



MINISTERIO DE EDUCACION SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALURGICO
"DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ"
FACULTAD METALURGIA-ELECTROMECHANICA
DEPARTAMENTO DE ELECTRICA
MOA – HOLGUÍN

Trabajo de Diploma en opción al título de Ingeniero Eléctrico



**TITULO: COMPONENTES DE LA CLIMATIZACION
CENTRALIZADA EN HOTELES: PROPUESTAS
PARA RACIONALIZAR EL CONSUMO ENERGÉTICO**

Autor: Orlando Delgado Velazquez

Tutor: MS C Reineris Montero Laurencio



DECLARACION DE AUTORIDAD

Yo, Orlando Delgado Velazquez, autor del presente trabajo de diploma titulado: “Componentes de la Climatización Centralizada en Hoteles: Propuestas para racionalizar el consumo energético”, certifico la propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, el cual podrá hacer uso del mismo para fines docentes y educativos.

Orlando Delgado Velázquez
Diplomante

M.Sc. Reineris Montero Laurencio
Tutor



PENSAMIENTOS

"Sabiduría ante todo, adquiere sabiduría y sobre todas tus posesiones adquiere inteligencia. Engrandécela y ella te engrandecerá, ella te honrará cuando tú la hayas abrazado. Adorno de gracia dará a tu cabeza, corona de hermosura te entregará.".....

Proverbios 4 - 7.

"Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad."....

Albert Einsten.



DEDICATORIA

Dedico este trabajo en especial al recuerdo de mis abuelos, a mi madre por dedicarme todos estos años de sacrificio, a mi tío Armando por su apoyo incondicional en todo momento, a mis hermanos Amanda y Alejandro, a mi padre, a mi novia Ana María y a Linda.



AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a mi madre sobre todo, a mi papá que estuvo al tanto de mí a pesar de la distancia, a mi familia, a mis tíos Armando y Aníbal, a mi tía Martica, a María Elena, a mi primo Anibalín y a Mariela, por haber estado siempre ahí cuando los necesité, a Sachi y su mamá Ana Gloria por su apoyo siempre.

A mi tutor Reineris por su ayuda y preocupación desde el primer momento, a todos mis amigos del barrio, a mis compañeros de aula por haber compartido tantos momentos a lo largo de estos 5 años. A Lionnis Osorio Laurencio (mellizo) a Yonnis Breff Álvarez, y a Adrián Pierre, mis amigos incondicionales.

Al departamento de control automático de Ceproniquel por su ayuda, a Yurima y Alexey por dedicarme su tiempo. A mi vecino José Ramón por su ayuda siempre.

A toda la gente que de una forma u otra fueron partícipes de este resultado...

A todos muchas gracias



RESUMEN

En el trabajo titulado “Componentes de la Climatización Centralizada en Hoteles. Propuestas para racionalizar el consumo energético” se planteó como objetivo general elaborar un marco teórico de las dependencias y características de los elementos que integran los circuitos de impulsión de agua fría y caliente de la climatización centralizada en hoteles proponiendo variantes operacionales que permitan la automatización de tareas en función de la eficiencia energética

Durante la ejecución del mismo se definieron las variables que inciden en la eficiencia de estos circuitos de impulsión, mediante las expresiones de cálculo correspondientes. Se mostraron mediante casos de estudio los comportamientos ineficientes de algunos componentes presentes en esta tecnología de climatización y se realizó un análisis crítico sobre algunas insuficiencias presentes al no aplicar las normativas cubanas vigentes.

A partir del análisis y la integración de toda la información referida, se presenta un material que permitirá al personal de servicios técnicos de los hoteles trabajar en el mejoramiento de las condiciones operacionales de la climatización. Mediante enfoques sistémicos se proponen cambios para la automatización de tareas desde lo conceptual que permitan racionalizar el consumo energético de estos sistemas de impulsión termohidráulicos. Los cambios se centran en enfoques multivariantes y en la incorporación de variadores de velocidad.



ABSTRACT

The paper “Components in Centralized air Conditioning in hotels, Proposals to rationalize the energy consumption” stated the main objective to prepare a theoretical frame of dependencies and characteristics of elements integrating cold and hot water driving circuits of Centralized air conditioning in hotels proposing operating variants allowing the automation of tasks according to the energy efficiency.

Variables influencing in the driving circuits efficiency were defined through the corresponding calculations. The inefficient behaviour of some components were showed in the air conditioning technology and there is a very critical analysis about some insufficiencies where the ruling Cuban standards are not applied.

Taking into account the analysis and the integration of all the information, there is a procedure allowing the hotels maintenance people to work in the improvement of the air conditioning operating conditions and proposed changes for automation tasks to rationalize the energy consumption in these thermo hydraulic driving systems. Changes are focused in multivariable concepts and the incorporation of speed variators.



Índice

INTRODUCCIÓN GENERAL	1
CAPÍTULO I: Particularidades y concepciones de diseño de los Sistemas de Impulsión de Agua fría en la Climatización Centralizada.	4
1.1 Introducción	4
1.2 Estructura general de los SIAF de la Climatización Centralizada	4
1.3 Variadores de Velocidad	8
1.4 Motores de inducción	10
1.4.1 Funcionamiento de los motores de inducción con variadores de velocidad	12
1.5 Bombas centrífugas	14
1.6 Red hidráulica en malla	19
1.7 Aislamiento térmico de tuberías de agua fría	20
1.8 Carga térmica	22
1.8.1 Caracterización climatológica de forma general	23
1.8.2 Comportamiento del clima	25
1.8.3 Caracterización climatológica de la región	26
1.8.4 Empleo de software y métodos para la estimación de carga térmica	27
1.8.5 Consideraciones de diseño a tener en cuenta para disminuir el consumo energético en Hoteles de Sol y Playa en Cuba	30
CAPÍTULO II: Concepciones de diseño de los sistemas de impulsión de agua caliente en los hoteles con climatización centralizada.	31
2.1 Introducción	32
2.2 Estructura general de los Sistemas de Impulsión de Agua Caliente en hoteles con Climatización Centralizada	32
2.3 Red hidráulica ramificada	35
2.4 Circuito Primario de impulsión de agua Caliente en Hoteles con Climatización Centralizada	36
2.5 Elementos componentes del Circuito Secundario de Agua Caliente	37
2.5.1 Tanque de almacenamiento y agua a temperatura ambiente	44
2.6 Circuito de Recirculación	45
2.7 Aislamiento de tuberías	46
2.8 Consumo de Agua Caliente Sanitaria (ACS) en los hoteles con Climatización Centralizada	48
CAPÍTULO III: Análisis de las Normas Cubanas de diseño y explotación de los Sistemas de Climatización Centralizado en Cuba y casos estudio	49
3.1 Introducción	50
3.2 Normas Cubanas para el diseño y explotación de los Sistemas de Climatización Centralizado en Cuba	50
3.2.1 Sistema de aire acondicionado, condiciones básicas de diseño	50
3.2.2 Cálculo de la carga del aire acondicionado y cantidad de unidades a instalar	51
3.2.3 Características y parámetros de funcionamiento de los equipos de las Unidades enfriadoras de agua	52
3.2.4 Exigencias de rendimiento y ahorro de energía y recursos	54
3.3 Casos estudio que se resaltan la necesidad de la revisión continua de la operatividad de los Sistemas de Climatización por Agua Helada	56
3.4 Caso estudio que demuestra las potencialidades de ahorro con el uso de variadores de velocidad	64
CAPÍTULO IV: Propuesta para racionalizar el consumo energético. Valoración técnico-económica y ambiental	67
4.1 Introducción	67
4.2 Descripción del sistema de impulsión de agua fría del hotel Blau Costa Verde	67
4.3 Propuesta conceptual para la automatización de tareas	70
4.3.1 Sistema de Agua Fría	71
4.3.2 Sistema de Agua Caliente	73
4.4 Valoración técnico económica de las propuestas	74



4.4.1	Valoración técnico-económica de la Propuesta de Automatización de Tareas para el CPAF.....	75
4.4.2	Valoración técnico-económica de la propuesta de automatización de tareas para el CSAF.....	75
4.4.3	Valoración técnico-económica de la propuesta de automatización de tareas para el CPAC y CSAC.....	77
4.5	Ahorro y medio ambiente.....	79
	Conclusiones	80
	Recomendaciones	82
	Bibliografía.....	82
	Relación de anexos	i



INTRODUCCIÓN GENERAL

El turismo ha tenido un desarrollo ascendente en diversos lugares de nuestro país, como es el caso del Polo turístico de Guardalavaca, donde el Ministerio del Turismo y los grupos hoteleros han tomado una serie de medidas que han permitido la eliminación de muchas de sus dificultades, para mantener de esta forma su política de mejoramiento continuo y de alcanzar un crecimiento sostenido.

El Sector hotelero se caracteriza en general por su elevado y en ocasiones irracional consumo energético, esto se debe a que la principal función del hotel es dar el máximo confort a sus clientes y para ello, se necesita energía. Estas instalaciones hoteleras exhiben como uno de sus principales problemas energéticos la climatización de sus espacios. Los sistemas de climatización centralizados se presentan como la alternativa más atractiva, pues resulta más factible centralizar la distribución de frío a los recintos a tener que ubicar unidades independientes en cada uno de ellos. Los sistemas centralizados pueden clasificarse como: todo agua (agua helada), todo aire, mixtos aire – agua.

En nuestro país, los sistemas de climatización centralizados más utilizados son los llamados “todo agua” y en estos últimos tiempos se ha incrementado su instalación en los sectores de la salud y hotelero. Dado al alto consumo energético que representan estos sistemas (entre el 40 y 70% del consumo de energía eléctrica de la instalación) deben tomarse todas las medidas pertinentes para hacer un uso eficiente de los mismos, por tanto, en la etapa de diseño y cálculo del equipamiento así como en la etapa de explotación deben buscarse estrategias que favorezcan la reducción de los consumos energéticos en este tipo de instalaciones.

La industria del turismo requiere de la realización de estudios de los consumos en los sistemas energéticos con vista a la reducción de las pérdidas de energía y la disminución de los costos de explotación en sus instalaciones. La impulsión del agua fría y caliente representa como promedio entre el 10% y el 12% del consumo de energía total del hotel. Las bombas que garantizan la impulsión del agua operan los 365 días del año, las 24 horas del día, con un elevado consumo energético, de aquí la importancia en mejorar su operación en conjunto con los demás elementos.

Existen diversas estrategias y acciones que permiten perfeccionar los sistemas de climatización entre las cuales podemos mencionar, la implementación de: los variadores de velocidad (V.V.), válvulas inteligentes para la regulación óptima, pizarras de control avanzado, motores de alta eficiencia, bombas eficientes, tuberías



con mejores propiedades para el transporte, etc. Todos estos mecanismos aumentan la eficiencia de las instalaciones, disminuyen el consumo de energía eléctrica.

La propia dinámica de los servicios técnicos de los hoteles solo permite enfocar el trabajo diario a resolver los problemas de averías, mantenimiento y que los sistemas operen bajo criterios recomendados por los especialistas que los instalan. No se cuenta con un material que integre los elementos teóricos básicos de los componentes de la climatización centralizada como un material a la mano con información oportuna.

A pesar de que están normadas un conjunto de características sobre las cuales se deben diseñar y explotar las instalaciones turísticas, no siempre los diseños corresponden a enfoques energéticos. Esto limita a que en la etapa de post - inversión se mantengan estándares de consumo que permitan una buena relación entre los costos y la actividad energética.

Sobre la base de las limitaciones mencionadas se declara como **problema** de la presente investigación:

La necesidad de racionalizar el consumo energético en los Sistemas de Climatización Centralizada en hoteles y el insuficiente conocimiento de las características técnico - operacionales presentes en estos sistemas que determinan la eficiencia energética de estas instalaciones.

Objeto de estudio

Sistema de Climatización Centralizado por Agua Helada en Hoteles

Campo de acción

Eficiencia Energética

Objetivo General

Elaborar un marco teórico de las dependencias y características de los elementos que integran los circuitos de impulsión de agua fría y caliente de la climatización centralizada en hoteles proponiendo variantes operacionales que permitan la automatización de tareas en función de la eficiencia energética.

Objetivos específicos:

1. Realizar un compendio de las principales características de los objetos tecnológicos presentes en los sistemas de impulsión de agua fría y agua caliente en los hoteles de climatización centralizada.



2. Ejemplificar mediante dinámicas operacionales problemáticas y desempeños energéticos de los sistemas de impulsión de agua fría y caliente en funcionamiento, acompañado del análisis de algunas normativas que rigen su diseño.
3. Realizar propuestas técnico operacionales desde lo conceptual que permitan una mejor automatización de las tareas en función de racionalizar el consumo energético en los Sistemas de Climatización Centralizados.

Tareas de la investigación

1. Revisión y análisis bibliográfico
2. Realización de un compendio de la información técnica de los componentes de la Climatización Centralizada por Agua helada.
3. Estudio y crítica de las normas cubanas relacionadas con la eficiencia del trabajo de los componentes de la climatización centralizada.
4. Valoración de ejemplos de la operación ineficiente de sistemas relacionados con la climatización centralizada.
5. Elaboración de las propuestas de la automatización de tareas de la climatización centralizada mediante enfoque multivariable.
6. Conformación de los criterios de la información económica y ambiental sobre la base de las propuestas realizadas.
7. Empleo del software Autocad para la elaboración de planos y dibujos.
8. Elaboración del informe final.

Métodos de investigación

1. Método de investigación documental y bibliográfica para la sistematización del conjunto de conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio.
2. Método de investigación experimental para describir, caracterizar el objeto de estudio y sus principales regularidades.

[Volver al índice](#)



CAPITULO I: Particularidades y concepciones de diseño de los Sistemas de Impulsión de Agua fría en la Climatización Centralizada

1.1 Introducción

Para realizar un análisis general desde el punto de vista energético de los circuitos de impulsión de agua fría, es necesario conocer un conjunto de características termo - hidráulicas de los fenómenos que ocurren en estos sistemas.

En este capítulo se detallan elementos característicos, que influyen de forma determinante en la eficiencia energética de los Sistemas de Impulsión de Agua Fría (SIAF) de la Climatización Centralizada. A partir de las particularidades de los variadores de velocidad (VV), las bombas centrífugas, los motores de inducción, las redes hidráulicas en malla, el aislamiento térmico de tuberías, carga térmica y variables climatológicas se definen sus interrelaciones y como inciden en la eficiencia de las instalaciones de climatización.

1.2 Estructura general de los Sistemas de Impulsión de Agua Fría de la Climatización Centralizada

La impulsión del agua fría hacia las enfriadoras y hacia la carga térmica se logra a través del circuito primario y el circuito secundario respectivamente. Por lo general siempre se le da mayor importancia a los Circuitos Secundarios de Agua Fría (CSAF) debido a que, en varios diseños estructurales el mismo circuito que impulsa el agua hacia las edificaciones, también tiene la función de retornarla al evaporador de las enfriadoras.

Esta funcionalidad es la misma, independientemente de que se regule a través de válvulas de estrangulamiento o con variadores de velocidad el caudal que debe ir al evaporador. Este flujo debe estar en correspondencia con la potencia de enfriamiento de cada equipo en particular. Es difícil encontrar el empleo de variadores de velocidad en los Circuitos Primarios de Agua Fría (CPAF), pero existen algunos sistemas en los que se aplican, fundamentalmente cuando la carga térmica es muy variable y la potencia de enfriamiento es muy grande.

Cuando los Sistemas de Climatización Centralizados por Agua Helada (SCCAH) a flujo constante cuentan a la vez con bombas en el CPAF y en los CSAF, debido a la operatividad que se logra, se puede reducir el consumo de energía eléctrica por trabajo de compresión aproximadamente en un 2% con una mejor regulación de los caudales acordes con los requerimientos de los evaporadores y de la carga térmica.



La tendencia actual para el mejoramiento de la eficiencia en la impulsión de agua fría de forma general está en la sustitución de caudal constante a caudal variable según se aprecia en [2], [25].

En varios hoteles cubanos se presentan bloques técnicos (conjunto de enfriadoras y bombas de agua fría y caliente) en los cuales se garantiza el caudal de entrada a los evaporadores de las enfriadoras mediante una bomba para cada enfriador.

Con el transcurso del tiempo se ha demostrado que cuando se sustituyen las enfriadoras por otras nuevas hay que regular el caudal para las nuevas condiciones. Las exigencias tecnológicas son diferentes, por ejemplo las enfriadoras de la marca GREE exigen caudales específicos para su trabajo, si no, se activan los circuitos de protección. Las enfriadoras de “FRIOCLIMA” y las “YORK” no son tan exigentes con este parámetro, lo que brindan mejores prestaciones para las cargas parciales. Esta posibilidad técnica permite introducir los variadores de velocidad en los CPAF.

Otra variante presente en estos sistemas es una bomba o un conjunto de bombas en paralelo suministrando un caudal total para todos los evaporadores de todas las enfriadoras conectados. Esto hace irracional el trabajo de estas bombas debido a que no siempre están conectadas todas las enfriadoras. Ejemplo de esta situación es que en invierno las enfriadoras trabajan en regímenes parciales mas variados. En el caso de los CSAF también se presentan bombas que trabajan de forma individual para cada zona habitacional o bombas que trabajan en paralelo para grandes edificaciones o para estructuras civiles estilo bungalows distribuidos en grandes extensiones de terreno.

Independientemente del tipo de caudal que experimentan los CSAF (constante o variable) existe un conjunto de características que se manifiestan de manera similar en ambos sistemas y que influyen indistintamente en el comportamiento energético de estas instalaciones: las características climatológicas de la región, la bioclimática de la edificación, las ganancias de calor adicionales, el porcentaje de ocupación de los locales y las propiedades para el transporte de las redes hidráulicas, su dinámica y equilibrio

En la Figura 1.1 se muestran los elementos componentes de un SIAF mediante un diagrama de bloques.

[Volver al índice](#)

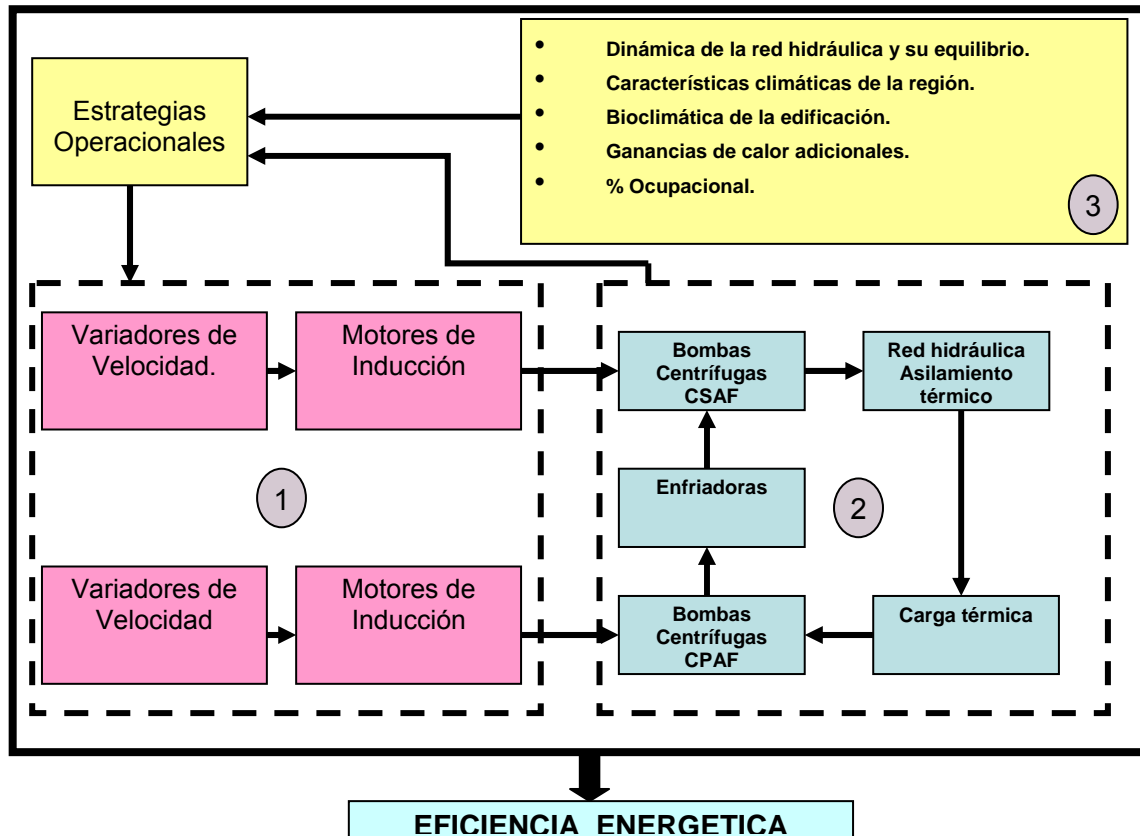


Fig.1.1. Diagrama de bloques que muestra el funcionamiento de los SIAF.

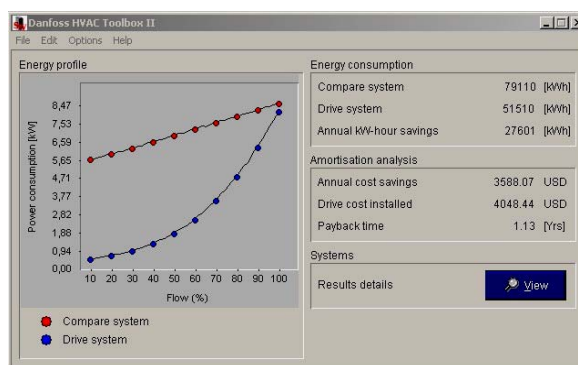
Para enfocar de manera energética y desde el punto vista operacional la impulsión de agua fría en los (SCCAH) existen tres subsistemas cuyas interacciones definen la eficiencia de instalación:

1. Subsistema de potencia.
2. Subsistema termohidráulico.
3. Perturbaciones y regímenes de explotación de los espacios térmicos.

