantifica el flujo de agua que circula por el interior del tanque, reflejando los cambios en la energía interna producto de la variación de la temperatura interna. Q_{tank} es la representación de la energía almacenada en el tanque para el momento en que este atraviesa por los tres períodos; carga, descarga y almacenamiento, para cada estrategia de operación.

3.5 Estimación de la potencia de frío a vencer por los chillers para cada estrategia de operación.

La potencia de frío nominal (E_i) que debe entregar el sistema es proporcional a la carga térmica que surge en cada momento, la cual se define como la suma de la carga térmica del hotel mas la que impone el tanque durante el periodo de carga, o sea que:

$$E_i = Q_{term} + Q_{tan k} \quad (3.19)$$

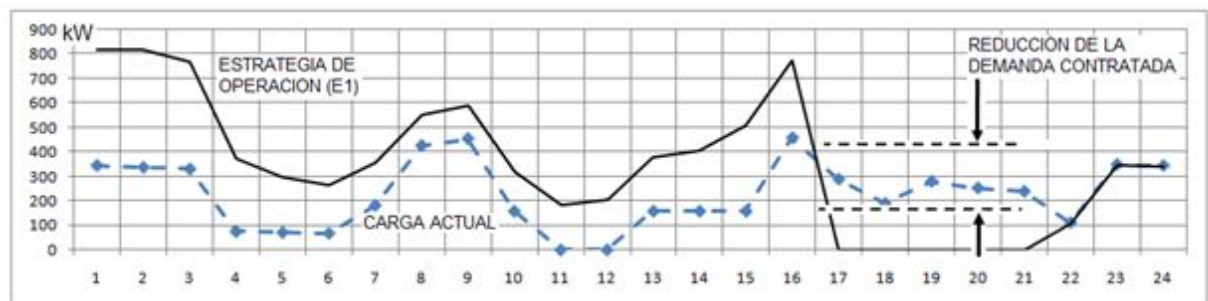
Donde Q_{term} representa la carga térmica imperante por las condiciones del hotel y Q_{tenk} es la carga térmica que le impone al sistema de climatización el almacenamiento de energía cuando se está cargando el tanque.

Tabla 3.6. Predicción de la potencia de frío a vencer por los chillers.

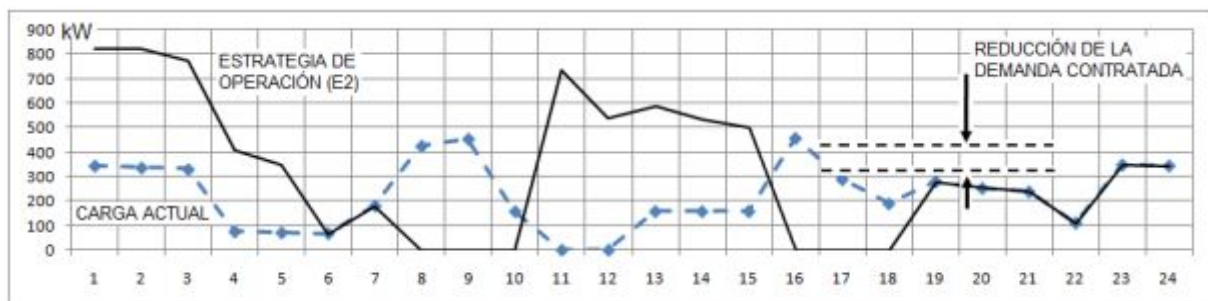
Horas (h)	Tarifa	E0 (kW)	E1 (kW)	E2 (kW)	E3 (kW)	E4 (kW)
1	1	344,13	820	820	820	344,13
2	1	336,48	820	820	820	336,48
3	1	329,64	773	773	729.64	329,64
4	1	74,92	377	404.92	377	74,92
5	1	70,86	300	350	300	70,86
6	2	67,55	265	67.55	67.55	67,55
7	2	181,12	356	181.12	181.12	181,12
8	2	425,55	552	0	0	425,55
9	2	454,12	592	0	0	454,12
10	2	157,7	320	0	0	157,7
11	2	0	184	733	0	0
12	2	0	206	538	733	733
13	2	157,7	380	584	592.7	592
14	2	157,7	408	530	557.7	557.7
15	2	157,7	510	497	507.7	507.7
16	2	457,2	775	0	457.2	0
17	3	288,66	0	0	0	0
18	3	189,66	0	0	0	0
19	3	279,51	0	279,51	0	279,51
20	3	252,74	0	252.74	0	252,74
21	3	238,98	0	238.98	238.98	238,98
22	1	111,1	111	111.1	111.1	111,1
23	1	348,56	348.56	348.56	348.56	348,56
24	1	344,26	344.26	344.6	344.6	344,26
Consumo kWh/24h		5425.5	8467.7	7264.4	6444.5	6964.4

En la tabla 3.6 $E1$, $E2$, $E3$ y $E4$ representan la potencia de frío nominal a vencer por el sistema de climatización en función de las estrategias de operación que se adoptaron con el funcionamiento del tanque de agua fría. $E0$ es la demanda térmica sin el sistema de almacenamiento.

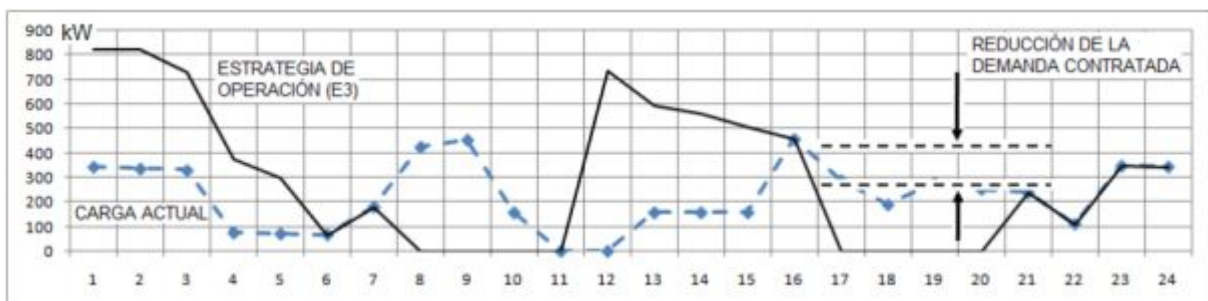
A continuación en la figura 3.16 se muestra cualitativamente la representación del perfil de carga actual y las diferentes estrategias de operación que se puntualizaron en la tabla 3.6. Aquí se puede observar los cambios en el esquema térmico que le introduce al sistema el tanque de almacenamiento de energía para cada estrategia de operación, así como la reducción de la demanda máxima contratada en el horario del pico eléctrico nacional.



a)



b)



c)



d)

Figura 3.16. Representación de los cambios en el esquema térmico producto de las estrategias de operación.