En la Figura.1.1 el VV impone los parámetros de trabajo del motor y la bomba en función de una variable de referencia, en este caso la presión en la descarga. Al definir el valor de set point (valor deseado) de la presión y de conjunto con su control se impone un régimen racional satisfaciendo las necesidades del fluido ante los estados cambiantes de la red y el evaporador según las necesidades de la carga térmica.

Un alto componente termohidráulico está presente en los CSAF por lo que de forma reducida se puede decir que las componentes que más inciden en las características hidráulicas son la ocupación de las zonas habitacionales y las configuraciones de las redes hidráulicas para cada una de las situaciones de ocupación. Para el caso de las propiedades térmicas decide las características de las cargas térmicas asociadas a la estructura física de la edificación, el estado del aislamiento térmico de las

tuberías y las infiltraciones de calor adicionales en los espacios térmicos. En la Figura 1.2 se puede observar la tendencia del consumo de energía eléctrica en los SIAF de hoteles con Climatización centralizada mediante el uso de un software de una prestigiosa firma (Danfoss), la cual emplea variadores de velocidad en diferentes objetos. Esta aplicación fue diseñada para su empleo en sistemas de Climatización Centralizada. En la figura 1.2 a) la línea recta, representa los cambios que se producen cuando la regulación del caudal se realiza a través de válvulas de estrangulamiento (solución mecánica), en el caso de la línea curva, indica la solución de implementar los variadores de velocidad, para esta última variante, para pequeños cambios del flujo, se experimentan disminuciones sustanciales en el consumo de potencia.



a.) Comparación de dos métodos de regulación de caudal.



b.) Porcentaje de operación en horas del variador de velocidad para diferentes caudales.

Fig.1.2 Comparación de métodos de regulación de caudal en los SIAF.

Dada la experiencia acumulada por la firma dueña del software, en la explotación de sistemas de climatización a flujo variable se indican en la Figura 1.2 b), para un



trabajo de 8760 horas de un año, el caudal en función del tiempo de operación expresado en %.

El sistema mecánico tradicional, aún y cuando se cumple el requerimiento de flujo de agua mediante la obstrucción de las tuberías, usando compuertas o válvulas respectivamente, se provoca un incremento en la presión y una muy pobre reducción del consumo eléctrico. En el sistema con VV con una reducción en el flujo de el 50%, obtenemos un consumo de energía de tan solo el 12.5% en el motor en cuestión [2].

En las instalaciones hoteleras, influye notoriamente en la reducción de los consumos energéticos la posibilidad de incluir mejoras tecnológicas en el equipamiento y sistemas. Las mayores potencialidades están en primer lugar en adaptar los consumos a la demanda en cada uno de los servicios y en particular en el flujo de agua fría para la climatización, lo cual se refleja en pocas instalaciones. Esta mejora se logra con la simple incorporación de un VV en las bombas de los CSAF [15], [17]. Esto es solo una variante de cómo se puede mejorar la eficiencia, pero existen otras posibilidades entre ellas:

- El mejoramiento del aislamiento térmico de las tuberías.
- La disminución de las infiltraciones de aire exterior en las cargas térmicas.
- El equilibrio hidráulico de la redes.
- La sustitución de las tuberías por otras con mejores prestaciones.
- El empleo de motores y bombas más eficientes.

1.3 Variadores de Velocidad

La evolución de los accionamientos de motores de inducción con velocidad variable ha seguido el deseo de emular con las cualidades de los accionamientos con motores de corriente directa, en virtud de la rápida respuesta del torque y exactitud en el control de su velocidad.

El control de las bombas se hace a través de variadores de velocidad, estos facilitan que las bombas varíen su velocidad respondiendo a la curva de requerimientos del sistema. Se consigue un ahorro de energía importante en las bombas y las enfriadoras al bombearse solamente la cantidad de agua necesaria para cubrir la carga térmica instantánea. Cuando se emplean variadores de velocidad en los CSAF se hace necesaria la presencia de válvulas de dos vías en los fancoil de los locales. Al cerrarse las válvulas, aumenta la presión en la entrada del sistema, el



control del VV se encarga de corregir esta variable hasta un valor fijo que garantice una explotación hidráulica adecuada.

Esto implica un cambio de un sistema con volumen variable y velocidad constante a un sistema con volumen variable y velocidad variable, razón por la cual se puede seguir ahora la curva del sistema en vez de la curva de la bomba. Con este cambio se satisfacen las verdaderas necesidades del sistema, lo que permite entregar en cada caso sólo la energía estrictamente necesaria para satisfacer la demanda.

Cuando se alcanza en las habitaciones la temperatura deseada, las válvulas de dos vías se cierran. Esto hace que el sensor de presión envíe una señal a los variadores de velocidad que disminuyen la velocidad de las bombas para mantener el diferencial de presión fijado. Al reducirse la velocidad de las bombas, estas trabajan más desahogadamente y su desgaste es menor, aumentando su tiempo de vida y disminuyendo los gastos de mantenimiento.

Los variadores de velocidad empleados en el sistema de bombeo basan su principio general de funcionamiento en la velocidad de sincronismo (min^{-1}) de un motor asincrónico. Esta velocidad depende del número de polo (p) y de la frecuencia (f) de su alimentación. Dicha magnitud se relaciona por la expresión:

$$n_s = \frac{120f}{p} \quad (1.1)$$

Cambiar la frecuencia (f) significa cambiar la velocidad (n_s) de sincronismo de un motor dado. Sin embargo, cambiar la frecuencia sin modificar la tensión de alimentación modifica la densidad del flujo magnético en el motor. Por eso los moduladores incorporados en el V.V hacen variar simultáneamente tensión y frecuencia de salida, lo cual permite optimizar la curva de par del motor y evitar su calentamiento. Se denominan así a los variadores de velocidad que rectifican la tensión alterna de red (monofásica o trifásica), y por medio de seis transistores trabajando en modulación de ancho de pulso (PWM) generan una corriente trifásica de frecuencia y tensión variable. Un transistor más, llamado de frenado, permite direccionar la energía que devuelve el motor (durante el frenado regenerativo) hacia una resistencia exterior.

Los moduladores (Variadores de Velocidad) alimentan el motor mediante una tensión generada a partir de una tensión interna continua y fija. Se produce la modulación por el principio de modulación de amplitud de impulsos (PWM). El modulador suministra al motor una corriente próxima a una senoide con pocos



armónicos. Los circuitos magnéticos de los motores y sus bobinados soportan el uso de estos moduladores, por lo tanto el conjunto motor-variador asegura unas prestaciones de par garantizada en cualquier condición de funcionamiento.

La estrategia de disparo de los transistores del ondulator es realizada por un microprocesador que, para lograr el máximo desempeño del motor dentro de todo el rango de velocidad, utiliza un algoritmo de control vectorial de flujo. Este algoritmo por medio del conocimiento de los parámetros del motor y las variables de funcionamiento (tensión, corriente, frecuencia, etc.), realiza un control preciso del flujo magnético en el motor manteniéndolo constante independientemente de la frecuencia de trabajo. Al ser el flujo constante, el par provisto por el motor también lo será.

Para estimar ahorros de energía es necesario conocer el proceso en que se pretende instalar el regulador de velocidad. No todos los procesos ahorran energía, existen procesos en que la demanda de energía no varía con la velocidad.

El uso de variadores de velocidad en las bombas de los SCCAH se torna una alternativa atractiva para el diseño de sistemas eficientes por los beneficios que reportan.

El control incorporado a los VV para estas aplicaciones es un control Proporcional Integral (PI). Este control viene predefinido con parámetros de fábrica para garantizar la operatividad del sistema (tensión y frecuencia para arranque, paradas y operación). No obstante se definen en catálogos para cada V.V en específico los rangos que puede adoptar el controlador, lo que implica que los ingenieros en control proporcionen desde la programación los valores para cada sistema en particular. El criterio único empleado en la actualidad para el caso del flujo variable, es el control de la presión a la descarga de la bomba, manipulando la frecuencia. Pero no existen un criterio de optimización que integre a este parámetro hidráulico con los aspectos térmicos y perturbaciones incidentes en las instalaciones.

1.4 Motores de inducción

Los motores eléctricos forman parte del accionamiento de los más diversos equipos y maquinarias industriales. Los mismos según estadísticas son los responsables de entre el 40 y el 70% de la energía consumida en los hoteles. Como se puede apreciar, representan una cantidad considerable de la energía total consumida por estas instalaciones.

En la figura 1.3 se muestran las principales características de un motor de inducción funcionando en régimen nominal: rendimiento, factor de potencia, deslizamiento, corriente en el estator.

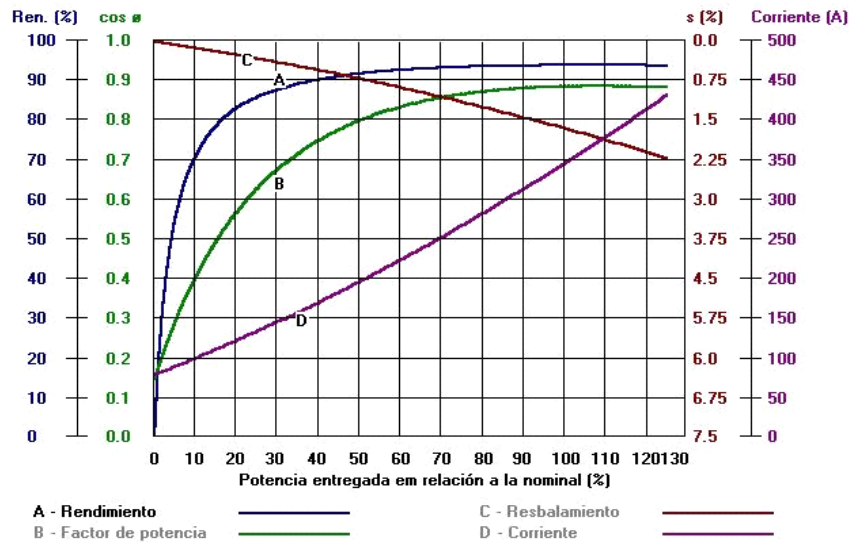


Fig.1.3 Principales características de un motor de inducción funcionando en régimen nominal.

La eficiencia de un motor eléctrico es una medida de su habilidad para convertir la potencia eléctrica que toma de la línea en potencia mecánica útil. No toda la energía eléctrica que un motor recibe, se convierte en energía mecánica. En el proceso de transformación, aparecen pérdidas, la cual provoca que la eficiencia nunca sea máxima (100%). Si las condiciones de operación de un motor no son las más favorables o este tiene algún desperfecto, la magnitud de las pérdidas, pueden aumentar, provocando consecuentemente la disminución de la eficiencia.

La eficiencia de un motor se define como:

$$\eta = \frac{P_m}{P_e} * 100(\%) \quad (1.6)$$

Donde:

P_m : Potencia mecánica de salida.

P_e : Potencia eléctrica de entrada.

Y como:

$$P_m = P_e - p_t \quad (1.7)$$

p_t : Pérdidas totales

Se tiene que:

$$\eta = 1 - \frac{p_t}{P_e} * 100 \quad (1.8)$$



1.4.1 Funcionamiento de los motores de inducción con variadores de velocidad

Los motores de inducción están diseñados para operar cerca del punto de saturación de sus curvas de magnetización: por lo tanto, el aumento del flujo debido a la disminución de frecuencia causará un flujo excesivo de corriente de magnetización en el motor. Para evitar este problema, es costumbre disminuir el voltaje aplicado al estator en proporción directa a la disminución de la frecuencia siempre que la frecuencia se encuentre por debajo de la nominal del motor. La siguiente expresión muestra cómo debe ser variada la tensión y la frecuencia en relación con la carga mecánica a mover:

$$\frac{U_1'}{U_1} = \frac{f_1'}{f_1} \sqrt{\frac{M'}{M}} \quad (1.9)$$

Aquí U_1' y M' son la tensión y el momento correspondientes a la frecuencia f_1' , y U_1 y M , correspondientes a la frecuencia f_1 .

Cuando el momento es proporcional al cuadrado de la frecuencia: $M \sim f_1^2$. entonces:

$$\frac{U_1'}{U_1} = \left(\frac{f_1'}{f_1} \right)^2, \quad (1.10)$$

Es decir, la tensión aplicada al motor debe variar proporcionalmente al cuadrado de la frecuencia.

En la práctica hay que apartarse algo de estas deducciones en primer lugar, porque el acero de la máquina siempre está en cierto grado saturado y en segundo lugar, porque las condiciones de refrigeración de la máquina varían con la variación de la velocidad.

La frecuencia f_1 de la red alimentadora habitualmente permanece constante, pero en algunas instalaciones puede variar en ciertos límites con la condición de que la tensión U_1 en los bornes del motor varía en función de la frecuencia; con frecuencia la variación de U_1 y f_1 sucede de tal modo que $U_1/f_1 = \text{const.}$

Para responder la pregunta de qué representan en estas condiciones, las curvas $M_{em} = f(s)$ siendo iguales las frecuencias, valgámonos de las fórmulas simplificadas del circuito equivalente de un motor de inducción.

$$s_m \approx \frac{R_2}{X_{c.c}} = \frac{R_2}{X_1 + X_2}. \quad (1.11)$$

$$M_{m\acute{a}x} = \pm \frac{pm_1 U_1^2}{4\pi f_1 \sigma_1 (r_1 + x_1 + \sigma_1 x_2')}. \quad (1.12)$$

De acuerdo con la primera de estas fórmulas el deslizamiento s_m , siendo $R_2=const.$, varía inversamente proporcional a la frecuencia. Con otras palabras, en las condiciones indicadas el momento M_{em} pasa por el máximo con tanto mayor deslizamiento, cuanto menor es la frecuencia f_1 . Por otro lado, en la magnitud $M_{m\acute{a}x}$ influyen tres variables: U_1 , f_1 y $X_{c.c} = \sigma_1 x_1 + \sigma_1^2 x_2'$. Si despreciamos a R_1 entonces como se ve de la fórmula de $M_{m\acute{a}x}$ anteriormente vista, la variación de U_1 se compensaría con la variación proporcional de f_1 y $X_{c.c}$. En este caso el momento $M_{m\acute{a}x}$ permanecería constante. En realidad disminuye algo con la disminución de la frecuencia. Lo dicho anteriormente se ilustra con tres curvas de momentos para diferentes frecuencias de trabajo $f_1=50, 25$ y 10 Hz, dadas en la figura 1.4.

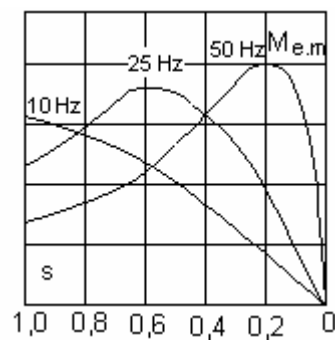


Fig.1.4 Curvas de $M_{em}=f(s)$ siendo $U_1/f_1=const.$

En la figura 1.5 se muestra un ejemplo del trabajo del motor de inducción en un Sistema de Impulsión de Agua Fría de una zona habitacional con Climatización Centralizada. Se pueden apreciar como se comportan las variables eléctricas en valores por unidad, ante la incorporación escalonada del clima de las habitaciones. A medida que fue aumentando la demanda de agua fría el variador de velocidad mediante su lazo de control PI mantuvo el set point del sistema en 5 bar.

[Volver al índice](#)

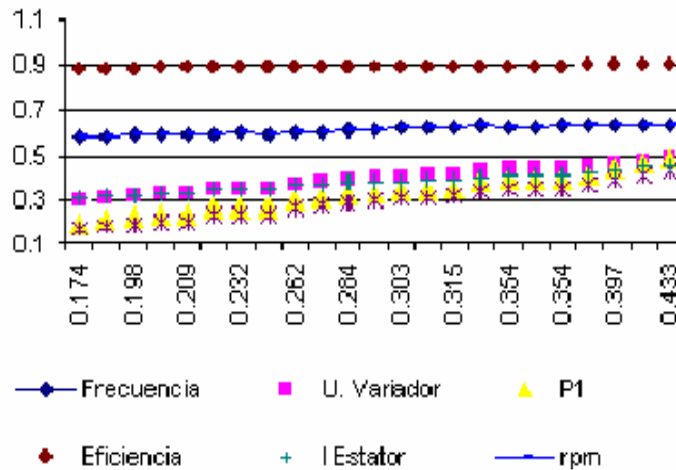


Fig.1.5 Ejemplo del comportamiento de las variables de un motor de inducción ante el caudal variable en la impulsión de agua fría.

Como se observa ante pequeñas variaciones de frecuencia, se observan sensibles cambios en la P1.

1.5 Bombas centrífugas

Una bomba centrífuga (BC) convierte la energía mecánica que recibe desde un motor, en energía de presión para mover un líquido a determinada altura. Es decir, convierte la energía cinética rotacional en energía de presión al fluido desde el ojo o centro del impelente o rodete de trabajo. El fluido entonces incrementa su velocidad debido a la fuerza centrífuga y rotacional que lo empuja.

Cuando se realiza un diseño de un sistema de bombeo de agua helada para la climatización, la solución está en emplear un sistema a flujo constante o a flujo variable. Cuando se emplea un flujo constante se envía agua a los locales que constituyen la carga térmica sin tener en cuenta el nivel ocupacional.

En el caso del flujo variable juega un papel fundamental el empleo de los variadores de velocidad los cuales adaptan los parámetros de bombeo a la demanda del confort según la ocupación.

Existen cuatro formas básicas de regular caudal en las bombas:

- Válvula de estrangulamiento.
- Arranque-parada.
- Bifurcación o by-pass.
- Regulación por velocidad.

La primera opción es la más utilizada y es común encontrarnos con regulaciones mixtas entre la primera y la segunda.

La regulación electrónica de velocidad en el motor que arrastra a la bomba se presenta como un método energéticamente eficaz para regular el caudal. Desde el punto de vista de mantenimiento, es un buen sistema de regulación que evita golpes de ariete al disponer de rampas de frenado suaves, y evita las altas intensidades de arranque al efectuar arranques progresivos, además, conseguimos abaratamientos en la manipulación, al funcionar de manera autónoma.

El ahorro energético con el uso de variadores de velocidad es evidente, sin embargo, la posición donde se coloca el sensor es crítica. El ahorro de energía se consigue con el sensor puesto junto a la descarga de las bombas secundarias como se muestra en la figura 1.6 [3].

Posición del sensor:



Fig.1.6 Posición del sensor a la salida de las bombas CSAF.

Para una mejor comprensión de cómo mejorar la eficiencia del sistema de bombeo, vamos a explicar brevemente algunos de los aspectos relacionados con la operación, terminología y características de operación de la bomba centrífuga.

Los fabricantes de bombas centrífugas suministran las curvas de trabajo de las bomba $H = f(Q)$ que predicen el comportamiento futuro de estas bajo condiciones de trabajo determinadas. En la figura 1.7 se muestran las curvas simples de explotación de una bomba centrífuga para un diámetro dado del impelente de trabajo y velocidad(n) constante.

Usualmente el punto de máxima eficiencia en el trabajo de la BC en la característica $H=f(Q)$ es el punto de diseño de ésta.

[Volver al índice](#)

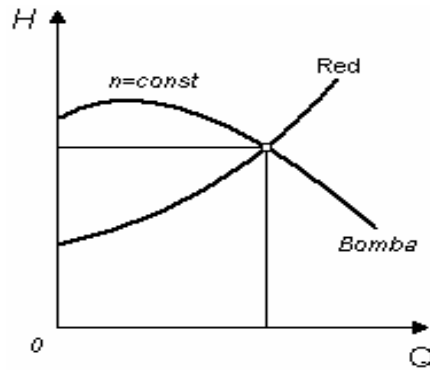


Fig. 1.7 Punto de operación de una bomba centrífuga para ($n = \text{constante}$) de una red.

Leyes de proporcionalidad:

Estas leyes describen la dependencia que existe entre el flujo (caudal), presión y el consumo energético. Al variar dentro de pequeños límites la frecuencia de rotación n de una bomba centrífuga, los cambios de su caudal Q , altura de presión H y potencia consumida N se determinan según las siguientes correlaciones:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (1.2)$$

El caudal nominal de la bomba y que puede ser variado directamente de acuerdo al radio de velocidad del motor de inducción:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \quad (1.3)$$

Donde:

Q_2 – es el caudal nominal de la bomba, [m^3/h]

Q_1 – es el caudal para las condiciones iniciales del accionamiento, [m^3/h].

n_2 – es la velocidad de rotación de la bomba para las nuevas condiciones, [rpm]

n_1 – es la velocidad de rotación para las condiciones iniciales, [rpm]

La altura de carga o de presión varía proporcionalmente al cuadrado del radio de velocidades de la bomba:

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (1.4)$$

Donde:

H_2 – es la altura de presión a la nueva velocidad, [m].

H_1 – es la altura de presión para las condiciones iniciales, [m].

La potencia de la bomba puede variar en relación cúbica al radio de la velocidad o el diámetro del impelente:

$$N_{b2} = N_{b1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (1.5)$$

N_{b2} – es la potencia requerida por la bomba para la nueva velocidad, [kW]

N_{b1} – es la potencia requerida en las condiciones iniciales, [kW].

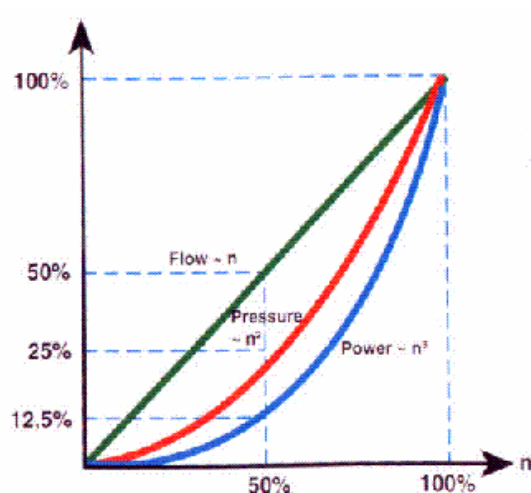


Fig.1.8 Comportamiento de Q, H y N en las BC.

El trabajo de las bombas centrífugas en conjunto se utiliza cuando es necesario aumentar la altura o el caudal en una instalación y no existe una máquina que sea capaz por si sola de satisfacer estos parámetros. Este trabajo en conjunto se diferencia entre la conexión en serie y en paralelo.

En el caso del trabajo en serie de las bombas, se utiliza cuando se desea obtener una mayor altura y no hay una máquina que sea capaz de desarrollarla. En la conexión en serie el caudal que pasa por las máquinas es el mismo. La conexión en serie se lleva a cabo conectando la impulsión de la primera bomba a la sección de la segunda y así sucesivamente. Las condiciones de economía y estabilidad del trabajo se determinan de igual manera que para una sola máquina.

En la figura 1.9 se muestra este tipo de conexión con su correspondiente gráfica característica.

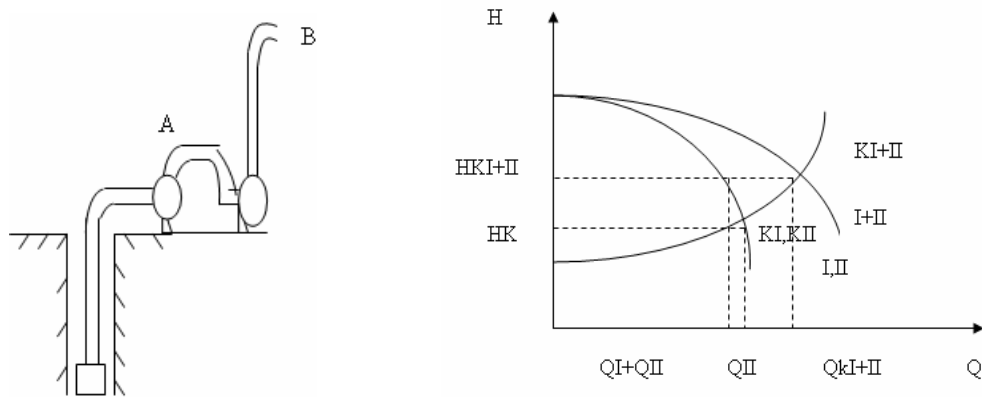


Fig.1.9 Conexión en serie de las bombas centrífugas y su gráfico característico.

En la conexión en serie para que el trabajo sea efectivo, es necesario que la altura que desarrollan las máquinas en el sistema sea mayor que la altura que pueda desarrollar cada una de las máquinas trabajando solas en una misma red. Para esto es suficiente que para la conexión en serie los caudales óptimos de las máquinas que se conectan sean aproximadamente iguales. Por otra parte la conexión en serie es más efectiva cuanto mayor sea la resistencia de la red.

El trabajo en paralelo de las bombas centrífugas se utiliza cuando se desea obtener un mayor caudal y no hay una máquina que sea capaz de desarrollarlo. En la conexión en paralelo cada máquina posee su succión independiente y la descarga es común a una misma red. (Ver Fig. 1.10)

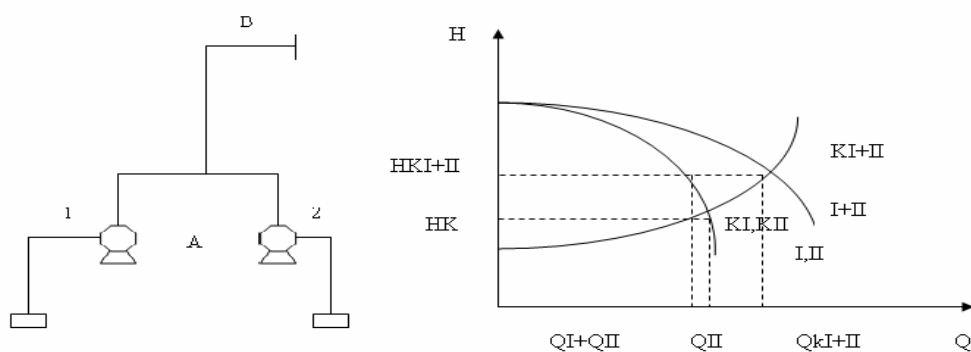


Fig.1.10 Conexión en paralelo de las bombas centrífugas y su gráfico característico.

Para buscar el régimen de trabajo tenemos que sumar las características de ambas máquinas en paralelo, esto se hace sumando los caudales para iguales alturas (I+II), donde la característica resultante intercepte la característica de la red AB, ahí estará el régimen de trabajo del sistema. El régimen de trabajo del sistema está dado por el



punto K_{I+II} . El régimen de trabajo de cada una de las máquinas trabajando en el sistema esta dado por el punto $M_{I, II}$ (en este caso $Q_I = Q_{II}$) debido a que las máquinas son iguales. El régimen de trabajo de cada una de las máquinas trabajando solas esta dado por el punto K .

En la conexión en paralelo para que el trabajo sea efectivo es necesario que el caudal del sistema sea mayor que el caudal que desarrolla cada una de las máquinas trabajando sola en la misma red. Para esto es suficiente que las alturas óptimas de las máquinas que se conectan en paralelo sean aproximadamente iguales (las alturas óptimas son las alturas que corresponden a los caudales óptimos).

[Volver al índice](#)

1.6 Red hidráulica en malla

Una red hidráulica es un conjunto de elementos encargados de transportar el fluido líquido desde los puntos de suministro hasta los puntos de consumo. Está constituida por tuberías y otros elementos como son: válvulas, elementos de unión, elementos de medición, etc. que deben ser dimensionados adecuadamente para suministrar los caudales demandados, para lo cual será necesario mantener en la red unas presiones adecuadas.

Las redes en mallas, se pueden obtener uniendo entre sí los extremos libres de las tuberías ramificadas o a punto de otros ramales, es decir, que las tuberías principales se comunican unas con otras, formando circuitos cerrados y se caracterizan por el hecho de que la alimentación de las tuberías puede efectuarse por sus dos extremos indistintamente, según se comporten las tuberías adyacentes, de manera que el sentido de la corriente no es siempre, forzosamente, el mismo.

En el caso de las redes hidráulicas en malla la distribución se efectúa en mallas concentradas, de forma que un punto de consumo puede recibir agua de ramales, donde en ocasiones, la circulación no es en el mismo sentido, sino que por equilibrio de presiones el agua acude al punto de consumo desde puntos que disponen de una presión más elevada, otra de sus características es que, un punto cualquiera de la red puede abastecerse por varios caminos, lo que hace que se reduzcan las pérdidas de carga, y que por otra parte una interrupción determinada no afecta a otros puntos aguas abajo ya que puede abastecerse por otro camino. La red quedará dividida en sectores mediante llaves de paso, de manera que, en caso necesario, cualquiera de ellos pueda quedar fuera de servicio y de este modo



facilitar las operaciones de limpieza y de mantenimiento que son necesarias efectuar con carácter periódico.

El sistema se basa en dos principios fundamentales:

1. La suma algebraica de los caudales entrantes y salientes en un punto, es nula.
2. La suma algebraica de las pérdidas de cargas producidas a lo largo de un circuito cerrado es nula

Este tipo de red presenta las siguientes ventajas: indistinto sentido de la circulación del agua, mejor distribución de la presión y ante una avería puntual, puede aislarse un tramo y dar servicio a través de otros tramos de la malla, disponiéndose de una mayor seguridad de servicio, siempre que se hallan previsto válvulas en puntos clave de la malla.

Los inconvenientes de la misma son los siguientes: en general las redes en malla tienen un mayor coste económicos serán precisos varios tanteos para conseguir que se cumplan los requisitos de la suma algebraica de las pérdidas de carga producidas a lo largo de un circuito cerrado sea nula.

No existe hasta el momento ningún método de resolución directa para el cálculo de este tipo de red y es por tanto necesario recurrir a métodos iterativos para obtener la solución final.

1.7 Aislamiento térmico de tuberías de agua fría

El deterioro del aislamiento en las redes provoca como resultados generales un aumento del coeficiente de conductividad térmica (K) del material del aislamiento [6]. Esto produce el efecto de la ganancia de calor a través del aislamiento y que incide directamente en la temperatura del agua fría que se transporta. Por tanto para garantizar el confort de los locales, los fancoils deben trabajar mucho más tiempo al igual que se incrementa el trabajo de compresión en las enfriadoras. Por tanto un buen aislamiento térmico instalado adecuadamente y seleccionado bajo criterios técnicos - económicos es una garantía para mejorar la eficiencia térmica de las redes hidráulicas. Para determinar el coeficiente de conductividad térmica (Kcal. /h m °C) se tienen en cuenta un conjunto de parámetros de naturaleza térmica que se describen a continuación.

El calor que gana el fluido a través de la tubería que conforma la red en malla del sistema de agua fría para la climatización, se puede determinar teniendo en cuenta la

convección, la conducción y la radiación a través del aire, el aislante y la tubería por metro lineal de la misma, utilizando la siguiente expresión referidas en [10]:

$$Q_{tub} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = \frac{T_{aire} - T_{H_2O}}{\frac{1}{h_r \cdot K} + \frac{1}{h_{aire} \cdot \pi \cdot r_e \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi \cdot K_A \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ia}}{r_{et}}\right)}{2\pi \cdot K_{ayc} \cdot L} + \frac{1}{h_{H_2O} \cdot \pi \cdot r_i \cdot L}} \quad (1.13)$$

$$R_T = R_{rad.} + R_{conv.aire} + R_{cond.aisl.} + R_{cond.tub.} + R_{conv.H_2O} \quad (1.14)$$

Donde:

$R_{rad.}$ = Resistencia por radiación.

$R_{conv.aire}$ = Resistencia por convección del aire.

$R_{cond.aisl.}$ = Resistencia por conducción a través del aislante.

$R_{cond.tub.}$ = Resistencia por conducción a través de la tubería.

$R_{conv.H_2O}$ = Resistencia por convección del agua.

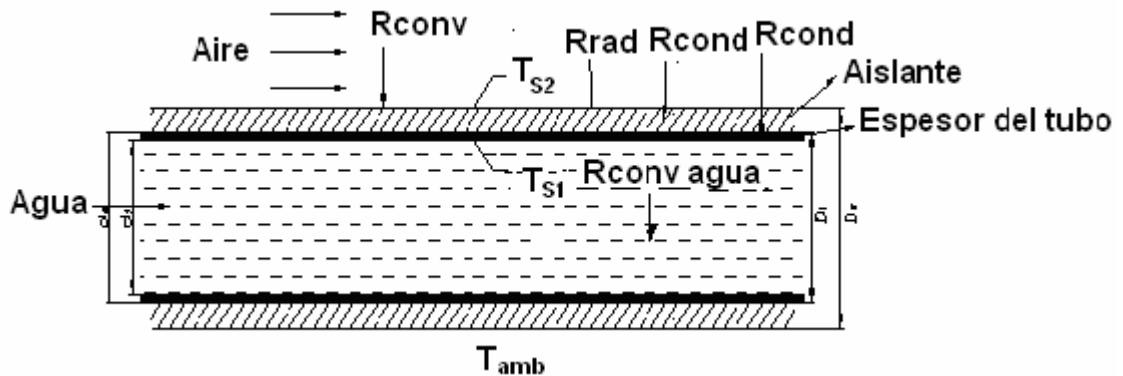


Fig.1.11 Corte de una sección de tubería.

En esta ecuación aparecen una serie de incógnitas que dificultan la resolución de la misma, las cuales se presentan a continuación:

h_r = coeficiente de transferencia de calor por radiación.

$$h_r = \frac{\varepsilon \cdot \sigma (T_r^4 - T_s^4)}{T_r - T_s} \quad (1.15)$$



Este coeficiente depende de la Temperatura de radiación T_r^4 y de la Temperatura de la superficie de la tubería T_s^4 , magnitudes que por su difícil obtención hacen el cálculo más complejo.

h_{aire} = coeficiente de transferencia de calor a través del aire.

$$h_{aire} = \frac{D_e \cdot V_{aire}}{\mu_{aire}} \quad (1.16)$$

En este caso las inconvenientes para determinar el valor de este coeficiente son la velocidad del aire (V_{aire}) y la viscosidad del aire (μ_{aire}).

h_{H_2O} = coeficiente de transferencia de calor del agua.

$$h_{H_2O} = \frac{D_i \cdot V_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} \quad (1.17)$$

En este caso no hay inconvenientes que impida calcular dicho coeficiente ya que depende de la velocidad a la que se mueve el agua por el interior de la red V_{H_2O} y de la viscosidad cinemática del agua. Pero debido a las inconvenientes anteriormente mencionadas es que se dificulta el cálculo de la ganancia de calor total de la red.

1.8 Carga térmica

En todos los proyectos de diseño para determinar la carga térmica de distintos locales se tienen en cuenta gran cantidad de parámetros con los cuales hay que tener especial atención al seleccionarlos. El no respetar los valores de ciertas magnitudes incide notablemente en que se sobredimensione el equipamiento para dar el servicio.

Para climatizar uno o varios locales es muy importante tener en cuenta el comportamiento del aire para el control de los diferentes parámetros que forman parte de este, con el fin de lograr el confort deseado, así como el mantenimiento de equipos que deben estar situados en lugares climatizados, logrando una mejor explotación de estos y una mayor vida útil.

Para obtener las condiciones deseadas en una instalación de climatización se deben de estudiar los factores que influyen en estas, además de los métodos para la selección de dichas condiciones ya sean exteriores o interiores así como el cálculo de la carga térmica para determinar las características de la instalación.



Para esto se realiza la selección de las condiciones de diseño interior y exterior del área a climatizar, esto es de gran importancia puesto que de ella dependen fundamentalmente los resultados de la estimación de la carga térmica de los locales consecuentemente la selección más económica de los equipos y accesorios necesarios para vencer de un modo mas eficiente dicha carga.

1.8.1 Caracterización climatológica de forma general

Para los cálculos de carga térmica que brindarán la información primaria para la selección del equipamiento de la climatización es necesario conocer las condiciones climatológicas de la región.

La demanda de enfriamiento de una edificación está estrechamente relacionada con las condiciones climatológicas de la región, por lo que existen una serie de variables que es necesario considerar a la hora de realizar el cálculo de las necesidades de climatización [18] [23].

La ubicación de la construcción juega un papel importante en la determinación de las necesidades energéticas finales en materia de calefacción y refrigeración. Las características que influyen sobre el intercambio térmico entre una edificación y su contexto pueden ser extrínsecas e intrínsecas. Conforme a esta clasificación, las características medioambientales, entre ellas el clima, son entendidas como una serie de parámetros externos a la edificación que influyen directamente en el intercambio energético entre la edificación y su contexto [8], [19].

Una caracterización detallada de la zona de ubicación ayudará a realizar un mejor análisis y cálculo del balance energético. Algunos autores [1], [27] abordan esta temática desde diferentes contextos y señalan que los datos más significativos y característicos de la zona que son necesarios saber son: temperaturas máximas y mínimas, grados-día, radiación solar diaria, distribución de la radiación solar horaria-anual para diferentes orientaciones y precipitaciones.

Radiación solar: Este parámetro suele variar constantemente. Su estudio permite determinar la cantidad de energía que llega a una superficie de modo directo, difuso o reflejado, dependiendo de los movimientos relativos del sol y la tierra. El estudio de este parámetro resulta necesario, pues la radiación produce un incremento de la temperatura en las superficies envolventes, que luego desprenden ese calor en el interior de las edificaciones y generan movimientos de masas de aire por diferencias de temperatura entre las zonas expuestas al sol y las que están a la sombra.



Temperatura ambiente: Es sin dudas uno de los parámetros fundamentales del clima. Desde el punto de vista de acondicionamiento del aire resulta fundamental en el análisis del comportamiento de las edificaciones, ya que junto con los resultados obtenidos de otros parámetros se puede determinar si se ofrecen o no unas condiciones climáticas de confort. Se deben tener en cuenta las temperaturas máximas y mínimas diarias.

La humedad: Es entendida como la cantidad de vapor de agua que contiene el aire, como resultado de la evaporación de las masas de agua producto del calentamiento generado por la radiación solar y la evapotranspiración animal y vegetal. Este valor varía de acuerdo al tiempo y lugar y, junto con la temperatura, es fundamental para determinar el clima en un sitio.

La velocidad del aire: Es considerada un parámetro fundamental en el análisis ambiental de las edificaciones, puesto que del mismo modo que puede ser una forma de climatización, también puede generar manifestaciones de malestar, en los ocupantes de un espacio e incluso ocasionar problemas de inestabilidad en las edificaciones.

La precipitación: La precipitación es un elemento del clima que influye en la humedad relativa, vegetación y contaminación, entre otros.

A todos estos parámetros hay que añadir el efecto de una orientación y disposición adecuadas de las edificaciones que favorezcan el máximo aprovechamiento de las condiciones climáticas del lugar de implantación. Se debe tener muy presente el factor de la radiación solar sobre las diferentes orientaciones posibles para intentar que éstas jueguen a favor del proceso de acondicionamiento térmico de la construcción.

Para los cálculos de climatización es necesario, como mínimo, el conocimiento de ciertas variables de cada localidad de implantación de un proyecto y que sean tabuladas para su conocimiento y aplicación. Estas variables se hallan detalladas a continuación y a partir de las mismas pueden obtenerse otras que serán necesarias para los cálculos:

Temperatura Bulbo Seco verano: Es la temperatura exterior de bulbo seco correspondiente a los meses de Julio y Agosto a las 15 horas y que corresponde a la máxima temperatura a efectos de transmisión.



Temperatura Bulbo Húmedo verano: Es la temperatura exterior de bulbo húmedo correspondiente a los meses de Julio y Agosto a las 15 horas y que corresponde a la máxima temperatura a efectos de transmisión [27].

Temperatura máxima (Tmax): Es la máxima temperatura ambiente exterior que se alcanza a una hora determinada del día o la noche.

Temperatura mínima: Es la mínima temperatura ambiente exterior que se alcanza a una hora determinada del día o la noche.

Temperatura de confort interior: Se refiere a la temperatura de bulbo seco que existe dentro de la habitación, para los cálculos de climatización, su valor varía entre 22 °C y 24 °C. Todas estas variables pueden ser obtenidas a partir de la medición directa o de las bases de datos históricos de las entidades que brindan servicios meteorológicos.

1.8.2 Comportamiento del clima

Cuba se encuentra situada en la franja geográfica tropical, donde su insularidad, situación geográfica, cerca del Trópico de Cáncer, así como las características de su relieve, le imprimen particularidades propias de la zona geográfica de bosques tropicales.

La radiación solar que recibe nuestro país oscila entre $6,69 \cdot 10^9$ y $7,54 \cdot 10^9$ J/m² como promedio anual. Considerando este recurso en términos de energía eléctrica, puede decirse que cada kilómetro de territorio cubano recibe tanta energía en un año como la que en ese mismo período de tiempo, pudiera producir una central termoeléctrica, de la cual solamente se aprovecha en la producción de electricidad el 34% de la energía desprendida, mientras que el 66 % restante se pierde en calor residual que se vierte a la atmósfera principalmente.

La temperatura media de Cuba es de alrededor de 25 °C (Oscila entre 24,7 y 26 °C), aunque se han registrado máxima de 39 °C. En general las temperaturas ascienden de Enero a Julio se estabilizan relativamente hasta Octubre para comenzar a disminuir nuevamente. El mes más cálido en Agosto con media de 29 °C y el más frío Enero con medias de 20 °C.

La humedad absoluta del aire es elevada, con una media de 20 g/m, comportándose en verano entre los 20 y los 25 g/m y en invierno entre 15 y 20 g/m. La humedad relativa media es 76,5 %, más elevada durante la noche que durante el día, en relación inversa con la temperatura. En verano durante el día oscila entre 60 y 70 %



y por la noche entre 80 y 90 %; en invierno, durante el día, entre 65 y 70 % y por la noche, entre 85 y 90%.

La presión barométrica es prácticamente uniforme en todo el país, como una característica propia de la franja tropical. A ello contribuye la configuración del territorio. La media anual es de unos 1017 hPa, en verano disminuye hasta algo menos o 1016 hPa y en invierno aumenta hasta poco más de 1018 hPa aproximadamente.

1.8.3 Caracterización climatológica de la región

Para el caso específico del Polo turístico de Guardalavaca la estación meteorológica de referencia es la de Cabo Lucrecia. Los datos más significativos y característicos de la zona que son necesario conocer son temperatura máxima y mínima, grados-días radiación solar diaria, distribución solar horaria – anual para diferentes orientaciones y precipitaciones.[23]

No obstante aprovechando la colaboración del Instituto de Meteorología Provincial se presentan a consideración el resumen de un conjunto de variables de referencia y los límites en que se mueven las mismas.

Esto permitirá ubicar en los cartas psicométricas las variables que permitan limitar los regímenes de comportamiento y de esta forma obtener de manera indirecta otros parámetros útiles en el sentido de realizar cálculos ingenieriles que tributen al uso más racional de la energía.

Todos los cálculos que se realizarán en función de la climatización deben garantizar la temperatura de bulbo seco dentro de las habitaciones cuyo valor varía entre 22-24 °C como parámetro de confort. La norma que se establece en Cuba es de 24 °C.