Tabla 3.7. Comparación de los resultados para todas las estrategias de operación.

	E0		E1		E2		E3		E4	
	(kWh)	(CUC)	(kWh)	(CUC)	(kWh)	(CUC)	(kWh)	(CUC)	(kWh)	(CUC)
Madrugada	513.84	41.16	1084	86.84	1100	88.18	1070	85.76	513.84	41.16
Día	612.53	53.96	1262.7	111.24	970.81	85.53	888.58	78.28	1141.9	100.6
Pico	363.87	40.79	17.41	1.95	259.18	29.1	92.33	10.35	299.18	29.1
Incremento Consumo/Costos (%)	-	-	58%	47%	56%	49%	37%	28%	31%	26%
Reducción de la demanda máxima (%)	-		56%		35%		38%		35%	

En la tabla 3.7 se puntualizan los resultados obtenidos producto de las diferentes estrategias y modos de operación del sistema de almacenamiento. Se determinaron los consumos nominales del sistema de climatización para cada horario del día, así como los costos por cada kWh consumido, demostrando que para cualquier estrategia el sistema incrementa sus consumos y el importe a pagar, excepto la demanda contratada que si disminuye favorablemente en cada estrategia.

Análisis de la eficiencia del sistema de almacenamiento.

Considerando los estados de funcionamiento del sistema de almacenamiento podemos evaluar la eficiencia energética de este, así como cuantificar las pérdidas de calor durante el almacenamiento de energía (Dincer, 2002).

Por ejemplo, para cualquier estrategia con un período de carga de 1:00 am a 5:00 am, con una temperatura ambiente promedio de 27°C. La energía almacenada en un tanque de 150 m³ con un enfriamiento de 18 °C a 10.5 °C, obtenemos el calor removido como:

$$Q_{\text{carg o}} = V \cdot Cp \cdot \delta \cdot \Delta T = 180 \cdot 4.18 \cdot 1000 \cdot (18 - 10.5) = 4\,702\,500 \text{ kJ}$$

Después de 4 horas el calor recuperado por el volumen de almacenamiento tras el período de descarga, es:

$$Q_{descarga} = V \cdot Cp \cdot \delta \cdot \Delta T = 150 \cdot 4.18 \cdot 1000 \cdot (14.8 - 10.5) = 2\,696\,100 \text{ kJ}$$

Por tanto la eficiencia energética del sistema es:

$$\eta = \frac{Q_{descarga}}{Q_{carga}} = \frac{2696100}{4702500} = 57\%$$

Discusión de los resultados.

Los resultados obtenidos anteriormente (Tabla 3.5, 3.6 y 3.7) fueron fruto de un riguroso análisis de simulación de la instalación a partir de sus características, tras haber modelado dinámicamente para cada período y para cada estrategia el funcionamiento del sistema de almacenamiento. Utilizando la herramienta *Simulink* de MATLAB se le pudo dar solución a las ecuaciones que representan el modelo dinámico de cada uno de los estados de actividad del tanque.

A través de estas simulaciones y con los resultados obtenidos en las tablas 3.5, 3.6 y 3.7 se demostró que para las condiciones actuales de la instalación y 100 % de ocupación la implementación de un sistema de almacenamiento de energía con estas características incrementa los consumos de energía diariamente y por consiguiente los costos energéticos asociados a estos. La demanda contratada para cualquier estrategia de operación de las expuestas anteriormente disminuye en más del 35% en cualquiera de los casos, lo que significa según la demanda máxima contratada (415 kW) en el 2011 un ahorro monetario en más 1015 CUC, por este concepto.

El ahorro de energía que ofrece este tipo de sistema en el horario del pico eléctrico para las diferentes estrategia de operación no es suficiente, pues horas antes del período de descarga el sistema de almacenamiento tiene que consumir tanta, o en ocasiones más energía que la demandada en el pico eléctrico.

Esto está dado a que:

- Una condición necesaria aunque no suficiente para este tipo de sistema es que coincida el pico de carga térmica con el pico eléctrico y en este caso no se combinan.
- Las características del sistema hidráulico son insuficientes cuando en varios momentos del día el sistema primario maneja volúmenes de agua inferiores a la

demanda del circuito secundario, lo cual provoca pérdidas de energía por mezcla y limitaciones en el flujo volumétrico hacia el almacenamiento de energía.

- La capacidad de frío del sistema está muy delimitada, tan solo permite una caída de temperatura entre la entrada y salida del evaporador de 5°C, provocando que el flujo a la entrada del tanque mantenga una temperatura variable, lo cual extendería considerablemente el período de carga del sistema.
- Las condiciones climatológicas afectan mucho al tanque incrementando las pérdidas de calor hacia el medio, lo que provoca un aumento promedio de 1.7 °C por cada hora de almacenamiento, para un aislamiento de 0.5 m de espesor de Polietileno expandido con $k = 0.027 \text{ W/m}^2\text{K}$.

CONCLUSIONES

1. La estimación de la carga térmica del hotel mediante la simulación con TRNSYS mostró que la carga de enfriamiento asociada a las habitaciones días ocupadas representa un 38.4%, el cabaret 33.74%, el restaurante 13.98% y las oficinas el 17.4% de la carga total del hotel. Además, el perfil de carga térmica reflejó que el pico de carga enfriamiento no coincide con el horario del pico eléctrico nacional.
2. Las simulaciones dinámicas para cada estrategia de operación del sistema de almacenamiento de energía previsto para el hotel ofrecieron como resultado que para las condiciones actuales de la instalación y 100 % de ocupación la implementación de un sistema de acumulación de agua helada incrementa los consumos de energía diariamente y por consiguiente los costos energéticos asociados a estos.
3. La demanda máxima contratada se puede disminuir en más del 30%, producto de la disminución del consumo energético en el horario del pico eléctrico. Pero los costos energéticos asociado a la producción de agua helada para la climatización del hotel a consecuencia del sistema de acumulación de frío se incrementan alrededor de 30 CUC cada mes.