En la tabla 1.1 se muestra el comportamiento medio de las principales variables climatológicas en el período de 1970-2007.

Tabla 1.1 Comportamiento medio de las principales variables climatológicas.

Variables Climatológicas	Min.	Máx.
Temp. Máximas Medias (°C)	26.8	31.2
Temp. Mínimas Medias (°C)	22.0	26.0
Temp. Medias (°C)	24.5	28.5
Temp. Máxima Absoluta (°C)	29.2	32.5
Temperatura Mínima Absoluta (°C)	17.8	23.1
Lluvias Mensuales (mm.)	37.7	162.6
Días con Lluvias	6.0	14.8
Rapidez del viento predominante (Km-h)	14.8	20.0
Humedad Relativa (%)	78.9	82.4



En el caso de la temperatura se resume las magnitudes de, temperaturas máximas medias, temperaturas mínimas medias, temperatura media temperatura máxima absoluta, temperatura mínima absoluta. Históricamente estas variables se han movido desde 1970 -2007 entre los valores mínimos de 17.8 °C y máximas de 32.5 °C a partir de los valores promedios históricos.

En el caso específico de las lluvias los meses mas lluviosos fueron Octubre y Noviembre con 62 y 129 mm de agua respectivamente y el mas seco es el de Julio con un valor promedio histórico de 37.7 mm. [\(Ver anexo1\)](#)

En el caso de mas días con lluvias históricos, los meses de Abril y Junio aparecen igualados con un valor promedio de 6 días sin embargo los meses de Octubre y Noviembre ocurren lluvias en 15 y 14 días respectivamente.

Un fenómeno interesante que ocurre en esta región es que en lo meses de más calor la rapidez de los vientos predomines alcanzan los menores valores aproximadamente 15 Km. /h entre los meses de Mayo y Octubre la circulación de los vientos alrededor de los edificios permiten refrescar el entorno y que la ganancia de calor de la carga térmica sea menor lógicamente en esto influyen otras variables.

En el caso de la humedad relativa, históricamente los valores promedios de esta magnitud oscilan entre 78.9-82.4 % durante todo el año esta humedad relativa por citar un ejemplo influye en la cantidad de calor que se transfiere y se filtra en la carga térmica aunque se puede apreciar que los valores promedios tienen una variabilidad de 4 %.

1.8.4 Empleo de software y métodos para la estimación y simulación de carga térmica

La simulación térmica de edificios es una valiosa y poderosa herramienta que permite tomar decisiones, evaluar alternativas técnica y económicamente. Además permite al ingeniero predecir resultados rápidamente con posibles cambios en los sistemas constructivos y combinaciones de eficiencia energética, planificación y administración de la energía y la demanda.

En la actualidad el uso de los programas automatizados para la simulación del comportamiento térmico de las edificaciones no es una novedad; sin embargo, en Cuba su aplicación se puede considerar incipiente. Su uso en las instalaciones hoteleras tiene un lugar mayormente en las empresas de proyectos dedicadas al diseño de este tipo de programa arquitectónico por parte de especialistas en clima, fundamentalmente ingenieros mecánicos y centros de investigación vinculados a las



universidades, con el propósito de diseñar los sistemas de climatización, y en ocasiones para fundamentar la selección del tipo de ventana que se va a utilizar en las habitaciones. Sin embargo no han sido empleados para la evaluación integral de las condiciones de diseño.

En el mercado existen un conjunto de paquetes para la simulación térmica de edificaciones, tales como el TRNSYS [29], el DOE-2 [6], el ENERGY PLUS [7], el COOL PACK [5], etc. Estos paquetes posibilitan simular el comportamiento térmico del edificio y determinar la carga térmica de enfriamiento. Sin embargo, en algunos casos solo tienen incorporada la información meteorológica de algunas localidades, y en general no permiten el cambio de algunas variables que influyen en el cálculo de cargas térmicas, además del costo inicial de adquisición de la licencia, conllevan un costo adicional debido a las actualizaciones periódicas necesarias. Tomando en consideración estos aspectos, el simulador desarrollado por la Universidad Autónoma de Baja California (UABC) es el más empleado en Cuba.

Este simulador presenta las características y potencialidades siguientes:

- Brinda las horas-grado en días representativos de una temporada, lo que permite calcular ganancias instantáneas de calor, potencia de enfriamiento y rapidez de retiro de calor de la temporada completa sin tener que hacerlo día por día y los resultados son equivalentes. Esto reduce el tiempo de cómputo y simplifica grandemente la tarea de simulación y cálculo.
- Permite determinar la facturación mensual y anual y, sobre todo, adaptándose a la tarifa de cualquier lugar o región sin mayores problemas. Su potencia radica en que no emplea valores promedios de costo o estimaciones de precios de energía, simplemente incorpora la tarifa vigente al agregarla al archivo correspondiente.
- Tiene la flexibilidad de que el usuario lo adapte a las necesidades de su región, país o características constructivas sin demérito de la potencia del cálculo. Los resultados de salida en comparación con simuladores comerciales, tales como el TRNSYS y el DOE-2 no difieren en más de un 5% [22]. Este simulador permite entrar en los archivos de datos primarios en el fichero de datos DATA 2 y se pueden configurar todos los parámetros climatológicos de la localidad y constructivos del edificio, así como hacer todas las corridas pertinentes variando los datos que se quieran y obteniendo diferentes comportamientos de las cargas de enfriamiento [22].

El uso de este simulador, constituye sin lugar a dudas una herramienta de gran utilidad, pues permite analizar un elevado número de variantes importantes en la toma de decisiones, tanto en etapa de diseño de una edificación como en cálculos de comprobación.

Existen varios métodos matemáticos para el cálculo de carga térmica [24], los cuales se relacionan a continuación:

1. Método de cargas instantáneas.
2. Método del balance térmico.
3. Métodos E20 de Carrier y CLTD/CLF de ASHRAE.
4. Método de las funciones de transferencia.

En la figura Fig. 1.12 se muestran dichos métodos, comparando la complejidad y precisión de cada uno. Como es de esperar la precisión aumenta al aumentar la complejidad. [24]:

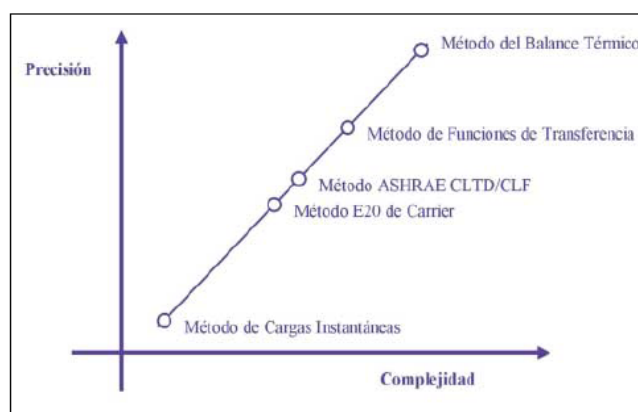


Fig. 1.12 Comparación de diversos métodos de estimación de carga térmica

Como se puede apreciar en la tabla el método mas preciso y debido esto más complejo es el Método del balance térmico el cual tienen en cuenta los tres mecanismos de transmisión de calor (conducción, convección y radiación) y la acumulación 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 la desventaja son los exhaustivos cálculos que sólo pueden ser resueltos a partir de técnicas computacionales.

Sobre la base de estos métodos matemáticos, se han creado software para la estimación de carga térmica algunos de los cuales se mencionan a continuación:

1. Programa de Estimación de Cargas E53 de Carrier.
2. Programa de Cálculo de Cargas E20 de Carrier.



3. Programa de Análisis Horario HAP de Carrier.
4. Programa de cálculo de cargas de Saunier Duval.
5. DP-AIRE (Universidad Politécnica de Valencia).
6. Programa de cálculo de cargas Trace de Trane.

El más eficiente de ellos es Programa de Cálculo de Cargas E20 de Carrier, el mismo permite realizar los cálculos para espacios que van a ser acondicionados de forma conjunta o individualmente, presenta las siguientes características:

- Genera perfiles climáticos de cada ciudad con los parámetros de diseño.
- Permite definir cargas internas variables a lo largo del día.
- Analiza espacios complejos con varios tipos de cristales, muros, sombras, etc.
- Permite definir varias zonas en el edificio, cada una con diversos espacios.
- Calcula la carga a cada hora y mes, determina la máxima carga en un período de tiempo, sea para un espacio, zona, o el conjunto de varias zonas, así como el caudal de aire necesario para combatir la carga.
- Realiza cálculos de tuberías y conductos necesarios en la instalación.

1.8.5 Consideraciones de diseño a tener en cuenta para disminuir el consumo energético en Hoteles de Sol y Playa en Cuba

Como se muestra a continuación existe un rango en el que pueden variar los valores de climatización de acuerdo con las decisiones de diseño y decisiones económicas, además se clasifican en dependencia a la contribución en el ahorro energético de una instalación hotelera.

Variables de diseño que influyen en la carga de climatización:

1. Variables que dependen de decisiones de diseño:

Orientación, dimensiones de ventanas, tipología, desplazamientos proporción y ubicación de ventanas forma de cubierta, color exterior de cubierta,

2. Variables que dependen de decisiones económicas:

Materiales de pared, materiales de cubierta, materiales de ventanas y elementos de protección.

La mayor parte de las variables de diseño relacionadas dependen de decisiones de diseño, es decir, resultan de la acción creadora del proyectista o arquitecto (orientación, dimensiones, proporción y ubicación de las ventanas, forma de las cubiertas y color exterior de esta). Otras, sin embargo, son el resultado de decisiones

económicas generalmente tomadas por la entidad inversionista a partir de la propuesta de proyecto (materiales y elementos de construcción que se van a utilizar en paredes, cubiertas y ventanas, así como el empleo y tipo de elementos de protección solar). [26]

Las variables de diseño estudiadas pueden clasificarse en tres grupos:

Las que pueden permitir reducciones superiores a 13 kWh diarios por habitación (orientación y uso de elementos de protección solar), las que producen ahorros entre 5 y 13 kWh diarios por habitación (tipología, dimensiones y materiales de las paredes exteriores, materiales de las ventanas y color de la superficie exterior de la cubiertas), las que ocasionan reducciones del consumo energético inferiores 5 kWh diario por habitación (desplazamientos de los volúmenes de las habitaciones, proporciones y ubicación de las ventanas, formas, orientación y materiales de la cubierta). [26]

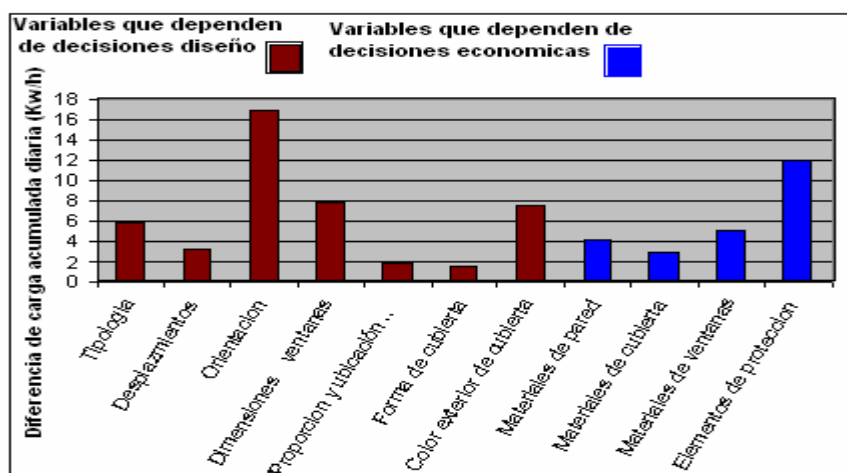


Fig.1.13 Grafico resumen de la influencia relativa de las variables de diseño en la carga de climatización.

De las variables de diseño relacionadas en el gráfico anterior, la mayor parte depende de dediciones de diseño, es decir, resultan de la acción creadora del proyectista, otras sin embargo, son el resultado de dediciones económicas, generalmente tomadas por la unidad inversionista a partir de propuesta de proyecto.

[Volver al índice](#)



CAPITULO II: Particularidades y componentes de los Sistemas de Impulsión de Agua Caliente en los hoteles con Climatización Centralizada

2.1 Introducción

En este capítulo se exponen las características más generales en cuanto a la operación de los Sistemas de Impulsión de Agua Caliente en Hoteles con Climatización Centralizada. Las mismas son de vital importancia a la hora de realizar una valoración desde el punto de vista energético de este tipo de sistema. Se relacionan los elementos energéticos con sus principales aspectos teóricos. Para una mejor comprensión se analizan por separado los distintos circuitos de impulsión: el Circuitos Primario de Agua Caliente(CPAC), el Circuito Secundario de Agua Caliente (CSAC) y el Circuito de Recirculación. Dentro de estos circuitos se encuentran los condensadores de las enfriadoras, los intercambiadores de calor de placas, la red hidráulica ramificadas, calderas o calentadores de apoyo y los tanques de almacenamiento. Se presenta durante el desarrollo de los epígrafes un análisis en relación a las insuficiencias energéticas de estas instalaciones y resultados de trabajos que indican las necesidad de profundizar en el estudio de de este tipo de sistema.

2.2 Estructura general de los Sistemas de Impulsión de Agua Caliente en hoteles con Climatización Centralizada

El transporte del agua caliente en hoteles mediante los circuitos de bombeo representa un consumo de energía eléctrica, entre el 4 y el 8 % del total. Las bombas que garantizan la impulsión del agua operan durante todo el año, las 24 horas del día.

Existe un consumo de otros portadores energéticos, fundamentalmente el GLP que garantiza el parámetro de temperatura del agua caliente de servicio cuando es insuficiente la recuperación de calor en los condensadores de las enfriadoras. Para las condiciones de Cuba el consumo de GLP en el calentamiento de agua en hoteles representa entre 10 y el 25 % del GLP total.

Los Sistemas de Agua Caliente Sanitaria (ACS) que tradicionalmente existen en los hoteles con Climatización Centralizada están compuestos por ocho elementos fundamentales los cuales se pueden observar en la Fig.2.1 señalados a través de las flechas rojas.

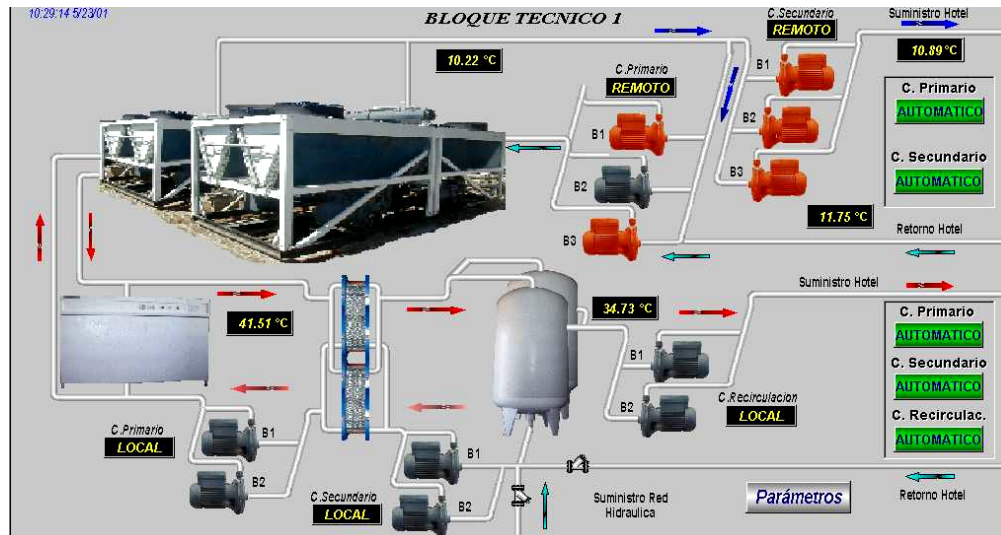


Fig.2.1 Sistema de Climatización Centralizado típico de un hotel.

1. Fuente primaria de obtención o recuperación de calor (condensadores de las enfriadoras).
2. Bombas del CPAC
3. Calentadores o calderas de apoyo.
4. Intercambiadores de calor de placas. (IC)
5. Bombas del CSAC.
6. Tanques de almacenamiento.
7. Bombas del CR.
8. Redes de hidráulicas.

De manera general se puede definir las funciones de los circuitos de impulsión de agua caliente de la siguiente forma:

- CPAC: Mediante la recirculación de un determinado volumen de agua, se recupera el calor de los condensadores de las enfriadoras y a la vez se introduce la misma agua en una de las placas del intercambiador de calor como fluido caliente.
- CSAC: Circula un volumen de agua a contraflujo, por la otra placa del intercambiador de calor, proveniente del Agua a Temperatura Ambiente (ATA) que se rasarse en el sistema de Agua Caliente Sanitaria (ACS) más un porciento del volumen de agua del servicio que retorna.
- CR: Favorece la recircularon del Agua Caliente por toda la red de tuberías de servicio.

Dentro de las causas que deterioran el estado de los circuitos de agua caliente y que se ven reflejadas en el comportamiento de las temperaturas inherentes se destacan:



- Deficiente control de la temperatura de envío a partir de que no se establece la mejor variable de referencia. En ocasiones se toma la temperatura de retorno, en otros se toma la temperatura en los tanques de almacenamiento y en otros la propia temperatura de envío.
- Aparecen desequilibrios importantes de las presiones y caudales en las redes que inciden en las pérdidas de temperatura del fluido.
- Los propios regímenes de explotación de las zonas habitacionales crean un estado muy cambiante en el suministro de agua que en ocasiones provocan retardos en el fluido.
- Los sistemas de calentamiento auxiliar trabajan en ocasiones como aporte permanente de calor y no como respaldo.
- En ocasiones es insuficiente la ganancia de calor desde los climatizadores lo que inciden en un consumo adicional del tipo de energía con que trabajan los calentadores auxiliares y en el peor de los casos se ponen a trabajar etapas de la climatización centralizada como solución emergente para obtener una fuente de calor en períodos de invierno, baja ocupación o en condiciones ambientales desfavorables.
- Sobredimensionamiento de los cálculos ingenieriles.
- Relación constante entre los caudales de agua del circuito primario y secundario que entran en los intercambiadores los cuales no se adaptan en muchos casos a las necesidades reales del fluido.
- Caudal constante en el circuito de recirculación independientemente de la demanda específica, por temporada y horarios.
- No empleo de energías alternativas para el calentamiento del agua que favorezca la concepción de sistemas híbridos con la consecuente disminución de los portadores energéticos.

Todos los hoteles en Cuba con SCCAH impulsan a caudal constante el agua caliente en cada uno de sus circuitos, a pesar de que los caudales pudieran ser variables, en función de: la capacidad de condensación de las enfriadoras, el área efectiva de transferencia de calor en los intercambiadores de calor de placas y la dinámica del consumo. Esto garantizaría la máxima transferencia de calor para cada condición operacional específica.

[Volver al índice](#)

El esquema más utilizado en los sistemas de ACS es el que se representa en la figura 4.3 ([capítulo 4](#)), donde la presión del ATA que se resarce es la que por diferencia de presión obliga a la circulación del agua hacia la edificación.

2.3 Red hidráulica ramificada

Las redes de distribución ramificadas, tienen como característica que el agua circula siempre en el mismo sentido. Las mismas se componen esencialmente de tuberías primarias, las cuales se ramifican en conducciones secundarias y éstas, a su vez, se ramifican también en ramales terciarios. Los puntos donde las tuberías se dividen se denominan *Nodos del Sistema*.

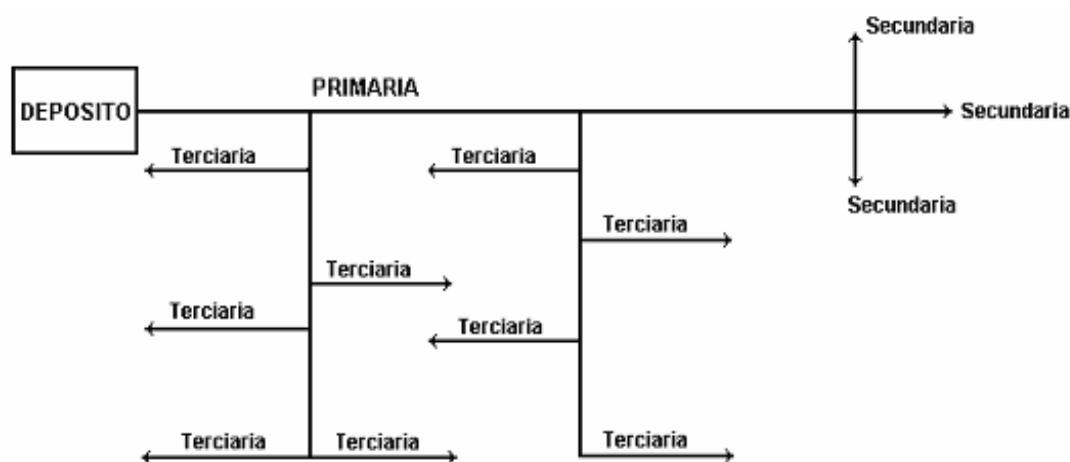


Fig.2.2 Estructura de una red hidráulica abierta o ramificada.

Las tuberías están habitualmente en orden decreciente, aunque cada ramificación tenga diámetros distintos, según el caudal para el suministro al usuario final. Las tuberías después de cada ramificación pueden reducir su diámetro, porque el suministro restante es siempre menor al anterior antes de ramificarse. El diámetro está condicionado no solo por el caudal, sino que también a la pérdida de carga según la longitud del tramo, a fin de que llegue al usuario final el caudal con la presión deseada. [12].