RECOMENDACIONES

Continuar con el perfeccionamiento de los modelos matemáticos que describan el mecanismo de acumulación de energía en el tanque de agua helada, con el objetivo de cuantificar y valorar la estratificación térmica en el tanque. Así como otros diseños de los dispositivos de acumulación.

Estudiar otras posibilidades de termoacumulación aplicadas a la hotelería, ejemplo; los sistemas de calor latente que puedan ser aplicadas al esquema térmico de los hoteles para reducir el consumo energético y así contribuir al desarrollo de las tecnologías de almacenamiento de energía aplicadas a los sistemas de climatización.

Los sistemas de acumulación de agua helada pudieran combinarse con otros métodos basados en las energías renovables, llamados “sistemas híbridos”, por ejemplo. Actualmente la energía solar es acumulada y transformada en forma de calor por los calentadores solares y estos a su vez apoyan a *los sistemas de absorción* para generar potencia frigorífica, lo cual provoca una reducción considerable del consumo energético asociado a los combustibles tradicionales y reduce el impacto negativo hacia el medio ambiente, creando aplicaciones ingenieriles que contribuyen al desarrollo sustentable.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFÍA

- Dra. Lapido Rodríguez, M., & autores., c. d (2007). *Consideraciones sobre Refrigerantes y Cargas Térmicas*. Universidad , CEEMA, Cienfuegos.
- F. Mills, A. (1995). *Transferencia de Calor*. Mexico DF: España S.A.-Irwin.
- Kenneth Wark, J., & Richards, D. E. (2001). *Termodinámica*. Madrid: Edigrafos. S. A.
- Stoecker, W. F. (1987). *Refrigeracion y Acondicionamiento de Aire*. Habana: ISPJAE.
- A. López, G. L. (1999). Mathematical modelling of thermal storage systems for the food industry. *International Journal of Refrigeration* .
- Ajo, D. I. (2008). *Sistema de Climatización del Hotel Jagua estado actual y soluciones auto sostenibles mediante la automatización con énfasis en el ahorro energético*.
- ASHRAE. (1997). *Fundamentals Handbook*. Atlanta, Georgia.
- ASHRAE. (2001). *Improving the Efficiency of Chilled Water Plants - Avery*.
- autores, C. d. *Análisis comparativo de estrategias de operación en sistemas de climatización centralizados por agua helada*. Cienfuegos.
- Cebreira Canedo, M. (2006). *Determinación de las cargas de enfriamiento del Hotel Jagua en función de variables climatológicas y constructivas*. Cienfuegos.
- D.O. Rijksen, C. W. (2009). Reducing peak requirements for cooling by using thermally activated building systems. *Energy and Buildings* .
- Dincer, I. (2002). On thermal energy storage systems and applications in buildings. *Energy and Buildings* .
- Dr. Aníbal Borroto Nordelo, D. J. (2002). *Ahorro de energía en sistemas Termomecánicos*. Cienfuegos .
- Dr. Castellanos Álvarez, J. (2007). *Métodos fundamentales de análisis de los procesos de Transmisión de Calor*. Cienfuegos.
- Dr. Guerra Plasencia, M. Á (2007). *Temas avanzados de Refrigeración y Climatización*. Cienfuegos: UNIVERSO SUR.
- Dr. Montelíer Hernández, S. (2008). *Reducción del consumo de energía en instalaciones con sistemas de climatización centralizados Todo-Agua a flujo constante*. Cienfuegos: Tesis Doctoral. CEEMA.

- Dr. Montelíer Hernández, S. y. (2010). *Estimación de cargas térmicas de climatización de hoteles mediante simulación y redes neuronales artificiales*. Cienfuegos.
- Dra. Lapido Rodríguez, M. (2009). *Consideraciones sobre Refrigerantes y Cargas Térmicas*.
- E. Papanicolaou, V. B. (2009). Transient development of flow and temperature fields in an underground thermal storage tank under various charging modes. *Solar Energy* .
- Gregor P. Henze, M. K. (2005). *Predictive Optimal Control of Active and Passive Building Thermal Storage Inventory*.
- Herrera, O. *Equipos de transferencia de calor*.
- Incropera. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.
- Ing. Akeino Reid, M. D. (2010). *Análisis de la carga térmica en las edificaciones con herramientas de simulación computacional*. Cienfuegos.
- Ing. Castellano Molina, L. M. (2011). *Modelado y control predictivo de una habitación hotelera*. Villa Clara.
- Inooka, H. Y. *RATIONAL OPERATION OF A THERMAL STORAGE TANK WITH LOAD PREDICTION SCHEME BY ARX MODEL APPROACH*. Kyoto.
- Jijun Zhou (Member ASHRAE), S. D. (2005). Control Optimization for a Chilled Water Thermal Storage System Under a Complicated Time-of-Use Electricity Rate Schedule. *Energy and Building* .
- Karim, M. A. (2009). Performance Evaluation of A Stratified Chilled-Water Thermal Storage System. *World Academy of Science, Engineering and Technology*.
- Karim, M. (2011). Experimental investigation of a stratified chilled-water thermal storage system. *Applied Thermal Engineering*.
- M. Kubota, K. S. (n.d.). Performance Estimation of Water Thermal Energy Storage Tank.
- M.J. Sebzali, P. R. (2007). The impact of using chilled water storage systems on the performance of air cooled chillers in Kuwait. *Energy and Buildings* .
- Msc. Cuza Pacheco, V. H. (2010). *Estudio Energético del Sistema de Climatización del Hotel Jagua*. Cienfuegos.

- Msc. Hernández López, L. (2006). *Predicción del consumo energético del hotel Jagua aplicando la simulación termodinámica y la inteligencia artificial*. Cienfuegos.
- Pérez Tello, C. y. (2003). *Comportamiento térmico de edificios*. California.
- Prado, I. G. (2006). *Cálculo de cargas térmicas Física*.
- Quadri, I. N. *Conceptos básicos para el ahorro energético en instalaciones de aire acondicionado*.
- Somkiat Boonnasa, P. N. (2010). The chilled water storage analysis for a university building cooling system. *Applied Thermal Engineering* .
- Stoecker, W. F. (1987). *Refrigeracion y Acondicionamiento de Aire*. Habana: ISPJAE.
- Yudong Ma, F. B (2010). *Model Predictive Control of Thermal Energy Storage in Building Cooling Systems*.
- Zhenjun Ma, S. W. (2008). An optimal control strategy for complex building central chilled waters systems for practical and real-time applications. *Building and Environment* .

ANEXOS

1997 ASHRAE Fundamentals Handbook							
Degree of Activity		Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low I'	High I'
Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105		
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant ^c	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling ^d	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

Notes:

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.

2. Also refer to Table 4, Chapter 8, for additional rates of metabolic heat generation.

3. All values are rounded to nearest 5 Btu/h.

*Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

^b Values approximated from data in Table 6, Chapter 8, where v is air velocity with limits shown in that table.

^c Adjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).

^d Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Figura 1. Razón de ganancias de calor por ocupantes en condiciones de espacio.

Tabla 1. Estructura de consumo de Portadores Energéticos.

No	Portador	U M	Consumos	Factor Conversión	T.E.P.	%
1	Electricidad	MWh	1798,38	0,37460	673,67	89,40 %
2	Gas (GLP)	T	55,733	1,16310	64,82	8,60 %
3	Diesel	T	9,114	1,05340	9,60	1,27 %
4	Gasolina	T	4,044	1,35759	5,49	0,73 %
				Total	753,59	100 %

Tabla 2. Consumos históricos mensuales para el hotel Jagua.

CONSUMO DE ELECTRICIDAD EN KWH POR MESES 2002-2010 HOTEL JAGUA									
MES	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
ENERO	69212	114932	128517	112828	142388	137861	140919	122965	114100
FEBRERO	68706	139237	134198	100861	107375	111081	143274	98754	114500
MARZO	77319	191629	147839	136666	128783	136215	160237	121810	125690
ABRIL	85005	159373	159786	141571	134945	135358	157176	143161	153810
MAYO	87076	178478	180140	147791	148156	129229	184855	138139	173470
JUNIO	87039	167850	140791	145280	153945	149253	212859	117654	155810
JULIO	145560	200454	160651	127621	187209	181387	193086	145003	173220
AGOSTO	145316	180556	163134	188873	182560	198545	194843	165517	192720
SEPT	151917	178857	144455	151055	155597	161028	118552	108791	172080

OCTUBRE	163490	202211	143256	147791	140330	141652	150774	121329	156000
NOV	161856	175605	142027	139100	132478	124368	140740	132987	152880
DIC	130535	128517	128032	118562	130050	136061	124170	112478	107890
TOTAL	1373031	2017699	1772826	1657999	1743816	1742038	1921485	1528588	1792170

Tabla 3. Estratificación de los consumos de electricidad para cada sistema del hotel.

Estratificación del consumo eléctrico por sistemas.					
Nro	Sistemas	Cons. kWh/día	Cons. kWh/año	% del Total	% acum.
1	Climatización	3100	1320468	55,83	55,83
2	Refrigeración	850	311100	13,15	68,98
3	Equipos gastronómicos	450	164700	6,96	75,94
4	Iluminación	410	150060	6,34	82,28
5	Bombeo	382	139920	5,92	88,20
6	Animación cabaret	250	91500	3,87	92,07
7	Informática	180	65880	2,79	94,85
8	TV y telefonía	150	54900	2,32	97,17
9	Ventilación y extracción	88	32054	1,36	98,53
10	Lavandería y tintorería	75	27450	1,16	99,69
11	Elevadores	20	7320	0,31	100,00
	Total	5954	2365352		

Tabla 4. Estratificación por consumo de los equipos del sistema de climatización.

Consumos del sistema del clima centralizado.					
No	Denominación	Consumo kWh/día	Consumo kWh/ año	% del total	% acumulado
1	Enfriadoras	2077	760320	66,40	66,40
2	Bombas	692	253440	22,13	88,54
3	Fan coils locales climatizados	51	89011	7,77	96,31
4	Manejadora aire restaurante	73	26784	2,34	98,65
5	Manejadoras aire cabaret	42	15444	1,35	100,00
	Total	2 935	1 144 999		