En el caso de los sistemas de ACS en los hoteles, cuando son de estructura constructiva de edificios, por las azoteas viajan las tuberías primarias. A partir de estas se distribuyen las demás tuberías para los diferentes conjuntos habitacionales y otras dependencias como restaurantes, cocinas, etc.

Cuando el estilo constructivo es de tipo Bungalow las redes ramificadas son un poco más complejas y tienen que adaptarse a la naturaleza del terreno de lo cual depende el consumo de energía eléctrica de las bombas de recirculación. Se ha



detectado en estudios energéticos realizados que las condiciones ambientales por las que se distribuyen estas redes no son las mejores [17]. A las redes se les aplica el aislamiento térmico, pero se colocan en contacto con el terreno favoreciendo los procesos de transferencia a consecuencia del medioambiente circundante (ejemplo, humedad del terreno).

El sistema ramificado reúne las siguientes ventajas:

- Es sencillo de calcular, ya que al estar definido el sentido de circulación del agua, puede precisarse con exactitud, el caudal que circulará por cada tubería, lo cual facilita, enormemente, el cálculo de los diámetros.
- Al suministrar el agua a los distintos destinos con una sola canalización los trazados son más cortos y la red más económica.

Sus inconvenientes son:

- Una rotura puede originar el entorpecimiento e incluso el corte general, de la casi totalidad, de la distribución.
- Los extremos o finales de la ramificación presentan el inconveniente de que en ellos el agua queda estancada y se hace necesario, para evitar contaminaciones, efectuar frecuentes descargas (ya sea por medio de bocas de riego o llaves de descarga).
- Al ser el suministro a los puntos a través de una sola tubería, esta deberá ser mayor, lo que puede encarecer en algunos casos la red a pesar de que los recorridos fueran menores que si fuera en malla.

Lo anterior se podría decir de otra forma, es decir, que en las redes ramificadas el sentido de circulación del agua puede determinarse fácilmente ya que el agua puede llegar a cada punto por un solo camino. Otro de los inconvenientes que presenta este tipo de red es que las pérdidas de carga resultan mayores ya que el líquido tiene un solo camino para llegar a un lugar determinado, por tanto, el consumo del flujo o caudal se incrementará en la medida que las pérdidas de carga sean mayores.

2.4 Circuito Primario de impulsión de agua Caliente en Hoteles con Climatización Centralizada

Actualmente la mayoría de los Sistemas de Climatización Centralizada por Agua Helada (SCCAH) para grandes edificaciones incorporan a su sistema un intercambiador de calor (o condensador) refrigerante-agua a la salida del compresor



con el objetivo de aprovechar el sobrecalentamiento del vapor refrigerante para calentar agua sanitaria, contribuyendo de esta forma a lograr grandes ahorros energéticos, de no ser así, ese potencial térmico se cedería al agente refrigerante en el condensador. Con el aprovechamiento de este potencial se necesitará para el calentamiento de agua sanitaria un pequeño apoyo de resistencias eléctricas o un calentador de gas, en caso que el calor que se recupera en el circuito primario no satisfaga las condiciones de temperatura del agua utilizarlo para elevarle sus parámetros y se garantice a la salida del intercambiador agua-agua una temperatura entre 45 y 50 °C, que es el intervalo de temperatura normada para agua sanitaria.

El condensador es un elemento intercambiador térmico, en cual se pretende que cierto fluido que lo recorre, cambie a fase líquida desde su fase gaseosa mediante el intercambio de calor. La condensación se puede producir bien utilizando aire mediante el uso de un ventilador, con agua o con ambos a la vez. En el condensador el refrigerante intercambia calor con un fluido a más baja temperatura en este caso, el refrigerante experimenta un cambio de fase pasando de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado con el objetivo de favorecer la absorción de calor. Por lo general los condensadores de las enfriadoras para la Climatización Centralizada son intercambiadores de calor del tipo multitubulares y de coraza, por lo que se puede utilizar los mismos métodos de cálculos que se plantean en el epígrafe 2.5, donde se realiza una valoración del intercambiador de placas.

2.5 Elementos componentes del Circuito Secundario de Agua Caliente

Los intercambiadores de calor de placas presentes en los sistemas de ACS en los hoteles constituyen un dispositivo que decide el consumo de portadores energéticos primarios (electricidad y GLP). En el caso de la electricidad, la misma está en función de los caudales que caracterizan el fluido frío y el fluido caliente inherente a las bombas del CPAC y el CSAC.

El GLP a pesar de emplearse en los calentadores de apoyo, su nivel de consumo esta en dependencia de la eficiencia del intercambio de calor en los condensadores de las enfriadoras y sus condiciones técnicas. Otros elementos que deciden el consumo de GLP es la ocupación que tiene el hotel y las condiciones atmosféricas, las cuales deciden el régimen de funcionamiento de la climatización centralizada. El fluido caliente es influenciado por estos elementos y si no alcanza determinadas temperaturas los intercambiadores de calor no aportan el calor necesario al ACS de



consumo. Para suplir esta temperatura se incorporan los calentadores en la línea del CPAC y de ahí proviene el consumo de GLP en estos sistemas.

El intercambiador de placas es un sistema físico que permite transferir calor entre dos fluidos separados por una pared sólida. El calor se transfiere sin que se produzca la mezcla de los fluidos. [13].

El cálculo de los parámetros relacionados con el intercambio térmico en estos intercambiadores resulta complejo. Por esta razón se realizan determinadas consideraciones que simplifican los mismos. La comprobación de los parámetros de estos dispositivos es necesario debido a su operación continua y a la variaciones de las propiedades de las sustancia de trabajo. A continuación se exponen estas consideraciones:

- El intercambiador de calor opera en condiciones estacionarias.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante a lo largo de todo el intercambiador de calor de placas. Esto no es rigurosamente cierto ya que las propiedades de los fluidos dependen de la temperatura.
- Las temperaturas y velocidades de los fluidos son uniformes en todo el canal.
- Las pérdidas de calor al exterior son despreciables.
- No existe conducción de calor en la dirección del fluido.
- El caudal del fluido esta repartido equitativamente entre los distintos canales.

Se utilizan dos aproximaciones para el cálculo. Un primer método es el de las diferencias de temperaturas expuesto por Hewitt, y el otro es el denominado método de la efectividad y el numero de unidades de transmisión.

Método de las diferencias de temperaturas:

El flujo total de calor trasferido entre dos fluidos frío y caliente al pasar a través de intercambiador de calor puede expresarse como:

$$Q = U * A * \Delta T_m \quad (2.1)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área total de transferencia y ΔT_m es la diferencia efectiva de temperatura. El coeficiente U depende de los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos fríos y caliente y esta fuertemente influenciado por la forma de las corrugaciones de las placas, por su parte el valor de ΔT_m es función de las temperaturas de los



fluidos, las capacidades térmicas, y la configuración del intercambiador. Por otra parte:

$$A = N * a = N * L * W \quad (2.2)$$

Donde N es el numero de placas útiles para la transferencia de calor que forman el intercambiador de calor, a es el área proyectada una única placa, L la altura de las placas (en la dirección del fluido) y W la anchura de las mismas. [13].

El coeficiente global de transferencia de calor no depende solamente de la geometría del intercambiador y de las propiedades del material, también influyen en éste las propiedades de los fluidos y los parámetros de trabajo del mismo [10].

El coeficiente global de transferencia de calor viene dado por la expresión.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{K_m} + \frac{1}{h_f} + R_{ce} + R_{ci}} \quad (2.3)$$

Donde h_c y h_f son los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos calientes y fríos respectivamente, K_m es la conductividad térmica del material del que están hechas las placas, e es el espesor de la placa y R_{ce} y R_{ci} son las resistencias térmicas originadas por los contaminantes que se las dos superficies de las placas para el calculo de los coeficientes de convección resulta apropiado utilizar la siguiente expresión:

$$Nu = C * Pr^n * Re^m \quad (2.4)$$

Donde los valores de n, m y C dependen de las características de los fluidos (laminar o turbulento), siendo Re:

$$Re = \frac{u * l_c * \rho}{\mu} \quad (2.5)$$

Donde:

l_c = longitud característica del canal.

μ = viscosidad del fluido.

ρ = densidad del fluido.

u = velocidad del fluido.

Los intercambiadores de calor de placas se caracterizan por poseer unas corrugaciones que provocan turbulencia en el fluido mejorando la transferencia de



calor del mismo. En régimen turbulento una correlación que puede utilizarse para el cálculo del número de Nusselt es:

$$Nu = 0.4 * Pr^{0.4} * Re^{0.64} \quad (2.6)$$

En función del número adimensional Nu (Nusselt) podemos obtener el coeficiente de convección de ambos fluidos:

$$Nu = \frac{h * l_c}{K} \quad \text{Despejando} \quad h = \frac{Nu * K}{l_c} \quad (2.7)$$

Donde:

K= la conductividad térmica del fluido

l_c =longitud característica.

Tanto para el cálculo del número de Reynolds como para la obtención de los coeficientes de convección en función del número de Nusselt es necesario un cálculo previo de la longitud característica del canal, podemos obtenerla por la expresión (también denominado diámetro hidráulico).

$$I_c = \frac{4 * S_c}{P_c} = \frac{4 * b * W}{2(b+W)} \approx 2 * b \quad (2.8)$$

Donde:

S_c =sección transversal del canal.

P_c =perímetro de la sección transversal.

b=ancho del canal o distancia entre placas.

W=ancho de la placa.

$b \ll \ll W$

Nota: con la definición que hemos dado para la longitud característica estamos siendo coherentes con el criterio para la elección del área de transferencia como la proyección del área de la placa. Si se elige el área total, incluyendo el aumento del área por efecto de las corrugaciones, es necesario utilizar una expresión que incluya dicha área en la definición de la longitud característica:

$$I_c = \frac{4 * S_c}{P_c} * \frac{A_p}{A_r} = 2 * b * \frac{A_p}{A_r} \quad (2.9)$$

A_p = área proyectada de una placa

A_r =área real de la placa (incluidas corrugaciones)



Temperatura media logarítmica:

Como sabemos por la teoría general de intercambiadores la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador no es constante. Para el cálculo de la diferencia efectiva haremos uso de la temperatura media logarítmica, que viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos.

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2.10)$$

Los intercambiadores de placas se diseñan para funcionar con el flujo de los fluidos en contracorriente, de modo que la expresión utilizada es:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)} \quad (2.11)$$

Donde:

T_{ce} =Temperatura de entrada del fluido caliente

T_{cs} =Temperatura de salida del fluido caliente

T_{fe} =Temperatura de entrada del fluido frío.

T_{fs} =Temperatura de salida del fluido frío

Los canales de los extremos del intercambiador presentan la mitad de superficie de transferencia de los canales interiores y por tanto transfieren menos calor. Esto provoca que la efectividad del intercambiador sea algo menor que la que se predice mediante el uso de la temperatura logarítmica media. Es necesario introducir un factor F, menor que la unidad, quedándonos que la transferencia de calor a lo largo del intercambiador es:

$$Q = U * A * \Delta T_m = U * A * F * \Delta T_m \quad (2.12)$$

Para el cálculo de este factor de corrección F es necesario definir la llamada relación de capacidades (R) que nos da la información sobre como son las capacidades caloríficas de ambos fluidos y cual es la efectividad de nuestro intercambiador. Existen tablas en las que entrando con los valores de R y P podemos calcular F:

[Volver al índice](#)



$$R = \frac{(m * c_p)_f}{(m * c_p)_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (2.13)$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}} \quad (2.14)$$

$$\Delta T_m = F * \Delta T_{ml}$$

El efecto de la disminución de la efectividad, debido a que la superficie de transferencia de canales exteriores es menor que la de los interiores cuyo número de placas es menor que 50, En estos intercambiadores es necesario el cálculo del factor F y podemos tomar un valor para él de F=1 [13]. De este modo nos queda que:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml}$$

Efectividad y número de unidades de transmisión:

La transferencia de calor a lo largo del cambiador puede expresarse como;

$$Q = \varepsilon * (m * c_p)_{\min} * (T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.15)$$

Este método consiste en determinar el intercambio de calor por cada grado de diferencia de temperatura. Para ello usamos el parámetro adimensional NTU (número de unidades de transmisión) que se define como:

$$NTU = \frac{U * A}{(m * c_p)_{\min}} \quad (2.16)$$

Podemos generalizar las expresiones de R y P para este modo de manera que escribiendo la ecuación para el flujo total de calor y las ecuaciones que dan variación de la temperatura en cada uno de los fluidos tenemos las ecuaciones (2.17).

$$\left. \begin{aligned} Q &= \varepsilon * (m * c_p)_{\min} * (T_{ce} - T_{fe}) \\ Q &= \varepsilon * (m * c_p)_f * (T_{fs} - T_{fe}) \\ Q &= \varepsilon * (m * c_p)_c * (T_{ce} - T_{fe}) \end{aligned} \right\} \rightarrow \begin{cases} (m * c_p)_f = (m * c_p)_{\min} \rightarrow \varepsilon \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = P \\ (m * c_p)_c = (m * c_p)_{\min} \rightarrow \varepsilon \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = P * R \end{cases} \quad (2.17)$$

Definiendo:

$$C_R = \frac{(m * c_p)_{\min}}{(m * c_p)_{\max}} \quad (2.18)$$



Tenemos que podemos definir NTU como:

$$NTU_{min} = \frac{\ln \left[\frac{(1 - C_R * \varepsilon)}{(1 - \varepsilon)} \right]}{(1 - C_R)} \quad (2.19)$$

A partir del valor del NTU podemos obtener el valor del coeficiente global de transferencia de calor a partir de (2.18), cuando se conozca el área de intercambio (A). [13].

Pérdida de carga:

En el diseño mecánico de cualquier intercambiador la pérdida de carga es decisiva ya que determina la potencia y el consumo de energía en los motores de las bombas que impulsan los fluidos y por tanto influyen en la inversión en los costos de operación y en el mantenimiento del sistema de bombeo, el cálculo de la caída de presión se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P = 4 * f * \frac{L}{I_c} * \frac{\rho * v^2}{2} \quad (2.20)$$

Donde f es el denominado factor de fricción y que puede calcularse bien a partir de las tablas o bien a partir de la ecuación de Shah y Focke de la siguiente forma:

$$f = C * Re^m \quad (2.21)$$

Las constantes C y m son función del número de Reynolds y dependiendo del rango que nos encontraremos presenta los siguientes valores:

	C	M
Re<10	17	-1
10<Re<101	6.29	-0.57
101<Re<855	1.141	-0.2
Re>855	0.581	-0.1

Como se puede apreciar de la definición de ΔP y f ambos parámetros aumentan cuanto es menor la longitud característica. Es decir, cuanto menor es la distancia entre placas (o el tamaño de los canales) la caída de presión es mayor. También se observa que la caída de presión aumenta cuanto menor es el número de canales por lo tanto para un caudal dado habrá que llegar al compromiso entre el número de canales y la velocidad del paso.

[Volver al índice](#)



La pérdida de carga no debe ser demasiado elevada, por lo que dependiendo de la aplicación y sus características tendremos valores máximos permitidos. Para valores superiores no es rentable el uso del intercambiador.

Efecto de las corrugaciones:

Los intercambiadores de calor de placas se caracterizan porque presentan unas corrugaciones que mejoran la transferencia de calor. Esta mejora es debida a la creación de turbulencias y la de aumento en el área de transferencia de calor respecto al caso en que las placas son planas por tanto, al calcular el área efectiva de transferencia es necesario considerar el aumento debido al efecto de las corrugaciones.

Lo mismo ocurre para la pérdida de carga: las corrugaciones provocan un aumento de la turbulencia de los fluidos y un obstáculo a través de los canales, aumentando el rozamiento y por tanto la pérdida de presión a través del intercambiador. [13].

2.5.1 Tanque de almacenamiento y agua a temperatura ambiente.

Los tanques de almacenamiento de ACS son de diferentes volúmenes. Realmente la capacidad de almacenamiento se encuentra en dependencia de los niveles de consumo, pero de todas formas el volumen de agua caliente que se almacena permite mantener una inercia en el sistema con respecto al comportamiento de las temperaturas en los diferentes circuitos. Además estos tanques presurizados imponen de hecho una presión positiva en el sistema favoreciendo el impulso del ACS. El aspecto más cambiante es la forma de interconexión de los diferentes circuitos a estos tanques:

- En ocasiones el agua caliente de retorno se deposita en un tanque de almacenamiento y después pasa al CSAC mezclándose una porción además con el agua caliente de envío hacia el sistema [17].
- El agua caliente de envío se almacena en los tanques y después se envía al sistema ([Ver anexo 2](#)) [16].
- Parte del agua caliente en los tanques se mezcla con el agua que recircula por el CSAC [15].
- Parte del ACS en los tanques se mezcla con la que se va a impulsar al sistema.

El Agua a Temperatura Ambiente (ATA) es la que se mezcla para el consumo del hotel, esta agua llega a los circuitos de impulsión de agua caliente a una presión que



esta en función de los parámetros de la estación de suministro, generalmente entre 2 y 4 bar. El ATA que se resarce en el sistema es proporcional al consumo de agua caliente del hotel, el rejuego de presiones hace que esta agua se reincorpore al sistema, imponiéndole un sentido a la impulsión de agua caliente.

2.6 Circuito de Recirculación

La principal función del circuito de recirculación es apoyar a la circulación del agua caliente sanitaria por todo el hotel debido a las pérdidas de presión que se manifiestan en las redes ramificadas del agua caliente. Estas pérdidas de presión son un reflejo del nivel de consumo. Las verificaciones de los parámetros de temperatura en estos sistemas son de gran importancia, pues estas propiedades del agua tienen que ver directamente con la salud de los clientes, además de satisfacer una necesidad. Actualmente la vigilancia de la temperatura de envío del ACS cobra mayor importancia por los casos de *Legionella* que se han manifestado en diferentes instalaciones hoteleras en todo el mundo, incluso en Cuba. Para evitar la aparición de esta enfermedad la temperatura del ACS debe ser de 50 °C o superior. Esta fue descubierta en 1977 asociada al brote de una enfermedad infecciosa pulmonar en un hotel durante la celebración de la Convención de la Legión Americana en el verano de 1977. Resistentes a las condiciones ambientales estas bacterias colonizan los sitios donde se produce estancamiento de agua y acumulación de productos, se multiplica dentro de sistemas de climatización, sistemas de agua potable piscinas, saunas, fuentes decorativas. Esta bacteria es altamente letal y en nuestro país ha causado la muerte a algunos turistas, por lo que se toman medidas para controlar y prevenir esta enfermedad, algunas de las cuales se relacionan a continuación:

- Control del agua caliente más de 50 °C.
- Limpiar y descalcificar las duchas y grifos.
- Prevención de zonas de estancamiento de agua en los circuitos, tramos de tuberías con fondos ciegos.
- Inspeccionar la limpieza e integridad de los sistemas incluyendo los tanques de agua, bandejas de recogida del agua de condensación de las habitaciones, climatizadores y otros equipos, así como los conductos sanitarios visibles.
- Limpieza y tratamiento de conductos (tragantes) aledaños al área de la piscina así como fuentes ornamentales.
- Control de registros de operación y mantenimiento de cada instalación.



Uno de los aspectos en los que se debe seguir trabajando es el control de la temperatura del agua de envío de estos sistemas, la cual se garantiza bajo distintos criterios. La variable de referencia para mantener esta temperatura en su parámetro de explotación 50 °C es controlada de forma diferente en varios hoteles, por ejemplo:

- Hotel Blau Costa Verde: Por la temperatura de los tanques de almacenamiento de ACS.
- Hotel Río de Luna y Mares: Por la temperatura en el CPAC.
- Hotel Yuraguanal: Por la temperatura de retorno del ACS.

2.7 Aislamiento térmico de tuberías de agua caliente

El aislamiento térmico de tuberías a temperaturas elevadas se proyecta generalmente para confinar el calor. La transmisión de tal calor como fugas, a través del aislamiento, se conoce como pérdida térmica. Para este tipo de aislamiento se aplican los mismos principios generales que para el aislamiento a bajas temperaturas, pueden utilizarse las mismas formulas, puesto que derivan de la mismas ecuaciones básicas de transmisión térmica. La transmisión térmica a través del aislamiento es igual a la pérdida de calor por convección más la pérdida de calor desde el interior del aislamiento. [11]

La ecuación básica para la transmisión de calor se expresa como:

$$q_l = q_r + q_c \quad (2.22)$$

q_l : Flujo calorífico a través del aislante.

q_r : Pérdida de calor por radiación por metro lineal de tubería.

q_c : Pérdida de calor por convección por metro lineal de tubería.

$$q_r = F_r * E(T_{s2} - T_m) \pi * D2 \quad \text{Kcal/h} \cdot \text{m} \quad (2.23)$$

$$q_c = 3,52 * D2^{0,75} (T_{s2} - T_m)^{1,25} \quad \text{Kcal/h} \cdot \text{m} \quad (2.24)$$

Fr: Coeficiente de radiación.

E: Emisividad de la superficie del material aislante.

T_m : Temperatura del aire ambiente.

T_{s1} : Temperatura de la superficie exterior de la tubería.

T_{s2} : Temperatura de la superficie exterior del aislamiento.

D1: Diámetro exterior de la tubería.

D2: Diámetro exterior del aislamiento.