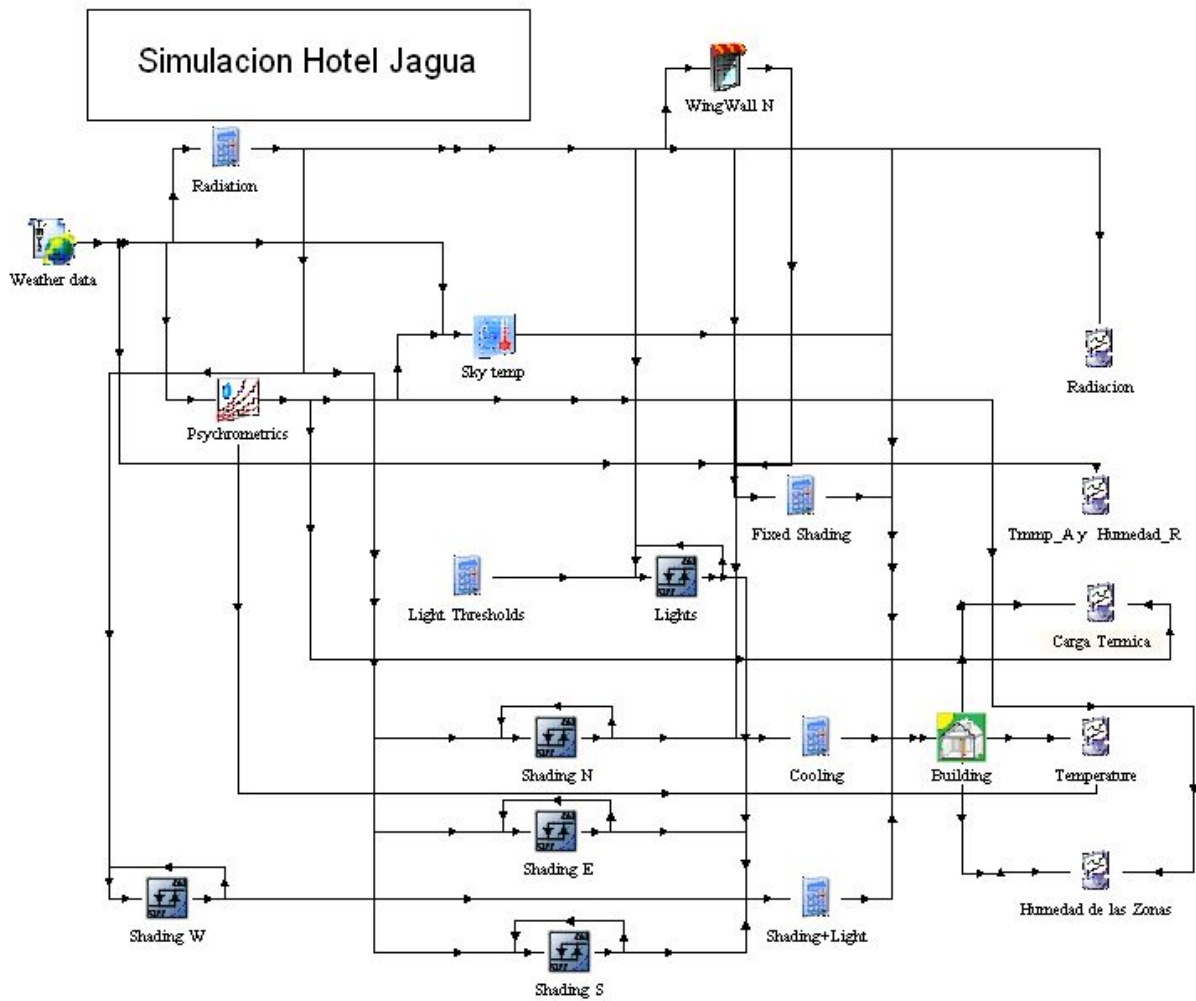


Figura 2. Ambiente de la simulación por bloques del Jagua en TRNSYS.

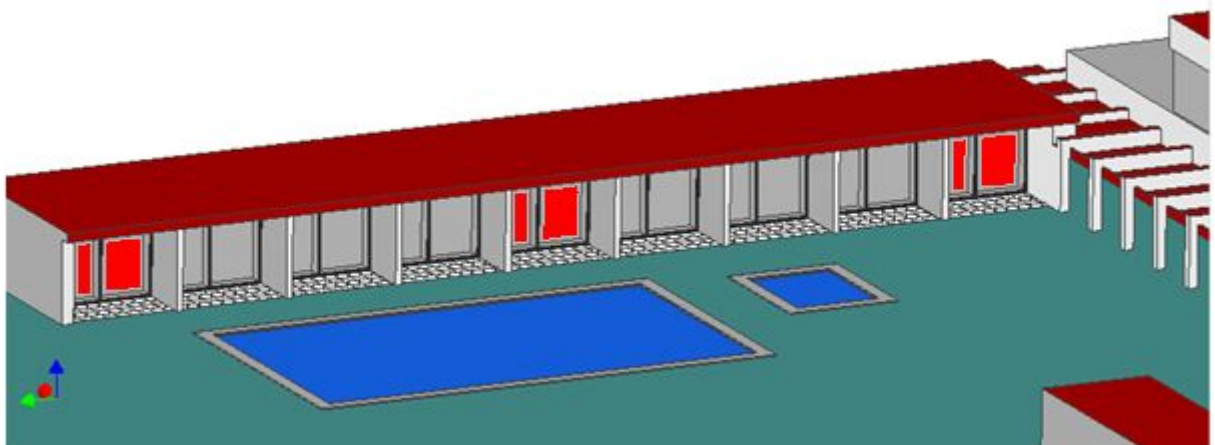


Figura 3. Habitaciones tipo para las cabañas.

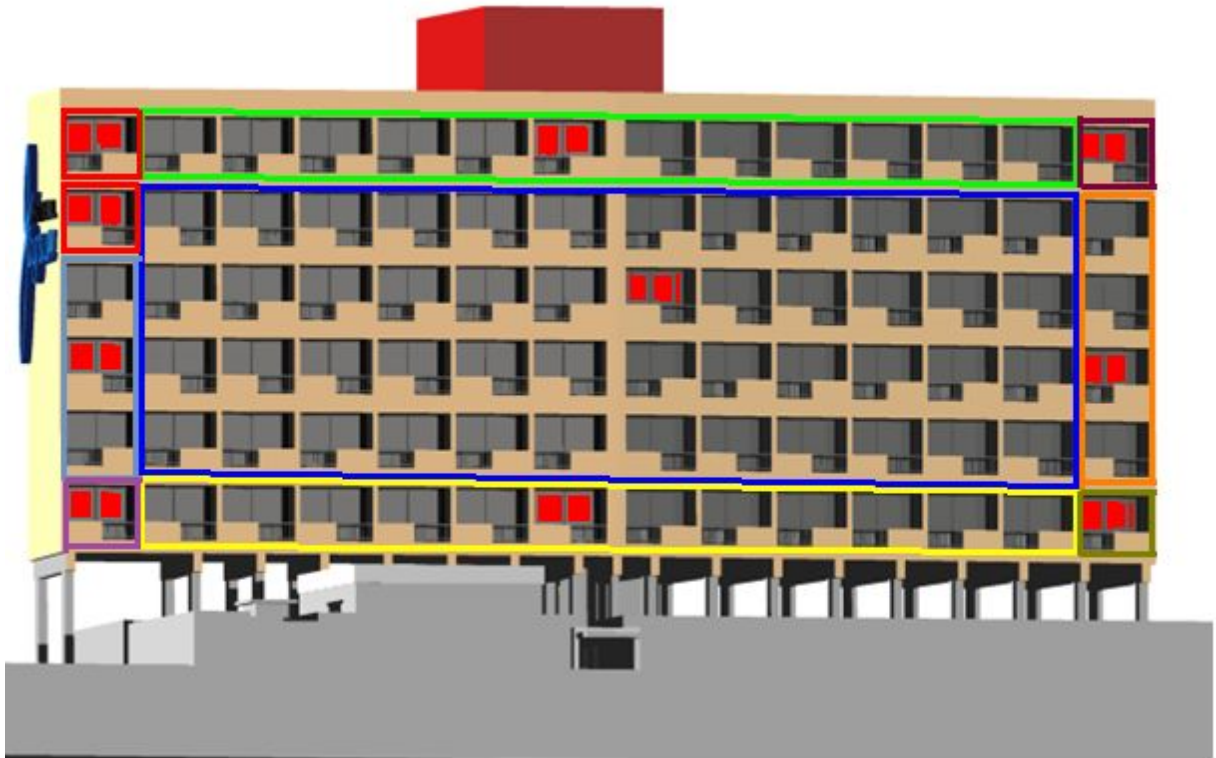


Figura 4. Habitaciones tipo para el módulo habitacional.

Tabla 5. Análisis de las características físicas y cargas térmicas de las zonas.

Locales	Habitación Tipo	Ganancia de calor	Carga T.
Edificio Principal	Habitación N° 724 lado Este planta alta.	Soleamiento directo por el techo. Pared Sur y Este en la mañana.	1 Ton (3.52 Kw).
	Habitación N° 702 lado Oeste planta alta.	Soleamiento directo por el techo. Pared Sur y Oeste en la tarde.	1,5 Ton (5,28 kW)
	Habitación N° 602 lado Oeste planta alta.	Soleamiento directo por la pared Sur y Oeste en la tarde.	1 Ton (3,52 kW)
	Habitación N° 712 intermedia planta alta.	Soleamiento directo por el techo. Sin ganancia por los muros Este y Oeste.	0.9 Ton (3,17 kW)
	Habitación N° 514 centro del edificio.	Soleamiento directo por la pared Sur. Sin ganancia por los muros Este, Oeste, ni el techo.	0.4 Ton (1,41 kW)
	Habitación N° 401 lateral Oeste 4 ^{to} Piso.	Soleamiento pared Sur y Oeste en la tarde.	0.7 Ton (2.46 kW)
	Habitación N° 424 lateral Este	Soleamiento. Pared Sur	0.6 Ton (2.11 kW)

	4^{to} Piso. Habitación N° 201 lateral Oeste 2^{do} Piso, planta baja. Habitación N° 212 intermedia 2^{do} Piso, planta baja. Habitación N° 224 lateral Este 2^{do} Piso, planta baja.	y Este en la mañana. Soleamiento pared Sur y Oeste en la tarde. Soleamiento directo por la pared Sur. Sin ganancia por los muros Este, Oeste, ni el techo. Soleamiento. Pared Sur y Este en la mañana.	0.8 Ton (2.82 kW) 0.4 Ton (1,41 kW) 0.5 Ton (1,76 kW)
Cabañas	Cabaña lado Este N° 114. Cabaña lado Oeste N° 101. Cabaña interior N° 107.	Soleamiento directo por el techo y pared Sur. Pared Este Sombra. Soleamiento directo por el techo. Pared Sur y Oeste en la tarde. Soleamiento directo por el techo y pared Sur. <u>Para Todas:</u> 3 Personas, equipos e infiltraciones.	1.2 Ton (4.22 kW) 1.4 Ton (4.93 kW) 1 Ton (3.52 kW)
Restaurante	Característica Restaurante.	Personas, ventilación, infiltraciones y equipos.	32,73 Ton (114,8 kW).
Cabaret	Característica Cabaret.	Personas, ventilación, infiltraciones y equipos.	69,99 Ton (245.6 kW).
Oficinas	Característica Oficinas.	Personas, ventilación, infiltraciones y equipos.	40 ton (142 kW)
Tienda	Característica Tienda.	Soleamiento directo por el techo. Pared con área acristalada bastante grande.	4,5 Ton (15,7kW).

Cálculos de transferencia.

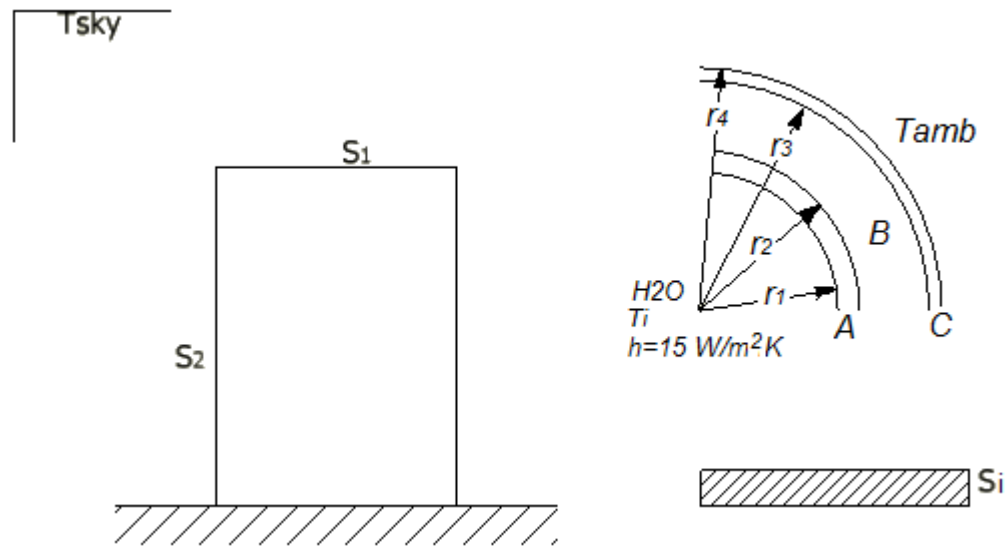


Figura 5. Esquema de análisis del tanque de agua fría en el exterior.