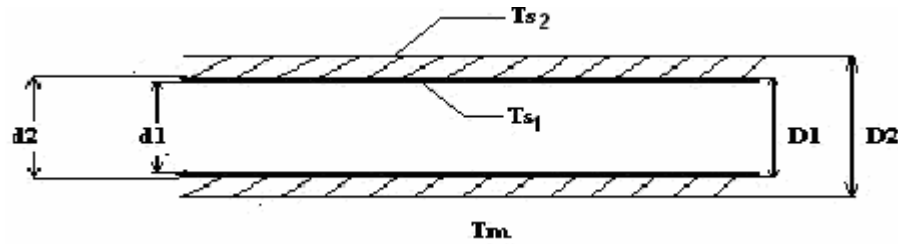


Fig. 1.10 Puntos de medición en la red de tuberías

Teniendo en cuenta que el calor que se transmite a través del aislante es igual al calor que llega a la superficie de este por radiación y convección se plantea la siguiente ecuación:

$$q_l = \frac{2\pi * K(T_{s1} - T_{s2})}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \quad (2.25)$$

De la ecuación anterior se despeja el coeficiente de conductividad térmica conociendo el valor de q_l que es la suma de q_r y q_c y los demás parámetros a medir.

Flujo térmico por convección

q_c El flujo térmico por convección puede ser natural o forzado.

Para tuberías y depósitos interiores debe presuponerse a convección natural.

Para condiciones exteriores la convección forzada es:

$$q_{cn} = 3.52 * d_2^{0.75} (T_{s2} - T_m)^{1.25} \text{ Kcal/m} * h \quad (2.26)$$

Convección forzada por superficie cilíndrica (con el viento en ángulo recto con respecto al eje del cilindro o tramo de tubería)

q_{cf} también se puede calcular de la siguiente forma:

$$q_{cf} = \pi * d_2 * f_c (T_{s2} - T_m) \quad (2.27)$$

Donde f_c coeficiente de convección. (kcal/m²h.⁰C)

f_c Esta basado en una velocidad del aire de 3 metros por segundo para velocidades del aire distintas debe efectuarse una corrección sobre las líneas que [11]

Para superficies cilíndricas con el viento a la dirección del tramo de la tubería

$$q_{cf} = \frac{11.5}{W^{0.2}} (\theta_{s2} - \theta_{s1}) \text{ Kcal/h} * m^2 \quad (2.28)$$

W : dimensión en metros del flujo de aire



Estas formulas proporcionan unos valores con una exactitud de (+ -) 10% [11]

2.8 Consumo de Agua Caliente Sanitaria (ACS) en los hoteles con Climatización Centralizada

El consumo de agua caliente normativo de un hotel se determina por la siguiente expresión:

$$C_A = f \cdot N \cdot C_i + C_x \quad (2.29)$$

Donde:

C_A - consumo total de agua caliente (l/h)

N = número total de habitaciones.

f = cuando el número de habitaciones es mayor o igual a 25 y se denomina coeficiente de simultaneidad.

C_x - Consumo promedio en servicios auxiliares, se toma un 25% del producto $N \cdot C_i$ (lavandería, cocina y otros)

C_i - Consumo promedio de agua caliente en una habitación (l/h)

El consumo promedio de agua caliente en una habitación se determina por la expresión

$$C_i = 4.17 \cdot n \quad (2.30)$$

Donde 4.17 es el consumo promedio en litros de agua caliente por turista hora, y n representa el número de ocupantes por habitación. Para los cálculos se escoge el valor de $n=2.5$.

Es importante tener en cuenta estas ecuaciones a la hora de la concepción de estos sistemas de impulsión de agua caliente ya que un sobrediseño de la instalación conduce al incremento de la demanda de potencia de los motores de los circuitos primario y secundario, así como el incremento del consumo de gas licuado debido a la necesidad de mantener en el tanque de envío a una temperatura de 50 °C el agua caliente que recircula con un caudal por los calentadores de G.L.P.

Los niveles de consumo de agua caliente de una instalación turística poseen una curva de demanda que se acentúa su pico en los horarios de 10 am a 12 m y por la tarde en la hora de baño, de 5 a 7 pm. Existen además valles en el consumo de agua caliente fundamentalmente en horas de la madrugada. A continuación se presentan ejemplos de cómo se comportan las temperaturas de envío y retorno de agua caliente durante 24 horas lo cual es un reflejo de los niveles de consumo y



además aparece un grafico de demanda de ACS de un hotel característico. (Ver Fig 2.3)

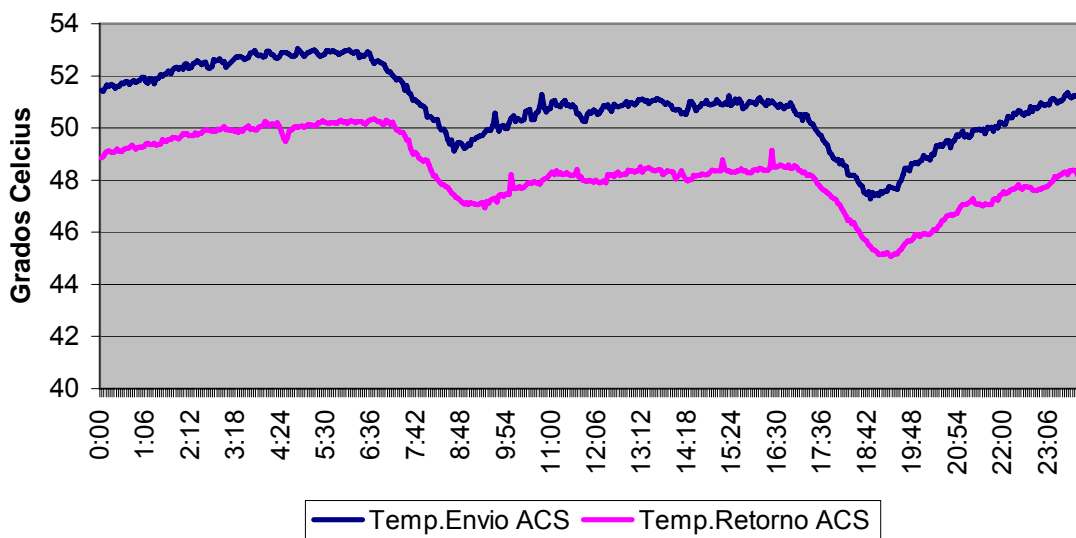


Fig. 2.3 Temperatura de envío y retorno del ACS del hotel Blau Costa Verde, para una ocupación del 90 %.el día 23 de Febrero de 2009.

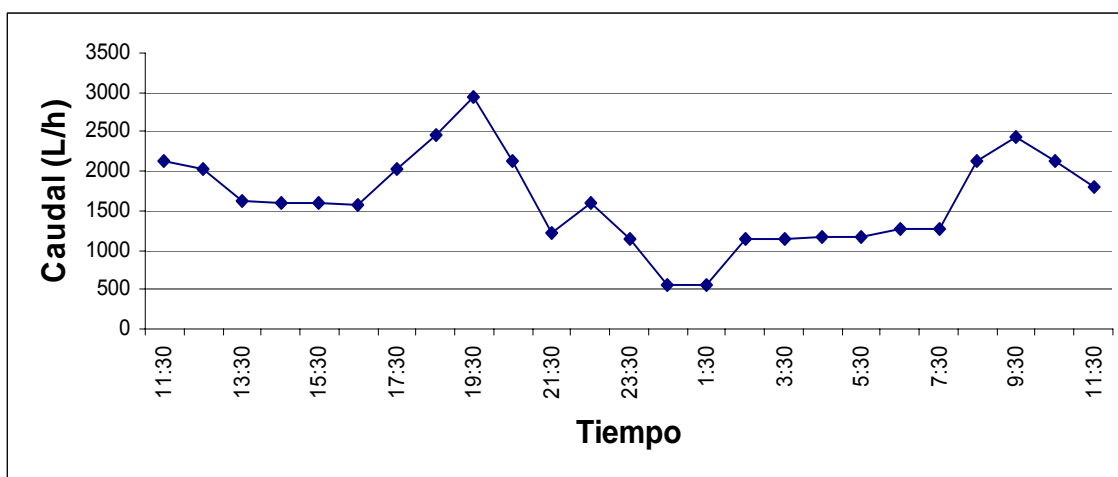


Fig.2.4 Ejemplo del consumo de agua caliente del hotel Yuraguanal.

Estas diferentes manifestaciones hacen pensar que no necesariamente la bomba deba recircular los mismos niveles de agua caliente, es por ello que la incorporación de un variador de velocidad en la bomba de recirculación permite que el agua caliente posea mas inercia en los horarios de bajo consumo y que pierda menos calor a causa de su trasiego por toda la red de tuberías. En conclusión el ACS transportándose a un caudal constante durante todo el día trae como consecuencia un uso irracional de la energía eléctrica.

[Volver al índice](#)



CAPITULO III: Análisis de las Normas Cubanas de diseño y explotación de los Sistemas de Climatización Centralizado en Cuba y casos estudio

3.1 Introducción

En este capítulo se realiza una revisión crítica de las Normas Cubanas NC 45-6:1999 y la NC 220–3:2005 las cuales hacen referencia a los aspectos relacionados con el diseño y la eficiencia energética en relación con los Sistemas de Impulsión de Agua fría y Caliente de la Climatización Centralizada en hoteles. Mediante casos estudio se resalta la necesidad de la revisión continua de la operatividad de los sistemas que en lo fundamental dependen de una implementación correcta de las normas de diseños. Las problemáticas que se abordan plantean la importancia de generalizar estas normas y dejan ver lo necesario de seguir investigando en estos sistemas con el objetivo de integrar a la eficiencia energética nuevas funcionalidades sobre la base de opciones de innovación.

3.2 Normas Cubanas para el diseño y explotación de los Sistemas de Climatización Centralizado en Cuba.

En el presente epígrafe aparece una revisión de las normas cubanas NC 45-6:1999 ``BASES PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE INVERSIONES TURÍSTICAS PARTE 6: REQUISITOS DE MECÁNICA [20] y la NC 220–3:2005 EDIFICACIONES—REQUISITOS DE DISEÑO PARA LA EFICIENCIA ENERGÉTICA—PARTE 3: SISTEMAS Y EQUIPAMIENTO DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO [21]. La NC-45 ha sido elaborada por un grupo de especialistas de las instituciones y entidades que más relación tienen con la actividad, bajo la coordinación del Grupo Técnico de Turismo. La norma referente a la especialidad de Mecánica, establece los lineamientos a seguir para la proyección de los establecimientos de alojamiento.

3.2.1 Sistema de aire acondicionado, condiciones básicas de diseño

En NC 45-6 se expresa que para la elaboración de los proyectos, regirán las condiciones climatológicas del lugar (o próximo) que aparecen reflejados en [\(Ver anexo 3\)](#). Así mismo para el cálculo de las cargas térmicas de los locales, no deberán considerarse condiciones de confort más exigentes que las que indiquen las Figuras del [\(Ver anexo 5\)](#). *No obstante se considera que las condiciones climatológicas proporcionadas por las estaciones climatológicas mas cercanas a la región en ocasiones no son las mismas que se manifiestan en lugar exacto donde se realizan las inversiones. Ya existen ejemplos de instalación de tecnologías como los*



aerogeneradores que no se pueden instalar sin la revisión previa insito de las condiciones del viento durante un año. Esta misma experiencia puede extrapolarse a los diseños de climatización y lo justifica para el caso de los hoteles en que más del 50% de los gastos por electricidad lo genera la Climatización Centralizada.

De igual forma en las instalaciones de climatización, las condiciones medias a mantener en el interior de los locales se adaptarán a los valores de temperatura seca y humedad relativa que aparecen en la Tabla. [\(Ver anexo 4\)](#). *Independientemente de que las condiciones en el interior se adapten a las condiciones exteriores, no siempre se utilizan tecnologías que garanticen una renovación acertada del aire y por lo general se carece de estudios de calidad de aire en interiores lo cual es significativo en las condiciones ambientales a las que se someten los turistas y trabajadores.*

En la actualidad se realizan investigaciones que apuestan por el control de la calidad del aire interior a la vez que se garantizan las condiciones de temperatura y humedad relativa. Se debe señalar que la composición del aire interior es muy cambiante y compleja y su cuidado es indispensable para la no aparición de patologías provocadas por sistemas de clima fuera de parámetros.

3.2.2 Cálculo de la carga del aire acondicionado y cantidad de unidades a instalar

En NC: 45-6 recomienda que para el cálculo de la carga de aire acondicionado se utilice el siguiente criterio: se sumarán las cargas horarias de todas las áreas del hotel y la que sea mayor (hora más desfavorable) será la que se tomará como carga máxima pico. La carga máxima pico será afectada por un factor de diversidad entre 0,7 y 0,85 en dependencia del tipo de hotel considerado (siempre que no esté implícito en el programa de cálculo empleado). La carga máxima de diseño se dividirá entre el número de unidades enfriadoras que tendrá el sistema. A las cantidades de unidades obtenidas no se le añadirán unidades de reserva. *En realidad los cálculos para los sistemas debe realizarse para los parámetros picos en determinadas condiciones, pero las estrategias operacionales pueden ser tan disímiles como variables son las condiciones climatológicas inclusive en el propio día. En la actualidad prestigiosas firmas de climatización y de software diseñan sistemas que permita un acercamiento a las condiciones reales de operación de la carga térmica, pero todavía se trabaja en la precisión de los sistemas. En muchos*



casos la precisión de la operatividad se logra solo después que inicia la explotación. No siempre se construye tal y como se diseña.

Siempre y cuando el diseño del edificio lo permita, la distribución del agua fría a los diferentes consumidores se efectuará por un sistema de distribución vertical.

Se prefiere que todos los locales, independientemente de sus dimensiones y que requieren aire acondicionado, estén climatizados con fancoils o climatizadores independientes. Se evitará la proyección de sistemas multizonas. *Se aprecia que la propia norma NC 45 plantea que no se creen multizonas en los hoteles, sin embargo, en períodos del año en que la ocupación disminuye hasta el 20% y 30%, se han localizado zonas con 1 y 2 habitaciones ocupadas para lo cual está en funcionamiento una bomba de impulsión de agua fría. Pero esto tiene solución acomodando estos clientes en otras zonas, a veces no hay un compromiso entre el departamento de recepción y el de servicios técnicos, pero la eficiencia energética es una sola. La multizonas favorecen la eficiencia energética y el mantenimiento de los sistemas.*

3.2.3 Características y parámetros de funcionamiento de los equipos de las Unidades enfriadoras de agua

En NC: 45-6 se expresa que la recuperación de calor será un requisito a complementar por las máquinas enfriadoras siempre que se requiera agua caliente sanitaria o para otros usos. *No obstante a esta recomendación obligatoria, las capacidades de los condensadores de las enfriadoras son cambiantes. Este cambio depende en primer lugar del deterioro de las condiciones técnicas por el tiempo de uso y por daños que ocurren. Otro elemento es que en Cuba predomina el turismo de Sol y Playa, esto obliga a que los hoteles se ubiquen en las cercanías del mar y por tanto este ambiente degradante influye en las condiciones físicas de los enfriadores. En muchos casos, después de varios años de explotación se sustituyen las enfriadoras por otras cuyos condensadores son de parámetros distintos, sin embargo las bombas de los CPAC se mantienen operando bajo las mismas condiciones. Es conocido que el condensador es un intercambiador térmico y que no solo su eficiencia depende de la temperatura de las sustancias (refrigerante, agua y aire) sino además del flujo que se establezca para lograr valores óptimos de intercambio térmico. Esto conlleva a sugerir el flujo variable en los CPAC. Esta opción es de reciente implementación en los sistemas centralizados de nuevo diseño.*



La NC: 220-3 complementa lo planteado por la NC: 45-6 referido a la recuperación de calor, analizada anteriormente cuando plantea: Se requiere la recuperación de calor en los equipos acondicionadores de aire mayores de 35 kW (10 TR) de capacidad frigorífica o compresores mayores de 11 kW, para edificios con servicio de agua caliente con un rango de entrada mayor de 22 kW (combustible fósil) ó 12 kW de potencia eléctrica, a no ser que se demuestre que el sistema no resulta efectivo económicamente por encima de su vida útil.

En la NC: 45-6 se plantea que la temperatura mínima de salida del agua del evaporador debe ser de 5 °C y los valores de temperatura de salida de diseño serán entre 6 a 8 °C. La incorporación de microprocesador en el control de la enfriadora debe permitir variar el **set point** de salida de agua durante el día para el ahorro de energía. *Este último requerimiento está generalizado para operaciones estacionarias de los sistemas en los que la intervención del operador es necesaria. Se debería implementar un algoritmo integrado a las unidades micropocesadoras para este manejo dinámico de la temperatura de salida del agua. No obstante, recientemente en la tesis de doctorado de Montelier 2008 [14] se establece un procedimiento que permite optimizar la temperatura del agua helada para sistemas centralizados a flujo constante mediante técnicas de inteligencia artificial. En este caso se toman como variables de entrada, la carga térmica, la temperatura ambiente mínima, la temperatura ambiente máxima y el porcentaje ocupacional. Esta opción resuelve el problema para las condiciones del día, pero sigue siendo estacionario el control. Para sistemas a flujo variable en el CSAF este procedimiento no resuelve el problema pues comienzan a ser incidentes la impedancia hidráulica y térmica cambiante de la red.*

La NC 45 plantea que los sistemas de clima incorporarán control de flujo de agua para el circuito de agua fría que estará acorde con la variación de la carga así como de corte de energía en locales o áreas no ocupadas. *La norma en realidad sugiere este modo de trabajo pero no aparecen recomendaciones de cómo hacerlo, algo que es complejo debido a la variabilidad de la temperatura de retorno del agua que intercambia calor con el edificio y lo difícil de establecer interrelaciones entre el flujo de agua que entra al evaporador y la cantidad de gas necesaria para lograr optimizar el proceso. Esto indudablemente favorece al comportamiento energético de estos sistemas y ejemplo de estos son los recientes sistemas de climatización que están incorporando los variadores de velocidad en los CPAF.*



La NC: 220-3 plantea lo siguiente sobre el tema de flujo variable: Los sistemas de bombeo que sirven a válvulas de control diseñados para modular o abrir y cerrar en función de la carga, deben ser diseñados para un flujo variable. El sistema será capaz de reducir el flujo hasta un 10% del flujo de diseño. El flujo debe variarse mediante un variador de velocidad o con un sistema de bombeo por pasos. Como se muestra ambas normas plantean la necesidad de implementar sistemas a caudal variable debido a los ahorros energéticos que esto representa, en este capítulo se muestra un caso estudio donde se refleja la potencialidad de ahorro con el uso de variadores de velocidad en los sistemas de impulsión de agua fría en la Climatización Centralizada.

3.2.4 Exigencias de rendimiento y ahorro de energía y recursos

Las posibilidades de utilización eficaz de la energía dependen en gran parte del tipo de instalación que se proyecta, del sistema de regulación que esté equipado, de las condiciones climáticas, de las características térmicas del edificio, orientación, protección de fachadas y cubiertas asoleadas, etc. El gasto de energía y recursos en aire acondicionado y agua caliente sanitaria no podrá ser la solución a proyectos que no consideren su ahorro desde su concepción, arquitectura, etc.

Se recomienda la instalación de todos aquellos sistemas o dispositivos que permitan un ahorro de energía, siempre que económicamente se justifique en cada caso particular, tales como: plantas con cogeneración, plantas de enfriamiento con recuperación de calor, equipos recuperadores de energía.

No se utilizarán resistencias eléctricas en la producción centralizada de agua caliente sanitaria salvo la no posible aplicación de otras fuentes y solamente en estos casos como apoyo de la fuente principal, de no existir otras, En condiciones adecuadas como cabañas, aparthoteles, etc. se analizará la incorporación de calentadores solares preferentemente. El agua caliente sanitaria se prepara a una temperatura máxima de 58 °C y se distribuirá como máximo a +50 °C, medida a la salida de los acumuladores. Los sistemas de apoyo del ACS deberán ser opcionalmente desconectados entre las 23 y las 7 horas. *A pesar de que no se recomienda el uso de resistencias eléctricas en algunos hoteles de nuestro país, aun se emplean, lo que repercute de forma negativa en el uso racional de los portadores energéticos, se muestra como una atractiva solución la incorporación de calentadores solares, siempre y cuando la instalación lo permita. Un ejemplo de esta tecnología es el hotel Miraflores de Moa. Es importante tener en cuenta el control de*



la temperatura a 50 °C para evitar la aparición de enfermedades oportunistas como la *Legionela*.

Sistemas de vapor y preparación de agua caliente

La NC 45 plantea que estos sistemas incorporaran en el circuito de ACS un calentador de agua (horizontal o vertical) que elevará la temperatura del agua para consumo social, lavandería y fregado manual desde la temperatura ambiente hasta 50 - 55 °C. El calentador de agua debe usar vapor de la caldera cuando ésta exista. Debe evitarse el uso de calentamiento eléctrico. *En los calentadores de apoyo existen potencialidades de ahorro, siempre y cuando la recuperación de calor en los condensadores sea máxima, de aquí la importancia de garantizar el caudal necesario para los parámetros técnicos de los mismos.*

La capacidad de los sistemas de apoyo para calentamiento de agua sanitaria será suficiente para absorber completamente la demanda máxima horaria y se colocará preferiblemente en el circuito primario. Se propone el uso de doble sistema para agua caliente sanitaria.

En Polos turísticos se contemplará en el proyecto la recuperación de los condensadores, dependiendo de las demandas de vapor y agua caliente de los establecimientos se considerará un sistema centralizado de suministro y distribución de agua caliente, de acuerdo a lo establecido en el Programa del establecimiento.

Debe estudiarse la posibilidad de instalar autómatas programables (PLC) para el control de la operación de las calderas debido a las ventajas energéticas que brinda. Las calderas serán totalmente automáticas y tanto el agua como el combustible, agua y vapor deberán estar controlados por equipos de seguridad, los cuales deben proteger automáticamente las calderas. *Actualmente existen hoteles en los cuales los calentadores de apoyo cuentan con un control, el cual tiene la función de encenderlos cuando no se logran los parámetros de temperatura en la recuperación de calor en los condensadores de las enfriadoras y cuando se logra esta temperatura (50 °C) desconectarlos.*

Los demás elementos de importancia incluidos en estas normas en relación con la constitución y forma de operación de los sistemas y componentes relacionados con la impulsión de agua fría y agua caliente en los sistemas de Climatización Centralizada están contenidos en el anexo 6.