En esta figura se representa el esquema de análisis para proceder con los cálculos de transferencia de calor del tanque de almacenamiento, este estará compuesto por tres capas de materiales. El cuerpo en el interior del tanque será de acero con una densidad $\delta = 7\,840\text{ kg/m}^3$, $C_p = 465\text{ J/kgK}$ y una conductividad térmica $k = 80\text{ W/mK}$. El aislamiento será Polietileno expandido con una densidad $\delta = 55\text{ kg/m}^3$, $C_p = 1210\text{ J/kgK}$ y $k = 0.027\text{ W/mK}$. Las propiedades ópticas de la superficie exterior están en función de una pintura de color blanco con substrato metálico, donde $\alpha = 0.21$ y $\varepsilon = 0.96$, (Incropera).

La ganancia de calor para la superficie S1 se define como.

$$q_1 = U_1 \cdot A_2 \cdot \Delta T = \frac{(T_{s,1} - T_{i,t})}{R_{Total,1}} \quad (3.12)$$

Donde:

$T_{s,1}$ Es la temperatura exterior de la superficie superior del tanque y se determina como:

$$T_{s1} = T_{amb} + \left[\frac{\alpha_s \cdot I_s - \varepsilon \cdot \Delta R}{0.22} \right]^{\frac{3}{4}}$$

$T_{i,t}$ representa la temperatura del agua fría en el interior del tanque.

α = absortividad de la superficie.

I_s = radiación solar total incidente en la superficie, $\text{Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2)$.

ε = emitancia de la superficie.

A- Área de cada elemento estructural ft^2 .

$\Delta R = 20$ (Btu/h·ft²). Diferencia entre la radiación de onda larga incidente procedente de la bóveda celeste y la periferia, y la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior.

$R_{Total,1}$ Es la representación de las resistencias de cada uno de los materiales que componen la tapa (pared plana) del tanque.

$$R_{total,1} = \frac{1}{h \cdot A} + \frac{L_A}{k_A \cdot A_A} + \frac{L_B}{k_B \cdot A_B} + \frac{L_C}{k_C \cdot A_C}$$

Donde:

$h = 15$ W/m²k Representa el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua estancada dentro del tanque. (Herrera R. , 2009).

$K_A = 80$ W/mk, conductividad térmica de acero.

$K_B = 0.027$ W/mk, conductividad térmica del aislamiento térmico.

$K_C = 80$ W/mK, conductividad térmica del recubrimiento exterior del tanque, se supuso que fuese aproximadamente igual al del tanque.

$L_A = 0.02$ m; $L_B = 0.5$ m; $L_C = 0.005$ m; representan los espesores del tanque, del aislante y del recubrimiento respectivamente.

La ganancia de calor a través de la superficie S2 se determina de la misma forma:

$$q_2 = U_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T = \frac{(T_{s,2} - T_{i,t})}{R_{Total,2}}$$

Donde:

$$T_{s2} = T_{amb} + \left[\frac{\alpha_s \cdot Is}{0.22} \right]^{\frac{3}{4}} ; \text{ temperatura exterior de la superficie del cuerpo del tanque.}$$

$$R_{total2} = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_A \cdot 2 \cdot \pi \cdot L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_B \cdot 2 \cdot \pi \cdot L} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{k_C \cdot 2 \cdot \pi \cdot L} ; \text{ resistencia térmica del cuerpo}$$

cilíndrico del tanque.

$L = 7.64$ m; altura del tanque.

$r_1 = 2.5$ m; $r_2 = 2.55$ m; $r_3 = 3.05$ m; $r_4 = 3.1$ m; radios que describen las características físicas del tanque.

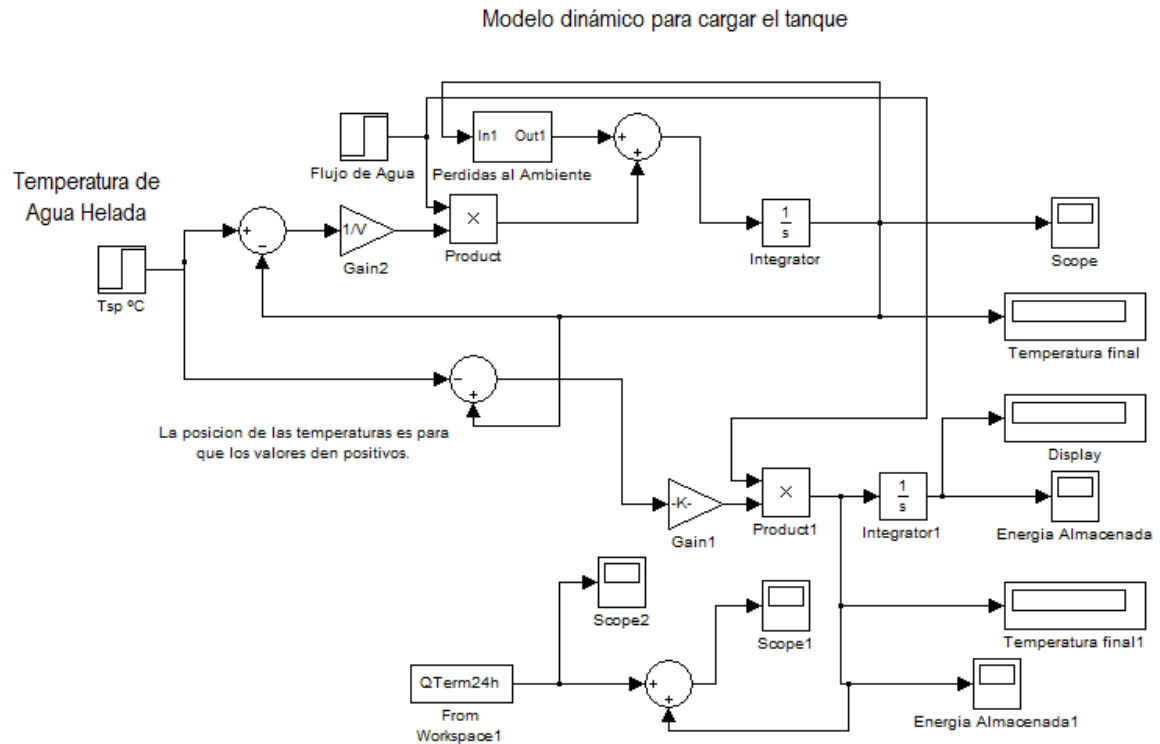


Figura 6. Solución del modelo dinámico para cargar el tanque, Simulink..

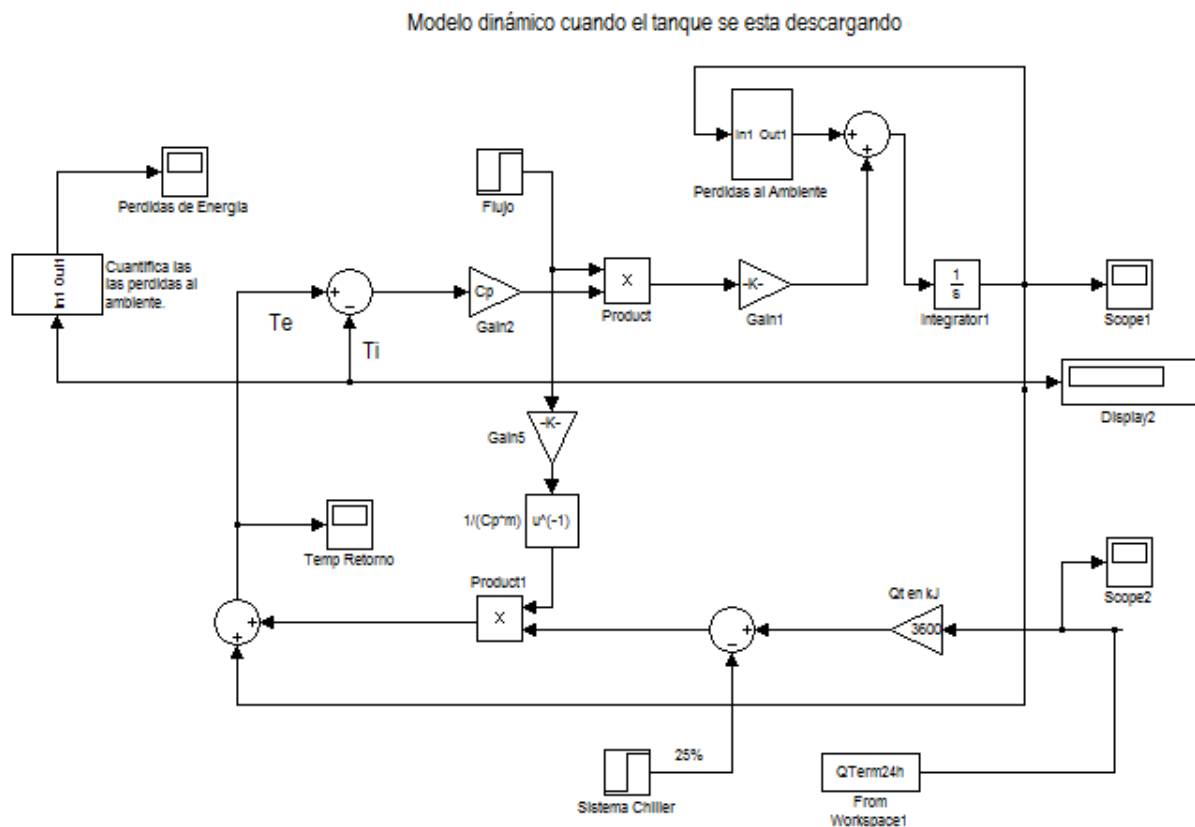


Figura 7. Solución del modelo dinámico para descargar el tanque, Simulink.

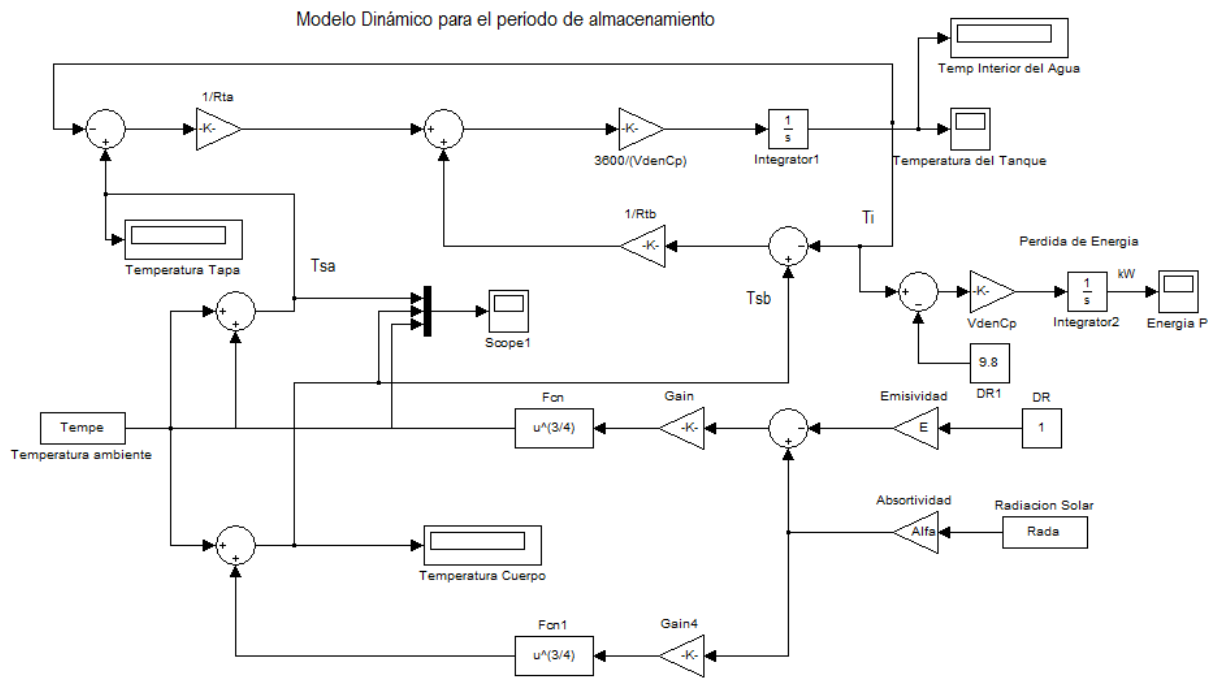


Figura 8. Solución del modelo dinámico para describir el almacenamiento en el tanque.