[Volver al índice](#)



3.3 Casos estudio que se resaltan la necesidad de la revisión continua de la operatividad de los Sistemas de Climatización por Agua Helada

3.3.1 Descripción del Sistema de Agua Caliente Sanitaria del Hotel Blau Costa Verde:

El sistema de ACS del *Hotel Blau Costa Verde* para las condiciones de experimentación, recupera calor de una sola enfriadora de la marca FRIOCLIMA, con una capacidad de 180 Tnr (Toneladas de refrigeración). La enfriadora cuenta con dos compresores para la refrigeración, que poseen condensación por aire y por agua con 100% de recuperación de calor vinculado a la producción de ACS y una potencia calorífica de 540 000 kcal/h. Para el aprovechamiento del calor de los condensadores, el sistema de ACS cuenta con 2 intercambiadores de calor a placas de la marca Alfa Laval. Estos dispositivos cuentan con una potencia calorífica de 560 000 kcal. /h y un caudal en el primario de 82 m³/h y en el secundario de 20.7 m³/h, con una presión de trabajo de 6.9 bar. La temperatura de diseño es de 110 °C con 48 placas de un espesor de 5 mm. El área de transferencia es de 6 m² a 9 m². La longitud total de las placas es de 120 mm. En los intercambiadores a placa es donde ocurre el intercambio térmico, es decir una transferencia de calor entre el Circuito Primario y el Secundario. El sistema consta además con 4 tanques de almacenamiento de agua caliente sanitaria con una capacidad de 5 m³ por cada tanque para un total de 20 m³, aunque en la actualidad solo están en explotación 2. El agua almacenada en los tanques es impulsada a las diferentes dependencias del hotel y la que no se consume retorna al sistema mediante la bomba de recirculación. Al agua caliente de retorno se le incorpora el agua a temperatura ambiente equivalente al agua caliente que se consume. La impulsión de ACS se realiza a través de bombas centrífugas verticales dispuestas en una bomba de operación normal y otra de reserva para cada uno de los tres circuitos. En la tabla 3.1 aparecen los datos fundamentales de estos accionamientos. [16].

Tabla 3.1 Datos de las bombas del sistema de ACS

	Bomba CPAC	Bomba CSAC	Bomba CR
Q (m³/h)	28	7	7
H (m)	27	20	20
P (kW)	4.6	2.6	2.6
I (A)	7.5	4.4	4.4
V (r.p.m)	3500	3440	3420
FP	0.89	0.88	0.86
U (Volt)	460	460	460



Para el calentamiento de apoyo se cuenta con un calentador de GLP de la marca TELEDYNE LAARS, con una capacidad de entrada de 229 300 kcal/h y una presión de gas de 30 cm. El calentador tiene acoplado dos sensores de temperatura, uno a la entrada y otro a la salida del agua caliente. Cuando la temperatura de entrada es inferior a la fijada este manda una señal, y la caldera es conectada automáticamente por un tiempo promedio de 12 minutos hasta que a la salida halla la temperatura adecuada para realizar la transferencia de calor en los intercambiadores, cuando alcanza esa temperatura el sensor que está a la salida manda la señal y se desconecta la misma. El calentador tiene emplazado un metro contador en la entrada del gas licuado para obtener el consumo de GLP por días.

Resultados experimentales

Para determinar el consumo de ACS del hotel se escogió un horario en el que se puede verificar la dinámica de esta variable. Se eligió el horario entre las 9:16 a.m. y las 1:44 p.m. Las mediciones de Caudal, Velocidad y Gasto; se evaluaron en la tubería del Agua a Temperatura Ambiente (ATA) a través de la cual se resarce en el sistema el mismo volumen de agua caliente que se consume. Para lograr los resultados se utilizó un Flujómetro Ultrasónico “Transport Model PT 868” firma “Parametric”.

Un resultado importante es que para los horarios entre las 9:16 a.m. y la 1:00 p.m. con un 45% de ocupación del hotel, el consumo promedio de ACS es de 821.78 L/h. Este valor representa el 27% del consumo normativo en condiciones de máxima ocupación anteriormente calculado.

Se realizaron mediciones para el consumo de agua caliente de una habitación característica, obteniéndose como resultado que para diferentes porcentajes de manipulación de las válvulas mezcladoras del lavamanos y la ducha se obtiene que sin la operación de las mismas el caudal promedio que recircula es de 4 L/h (sin consumo); cuando las mezcladoras están un 50 % el consumo de agua caliente se incrementa a 7 L/h y cuando están al 100% se experimenta un consumo de 23 L/h.

Evaluación de los intercambiadores de calor de placas

Los resultados según la ecuación general de Fourier muestran que el coeficiente global de transferencia de calor, toma valores similares a los propuestos por Ramesh y Kenneth (1990), quienes plantean que para intercambiadores de calor de placa, contruidos de acero inoxidable del tipo AISI 304 o 316 y Titanio, poseen un coeficiente global de transferencia de calor entre 3000 y 7000 W/m²K. La eficiencia

de estos equipos está por encima del 93 %. Los resultados obtenidos se muestran en la Fig.3.1 En este caso se evaluó el comportamiento del intercambiador de calor para la cantidad de calor disponible por recuperación que aporta la enfriadora en el rango de 70,5 y 141 kW para un 50 y 100 % de capacidad de trabajo.

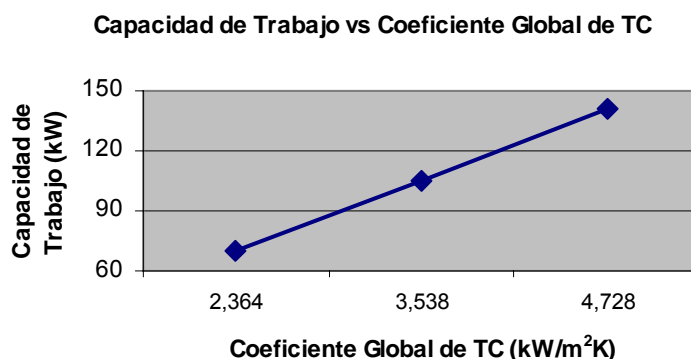


Fig.3.1 Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor U_{caln} (W/m²K) versus Cantidad de calor disponible U_{dRn} (kW).

Según la ecuación planteada por Kern (1999) para determinar la temperatura de salida del fluido caliente en un intercambiador de calor a contra corriente, se pudo comprobar que la misma es válida para los rangos de temperaturas obtenidos experimentalmente, con un coeficiente global de transferencia de calor igual a 1500 W/m²K y una cantidad de calor disponible por el fluido caliente de 40 kW. Esta cantidad de calor es inferior a la que aporta el recuperador de calor en la enfriadora, la cual para un solo compresor aporta 70,5 kW. Además las diferencias de temperatura promedios oscilan entre 3,3 y 2,39 °C para el fluido frío y caliente respectivamente. Este comportamiento trae aparejado que los ventiladores de la enfriadora funcionen por más tiempo ya que ellos son los encargados de evacuar el calor en los condensadores cuando no existe demanda en las recuperadoras de calor. La comprobación del área de transferencia de calor para las condiciones experimentales y asumiendo el coeficiente de transferencia de calor anterior, arrojo que el área necesaria para las condiciones actuales es menor que la existente en un 42 %.

En la Fig.3.2 se muestra el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor con respecto a la cantidad de calor disponible, pero en este caso con el calor calculado en función del flujo másico, calor específico y de las temperaturas de entrada y de salida del agua caliente en el circuito primario, demostrando que la cantidad de calor aportada por el sistema en el período de las mediciones

representa entre el 28 y el 42 % del calor total disponible por una sola enfriadora con los dos compresores trabajando a máxima capacidad.

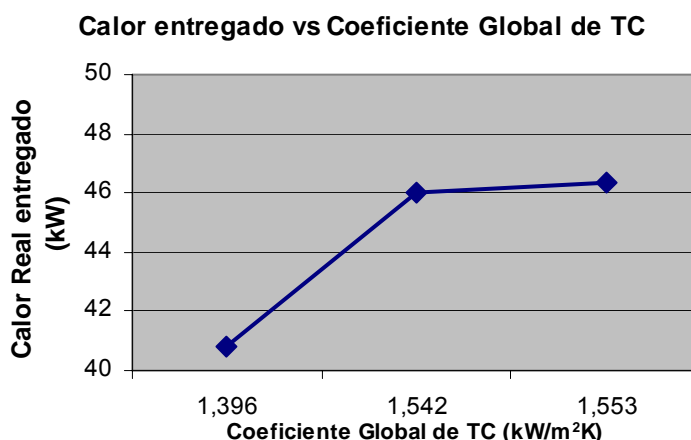


Fig.3.2 Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor (W/m^2K) versus Cantidad de calor real disponible (kW)

Para la determinar el área de transferencia de calor requerida que garantice que la temperatura del agua caliente sanitaria cumpla con los estándares requeridos, se asumieron tres valores de temperaturas del agua a la salida del intercambiador por el circuito secundario (60, 55 y 50 °C), para una temperatura ambiente del agua de 22 °C. Asumiendo que se obtienen 62 y 57 °C a la entrada y salida del agua del intercambiador de calor respectivamente en el circuito primario, manteniendo de esta forma una diferencia de temperatura en el recuperador de calor de 5 °C.

El flujo de agua que absorbe el calor de la recuperadora en la enfriadora de FRIOCLIMA oscila entre los 100 y 400 l/min, garantizando un diferencial de temperatura de 5 °C para el mayor flujo trabajando a 100 % y para el menor flujo a 50 % de su capacidad.

Para un flujo de agua de 117 l/min en el circuito secundario se necesita un caudal de agua en el primario superior al que puede entregar la enfriadora de FRIOCLIMA por si sola. El comportamiento del caudal necesario en el circuito primario con un diferencial de temperatura de 5 °C, para diferentes temperaturas del agua a la salida del intercambiador por el circuito secundario se muestra en la Fig.3.3.

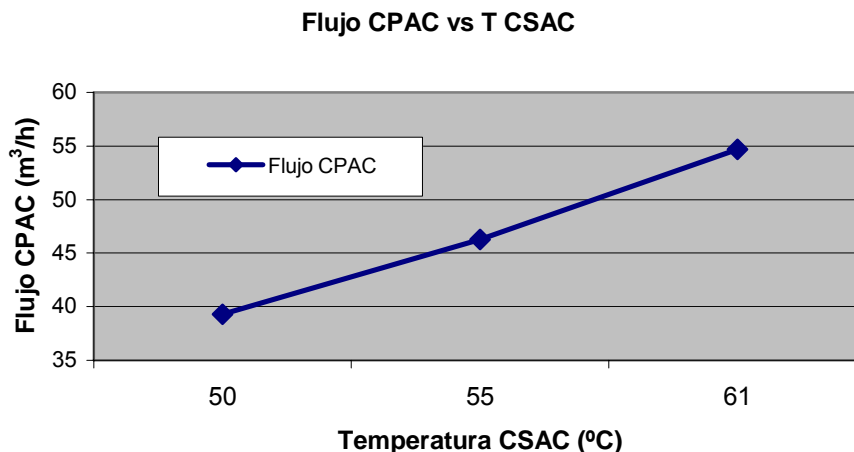


Fig.3.3. Comportamiento del flujo de agua en el CPAC (m³/s) en función de la temperatura del agua a la salida (°C)

Los resultados demuestran que para trabajar con un diferencial de temperatura mayor al actual, en el circuito secundario se necesita un mayor caudal de agua y a su vez una mayor área de transferencia de calor en el intercambiador de calor de placas. La Fig.3.4 muestra el comportamiento de las áreas calculadas por los dos métodos LMTD y NTU con respecto al caudal de agua necesario.

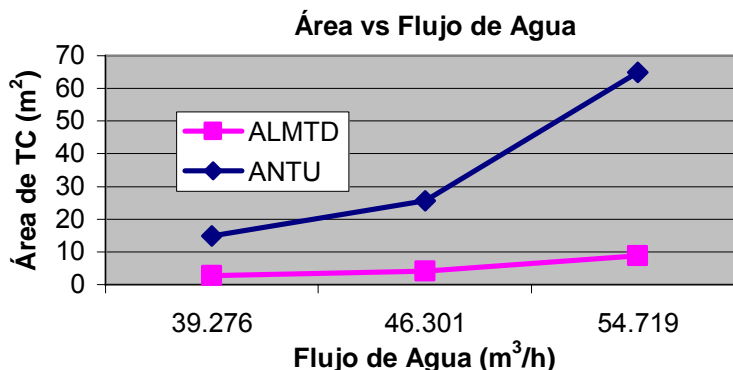


Fig.3.4 Comportamiento de las áreas de transferencia de calor (m²) por los métodos del NTU y LMTD en función del flujo de agua en el circuito primario (m³/h).

3.3.2 Estado actual del sistema de impulsión de agua caliente del hotel Yuraguanal

El suministro de agua caliente al hotel se realiza mediante las dos bombas del circuito de recirculación a una temperatura promedio de 60 °C que se obtiene mediante intercambio térmico en los intercambiadores de calor placas, los que cuentan con una potencia calorífica de 560 000 kcal. /h, un caudal en el primario de 82 m³/h y en el secundario de 20.7 m³/h. Como fuente caliente se utiliza el agua del circuito secundario que obtiene calor mediante su paso por los calentadores de



G.L.P (gas licuado), los que trabajan en régimen automático manteniendo la temperatura (60°C) en el tanque de envío. El sistema consta además con 2 tanques de almacenamiento de agua caliente sanitaria con una capacidad de 16 m^3 para una capacidad conjunta de 32 m^3 . El agua almacenada en los tanques es impulsada a las diferentes dependencias del hotel y la que no se consume retorna al sistema. El agua consumida en el sistema se resarce por medio del agua a temperatura ambiente. [\(Anexo 2\)](#) [17].

Para diagnosticar el sistema de calentamiento y suministro de agua se realizaron varias pruebas en las condiciones de explotación en que se encontraba el hotel en ese momento y variando las condiciones nominales de trabajo.

En la tabla 3.2 se exponen los resultados de los parámetros de trabajo del sistema en condiciones normales de explotación. Estos parámetros se tomaron con apertura del agua a temperatura ambiente (ATA) y en funcionamiento los circuitos primario, secundario y de recirculación.

Tabla 3.2 Valores promedios de los parámetros de trabajo del sistema de calentamiento y suministro de agua caliente en condiciones normales de explotación

Bomba de recirculación				Bomba circuito secundario				Tanques		
Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N (kW-h)	Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N (kW-h)	P tk1 (bar)	P tk2 (bar)	Pata (bar)
3.8	6.9	22000	3.6	3.2	4	22000	1,34	3.8	3.2	3.3

Donde:

Ps – Presión en la succión de la bomba (bar), Pd – Presión en la descarga (bar), Q – Caudal (L/h), N – Consumo de potencia (kW-h), P tk1 – Presión en el tanque de envío (bar), P tk2 – Presión en el tanque de retorno (bar).

Los resultados de la tabla 3.2 muestran que en el trabajo conjunto del sistema (circuito primario y secundario) el caudal de recirculación de agua caliente en el hotel en condiciones normales es de 22000 l/h ($22\text{ m}^3/\text{h}$). Los valores promedio del caudal se encuentran muy por encima de los nominales de la bomba de recirculación ($8\text{ m}^3/\text{h}$), ello se explica en el trabajo conjunto del sistema en serie en el que se modifican los parámetros individuales de las bombas, obteniéndose una nueva curva de altura de presión para el sistema que incrementa el caudal y proporciona un nuevo punto de operación de las bombas con la red.

En la tabla 3.2 se exponen los resultados de la prueba con la válvula de suministro de agua a temperatura ambiente cerrada (ATA cerrado) y las bombas de recirculación, circuito primario y secundario trabajando.

Los resultados de la tabla 3.2 muestran la influencia del caudal y presión del agua a temperatura ambiente (ATA) en el equilibrio hidráulico del sistema, se comprueba una reducción considerable de la presión tanto en los tanques como la que suministra la bomba de recirculación, esta última hasta un valor de 4.8 bar.

En la tabla 3.3 se exponen los resultados de la prueba con la válvula de suministro de agua a temperatura ambiente abierta y la bomba de recirculación apagada. En la misma las bombas de los circuitos primario y secundario se encontraban en funcionamiento.

Tabla 3.3 Valores promedio de los parámetros de trabajo del sistema de calentamiento y suministro de agua caliente con la válvula de suministro de agua a temperatura ambiente cerrada.

Bomba de recirculación				Bomba circuito secundario				Tanques		
Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N (kW-h)	Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N (kW-h)	P tk1 (bar)	P tk2 (bar)	Pata (bar)
2.2	4.8	22000	3.65	0.8	2.2	22000	1.34	2.2	0.8	0

En esta prueba (Ver tabla 3.4) se observa la reducción de la presión en el sistema debido a que la altura de presión de las bombas del circuito secundario es de 15 m (1.5 bar) muy por debajo de los valores en la bomba de recirculación de 40m (4 bar).

Tabla 3.4 Valores promedio de los parámetros de trabajo del sistema de calentamiento y suministro de agua caliente con bomba de recirculación apagada.

Bomba de recirculación				Bomba circuito secundario				Tanques		
Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N (kW-h)	Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N (kW-h)	P tk1 (bar)	P tk2 (bar)	Pata (bar)
0	0	0	0	3.8	4.2	22000	1.34	3.8	3.2	3.3

En esta prueba (ver tabla.3.5) se observa que el caudal de la bomba de recirculación unido al suministrado por el agua a temperatura ambiente alcanza los 20000 L/h (20 m³/h), muy por encima de los valores nominales de la bomba de 8 m³/h. se observa además una ligera reducción de la presión de descarga comparado con el trabajo normal del sistema.

[Volver al índice](#)

Tabla.3.5 Valores promedio de los parámetros de trabajo del sistema de calentamiento y suministro de agua caliente con bomba del circuito secundario apagada.

Bomba de recirculación				Bomba circuito secundario				Tanques		
Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N (kW-h)	Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N (kW-h)	P tk1 (bar)	P tk2 (bar)	Pata (bar)
3.2	6.3	20000	3.65	0	0	0	0	3.2	3	3.3

En la próxima prueba (Ver tabla 3.6) se determina el comportamiento de los parámetros de trabajo de la bomba de recirculación en función del % de apertura de la válvula de descarga. La prueba se realiza con la válvula de suministro de agua a temperatura ambiente cerrada y la bomba del circuito secundario apagada.

Tabla 3.6. Comportamiento de los parámetros de la bomba de recirculación para diferentes aperturas de las válvulas de descarga. (ATA cerrado, B. Circuito secundario en OFF y B. Recirculación en ON)

Nº	Ps (bar)	Pd (bar)	Q (L/h)	N(kW-h)
1	2.8	6.9	0	1.890
2	3	6.8	6440	2.398
3	2.8	6.6	9317	2.561
4	2.6	6.2	12700	3.069
5	2.3	5.6	18120	3.556
6	2.18	5.1	22670	3.841
7	1.9	4.6	26460	4.126
8	1.82	4.4	28764	4.268
9	1.8	4	31615	4.394

De acuerdo con los resultados de la tabla 3.6 y se observa que la bomba de recirculación para su trabajo en régimen nominal debe permanecer con la válvula en más un 50% cerrada. El consumo de potencia para la máxima apertura de la válvula es de 4.394 kW superior a la potencia instalada del motor de 2.5 kW, esto provoca el calentamiento del motor y es la causa fundamental que provoca se queme el mismo en un período de tiempo corto. El caudal que alcanza para máxima apertura es de 31615 L/h (31.6 m³/h) superior al caudal nominal del equipo de 8 m³/h.

[Volver al índice](#)



Las pruebas anteriores se arribaron a las conclusiones siguientes:

- El trabajo conjunto del sistema (circuito primario y secundario) muestra un caudal de recirculación de agua caliente en el hotel en condiciones normales de 22 000 l/h (22 m³/h). Los valores promedio del caudal se encuentran muy por encima de los nominales de la bomba de recirculación (8 m³/h), ello se explica en el trabajo conjunto del sistema en serie donde se modifican los parámetros individuales de las bombas.
- El consumo normativo del hotel Yuraguanal en condiciones de máxima ocupación es de 5 321 l/h, el mismo es inferior al caudal que circula por el sistema, que alcanza los 22 000 l/h. Se observa un sobrediseño de la instalación lo que conduce al incremento de la demanda de potencia de los motores de los circuitos primario y secundario, así como el incremento del consumo de gas licuado.

3.4 Caso estudio que demuestra las potencialidades de ahorro con el uso de variadores de velocidad

Durante la experimentación se realizó la medición de la potencia activa a la entrada del variador de velocidad en la sección de bombeo. Se forzó el sistema a trabajar en modo manual, y se varió la frecuencia de alimentación de la bomba, aumentándola en 1 Hz, cada un minuto. [17]

En este análisis se consideran todas las variables independientes significativas, es decir todas inicialmente van al modelo. A través de la prueba de Student para los coeficientes de regresión se comienza a eliminar aquellas variables que no son significativas y se analiza el comportamiento del modelo cada vez que se realice una eliminación. Este análisis permitió encontrar el modelo para las ecuaciones que relacionan el caudal, presión y potencia con respecto la frecuencia.

$$Q = 0,006 f \quad (3.1)$$

$$p = 4,43 - 0,0003f + 5,9 \cdot 10^{-7} f^2 \quad (3.2)$$

$$P = 0,001f + 3,08 \cdot 10^{-10} f^3 \quad (3.3)$$

Luego se utilizó un software de una prestigiosa firma (Danfoss). Con esta aplicación se pudo determinar un conjunto de características presentes en los CSAF.

En la Figura 3.5 se observa la gran diferencia en el consumo de energía eléctrica cuando se emplean los VV, (gráfico en Excel a partir de resultados del software)

caudal variable y cuando no se emplea n VV. En el eje x se resaltan la cantidad de horas que operan ambos sistemas durante un año para diferentes potencias.

En el caso de la eficiencia de la bomba, esta aumenta cuando los CSAF operan bajos los efectos del V.V. Cuando se opera a más del 70% del caudal la eficiencia llega a los valores nominales, mientras que, entre el 10% y el 60 % la eficiencia es de un 15 % superior con respecto a la bomba con regulación con válvulas de estrangulamiento.

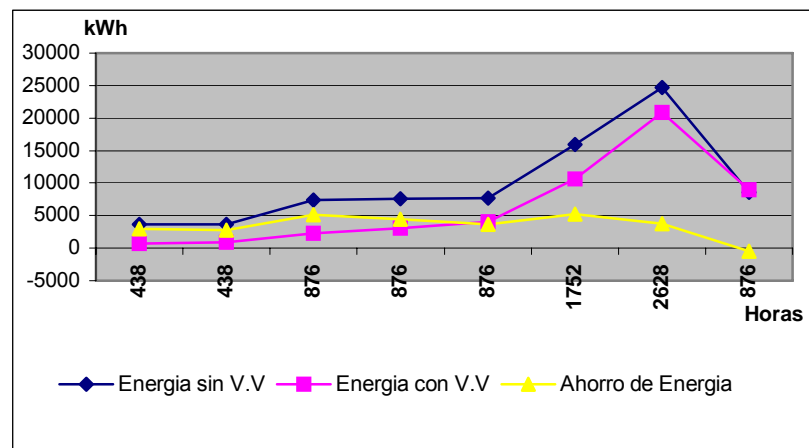


Fig.3.5 Comportamiento del consumo de energía eléctrica. En las bombas de un CSAF

Con la utilización de los VV aparecen algunas perturbaciones en los sistemas de suministro de energía eléctrica las cuales se manifiestan con la presencia de armónicos. El armónico de quinto orden es el que mas se acentúa.

Para una mejor comprensión del CSAF se realizó otra prueba en una nueva sección de bombeo, consistente en medir los siguientes parámetros a medida que se encendían los fancoils de las habitaciones de la zona habitacional #6.

- Caudal a la salida de la bomba [Q (L/min.)]
- Frecuencia del trabajo del motor [f (Hz)]
- Temp. del retorno del agua [Tret (°C)]
- Temperatura ambiente [Tamb (°C)]
- Número de hab. climatizadas [No. hab.]
- Presión de retorno [Pret (bar)]
- Presión de envío [Penv (bar)]
- Velocidad [m/s]

Las mediciones se tomaron de manera sincrónica con un intervalo de 4 min. Para poder observar los cambios ante cada variación de la carga térmica. Se encendió una a una de manera continua las 18 habitaciones del nivel # 3 de la zona habitacional # 6. Luego al no percibir cambios apreciables en las variables del sistema se fueron encendiendo

de 4 en 4 las habitaciones del 2^{do} nivel y finalmente se encendieron las 19 habitaciones del 1er nivel. Con todos estos cambios se obtuvieron varios resultados de las variables que caracterizan al sistema de los cuales se presentan los más significativos.

Como es conocido las ecuaciones de proporcionalidad de las bombas expresan que existe una relación lineal entre el caudal y la velocidad del trabajo de la bomba. A partir de las mediciones realizadas se comprueba esta relación para este caso específico estableciéndose la ecuación lineal $y = 0.1879x + 2.9686$ con un coeficiente de determinación $R^2 = 0.9901$ para el caso de la frecuencia con respecto al caudal.

Otra relación importante es la que se establece entre el caudal y la potencia. En la figura 3.6 es apreciable la relación entre estas dos magnitudes mediante una función polinómica de 3er orden. $y = 0.0007x^3 - 0.1242x^2 + 13.9937x + 293.4860$ con $R^2 = 0.9829$

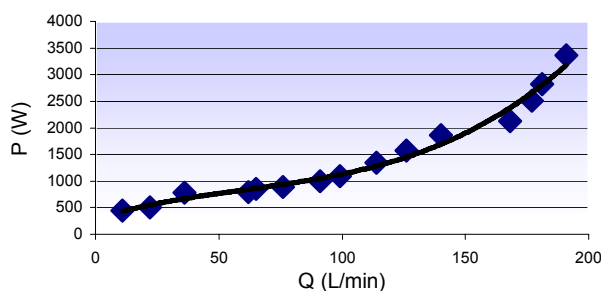


Fig.3.6 Relación entre el Caudal y la Potencia.

En la figura 3.7 se aprecia como a medida que aumenta el número de habitaciones desde la número 1 hasta la número 59 la temperatura de retorno del agua fría aumenta desde 13.1 °C hasta 18.1 °C siguiendo un comportamiento de un polinomio de 2^{do} orden

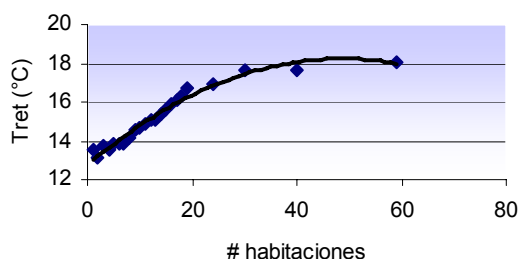


Fig.3.7 Gráfico de dispersión de la temperatura de retorno en función del # de habitaciones

Esta tendencia está representada por la ecuación $y = -0.0023x^2 + 0.2253x + 12.767$ con $R^2 = 0.9725$.

[Volver al índice](#)



CAPITULO IV: Propuestas para racionalizar el consumo energético en los circuitos de impulsión de agua fría y caliente de Climatización Centralizada en hoteles. Valoración técnico económica y ambiental.

4.1 Introducción

En el presente capítulo se describe mediante un caso estudio, tomando como base el hotel Blau Costa Verde, la composición específica de los sistemas de impulsión de agua fría y agua caliente. Se muestra la funcionalidad de cada uno de sus componentes, a partir de esto se presentan propuestas desde lo conceptual para la automatización de tareas, desde un enfoque multivariable en función de racionalizar el consumo energético en este tipo de tecnología de Climatización Centralizada. Se muestra además una valoración técnico-económica y ambiental de cada una de estas propuestas.

4.2 Descripción del sistema de impulsión de agua fría del hotel Blau Costa Verde

El sistema para la impulsión de agua fría está compuesto de dos circuitos, el circuito primario de agua fría (CPAF) que garantiza el caudal de agua necesaria para los evaporadores de las enfriadoras y el circuito secundario de agua fría

Para el CPAF anteriormente cada enfriadora contaba con una bomba, cuando todas eran del mismo tipo (de la firma “YORK”) pero con el transcurso del tiempo se fueron deteriorando por lo que se incorporaron nuevas enfriadoras de diferentes marcas y modelos, hasta llegar al estado actual en el que existe una enfriadora de la firma “FRIOCLIMA” que cuenta con dos compresores y dos enfriadoras chinas de la marca “GREE” que poseen un compresor cada una individual cuyas características generales se presentan en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Valores nominales de las enfriadoras.

Enfriadora	Nº Compresores	Capacidad Frigorífica (TR)	Potencia Absorbida (KW.)	Capacidad Calórica máxima.(KW)
FRIOCLIMA	2	122	167	141.2
GREE	1	100	115	107.3

Las exigencias de estas enfriadoras no son iguales. La enfriadora “FRIOCLIMA” enfría el caudal de agua que se le suministre a la entrada del evaporador independientemente de que este varíe en rangos permisibles, en cambio las enfriadoras chinas se les debe suministrar un caudal constante en la entrada del evaporador para que las mismas funcionen, de lo contrario se activa una protección



que detiene el funcionamiento del equipo. Debido a esto las cuatro bombas del circuito primario de impulsión de agua fría (CPAF) están funcionando todas, incluso la de reserva para garantizar la demanda de fluidos de los evaporadores en su conjunto. Estas bombas presentan iguales características como se refleja a continuación:

- Bomba : caudal $50 \text{ m}^3/\text{h}$ y $H = 12 \text{ m}$
- Motor: 460V, 6.3 A, 3.45 KW, 60 Hz, 1720 rpm, FP 0.84

Las demás bombas del SIAF lo constituye el circuito secundario de agua fría (CSAF). En este hotel en particular está compuesto por 14 bombas de una potencia $P=12.6 \text{ KW}$, las cuales se distribuyen en dos bombas por cada zona a las que se envía el agua. A una de las bombas de una zona específica se le denomina principal y a la otra reserva. Estas bombas alternan su funcionamiento al cabo de 7 días de trabajo continuo. En la tabla 4.2 se exponen las características de las mismas.

Tabla 4.2 Características de las bombas del circuito secundario de agua fría

BOMBAS DEL C.S.A.F	ZONA	CARACTERISITICAS
Bomba 1 y 14	2	$Q = 43\text{m}^3/\text{h}$; $H = 50\text{m}$
Bomba 2 y 13	1	$Q = 28\text{m}^3/\text{h}$; $H = 50 \text{ m}$
Bomba 3 y 12	3	$Q = 28\text{m}^3/\text{h}$; $H = 47\text{m}$
Bomba 4 y 11	4	$Q = 28\text{m}^3/\text{h}$; $H = 44\text{m}$
Bomba 5 y 10	6	$Q = 26\text{m}^3/\text{h}$; $H = 60\text{m}$
Bomba 6 y 9	5	$Q = 28\text{m}^3/\text{h}$; $H = 60\text{m}$
Bomba 7 y 8	7	$Q = 42\text{m}^3/\text{h}$; $H = 60\text{m}$

Estas bombas trabajan a presión constante lo que significa que al disminuir la carga térmica, el sensor de presión se encarga de emitir una señal al variador de velocidad correspondiente encargado de variar el régimen de trabajo de la bomba, manteniéndose así el equilibrio hidráulico de la red.

El agua de retorno que se suministra a las enfriadoras para que estas ejecuten su función debe tener un flujo sostenido de aproximadamente 1 minuto para comenzar a proporcionar el cambio de temperatura de esta que se incorporará al envío.

Para una mejor comprensión de los intercambios de fluidos entre el agua fría de envío y de retorno de la carga térmica y el agua que se envía hacia los

evaporadores de las enfriadoras, mostramos el siguiente esquema general donde se aprecia un intercambio térmico entre estos fluidos en el llamado *colector del sistema*.

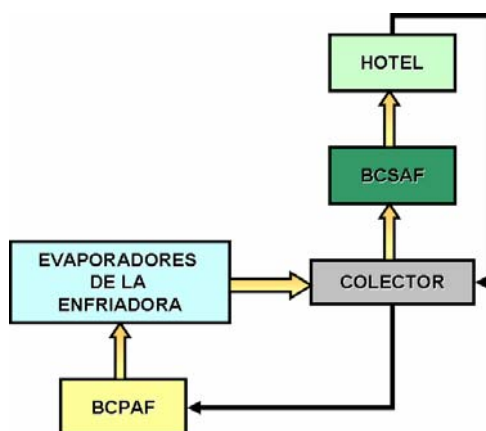


Fig. 4.1 Colector del SIAF.

[Volver al índice](#)

4.2.1 Descripción del sistema de impulsión Sistema de agua caliente del hotel Blau Costa Verde

Las bombas del CPAC garantizarán un determinado caudal de agua para los condensadores de las enfriadoras, los cuales poseen diferentes capacidades de recuperación de calor y que a la vez dependen del trabajo de compresión de los compresores. En muchos casos, se impone un caudal para el equipamiento de inversión inicial del hotel y luego se cambia el equipamiento (Enfriadoras) con otra exigencia de fluido y este intercambio térmico varía.

Otra función del CPAC es enviar el fluido a una de las placas del intercambiador de calor, donde intercambia temperatura con el CSAC. En muchas ocasiones, esta agua de este circuito cerrado (CPAC) no alcanza la temperatura necesaria luego del proceso de recuperación de calor para lograr un intercambio térmico máximo en el intercambiador, por lo que no se garantizará los 50 °C necesarios para el agua de servicio del hotel, existe un control en los calentadores de apoyo que los manda a operar cuando esto ocurre (este control es específico).

Para el caso del CSAC las bombas envían agua hacia una de las placas de los intercambiadores de calor para absorber las temperaturas del agua del circuito primario de agua caliente, el agua con una temperatura mayor 3 o 4 °C después de absorber calor se introduce por la parte inferior de los tanques de almacenamiento de agua caliente (4 tanques presurizados, cada uno de 5 m³), a esta presión de entrada se le suma la presión del agua de retorno del sistema que auxiliada por una

bomba de recirculación el agua caliente sale por la parte superior de los tanques con una determinada presión cerrándose en este punto el CSAC. En este punto específico del sistema se incorpora el agua a temperatura ambiente, por diferencia de presión provocada por el consumo de agua caliente del hotel y esta presión del agua a temperatura ambiente que viene desde las fuentes de abasto, la cual impulsa mayoritariamente el agua caliente de envío hacia el hotel.

Para el caso del circuito de recirculación, estas bombas ayudan a recircular el agua caliente por todo el hotel debido a que cuando se abren las mezcladoras se provocan caídas de presión y por lo tanto es necesario un elemento que permita incorporar el agua caliente que no se utiliza al proceso de recuperación de calor en el CSAC para darles los parámetros sanitarios necesarios. En la figura 4.3 se muestra un diagrama de bloques del sistema:

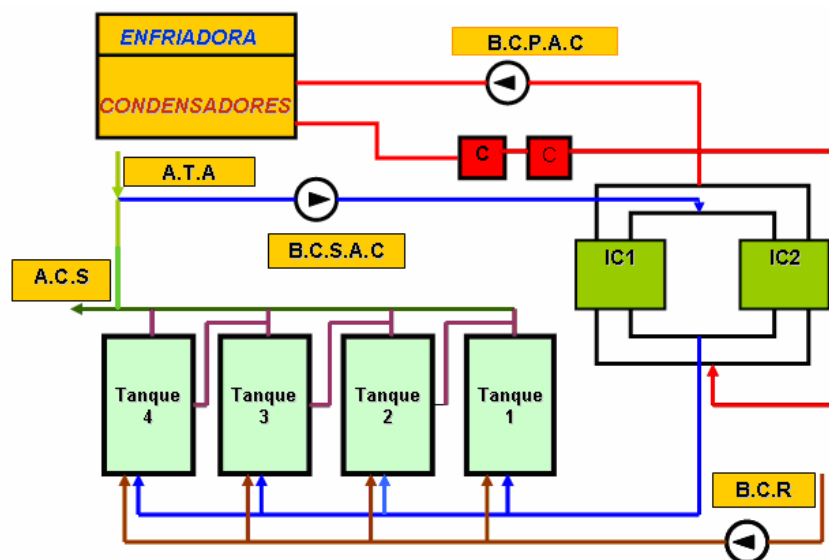


Fig.4.3 Sistema de impulsión de Agua Caliente Sanitaria del hotel Blau.

4.3 Propuestas conceptuales para la automatización de tareas en los circuitos de impulsión de agua fría y caliente

La tecnología de automatización toma en la actualidad una posición cada vez más preponderante debido a la automatización de los procesos, un área cuya importancia se encuentra en constante ascenso. El objetivo de la automatización en procesos, es mantener en determinado valor de operación las variables predeterminadas tales como: temperaturas, presiones, flujos, etc. En este epígrafe se exponen un conjunto de propuestas para la automatización de tareas en los procesos de la Climatización Centralizada, con el objetivo de lograr un consumo más



racional de la energía eléctrica. Para la realización del mismo tuvieron en cuenta los regímenes de explotación de cada uno de los circuitos de impulsión de agua y a través de planos de diseños se muestran los elementos y la instrumentación necesaria para llevar a cabo cada una de las propuestas. Estos planos aparecen relacionados en los anexos del trabajo. ([Ver Anexos 7 y 8](#)).

4.3.1 Sistema de impulsión de agua fría

Propuesta para CPAF:

Como anteriormente se explicó en el hotel existen 4 bombas de iguales características en el CPAF, las cuales están trabajando en paralelo y la regulación de caudal hacia los evaporadores se realiza mediante válvulas de estrangulamiento, garantizando por este medio el caudal que exigen los parámetros técnicos de las enfriadoras. Esta forma de operación provoca que continuamente por los evaporadores circule un caudal de agua, independientemente del funcionamiento o no de la enfriadora.

La propuesta de cambio para racionalizar el consumo de energía eléctrica es la siguiente:

- *Lograr el trabajo individual de una bomba con variador de velocidad por cada enfriadora.*
- *Asignar un valor específico de set point al variador de velocidad mediante un controlador lo cual garantizaría que circule por los evaporadores el caudal de agua más racional que garantice la menor temperatura del agua hacia el colector. Para la operación del controlador se tendrán en cuenta elementos multivariantes en relación a: temperatura de entrada del gas, temperatura de entrada del agua, temperatura de salida del agua, y % de apertura de la válvula de expansión (Anexo 9). En la figura 4.4 se muestra mediante un diagrama de bloques lo antes expuesto.*

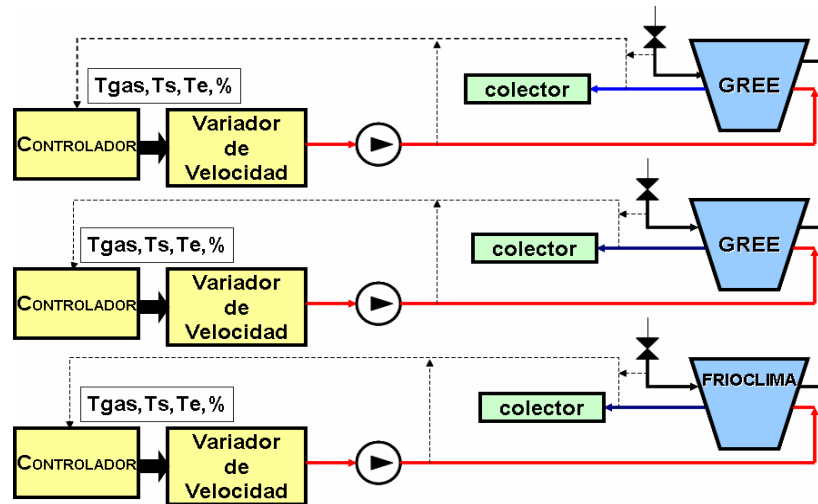


Fig.4.4 Propuesta de automatización de tareas para CPAF

Propuesta para CSAF:

Actualmente se está implementando en los hoteles con Climatización Centralizada el uso de variadores de velocidad en las bombas del CSAF, lo que es una alternativa que representa sustanciales ahorros de energía. Para este diseño de control se tiene en cuenta como variable de set point la presión a la salida de la bomba, lo que da en una medida de la dinámica de la red hidráulica, es decir a medida que se cierran o abren los fancoils de las habitaciones aumenta o disminuye la presión en este punto, lo que indica al variador aumentar o disminuir frecuencia del motor para variar el caudal.

La nueva propuesta consiste en *tener en cuenta como variable de set point la impedancia hidráulica de la red, la impedancia térmica del edificio y la temperatura ambiente*. Para esta operación de requiere la implementación de un variador de velocidad para cada zona habitacional ([Anexo 10](#)). En la figura 4.5 se muestra mediante un diagrama de bloques de esta propuesta.

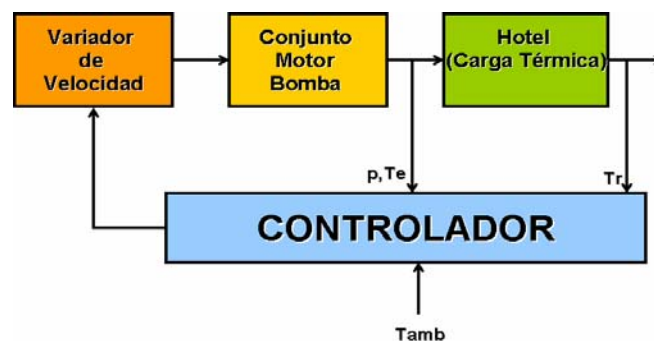


Fig.4.5 Propuesta de automatización de tareas para CSAF.

4.3.2 Sistema de impulsión de agua caliente

Propuesta para el CPAC:

Como se conoce los condensadores de las enfriadoras tienen diferentes exigencias técnicas en cuanto al caudal que se necesita para lograr la recuperación máxima de calor contenido en el gas subcalentado. En las instalaciones de Climatización Centralizada actualmente se regula el caudal del agua del CPAC a la entrada de cada condensador mediante válvulas de estrangulamiento, esto trae como consecuencias que este recirculando constantemente un volumen de agua independientemente de si esta funcionando o no la enfriadora, esto implica además de poca racionalización de la energía eléctrica, un deterioro acelerado de los condensadores.

Las propuestas para este circuito consisten en:

- Implementar válvulas de dos vías, que según operaciones lógicas de los compresores teniendo en cuenta si funcionan o no los mismos, permitan el paso o no del agua hacia los condensadores.
- A medida que se abren o cierran las válvulas aumenta o disminuye la presión a la salida de la bomba CPAC. Implementando el uso de un variador de velocidad a las bombas del CPAC al mismo se le asignará un valor de set point a través de un controlador en correspondencia con la operación lógica de los compresores y teniendo en cuenta los requerimientos técnicos de caudal de las enfriadoras ([Anexo11](#)). En la figura 4.6 se muestra lo antes expuesto.

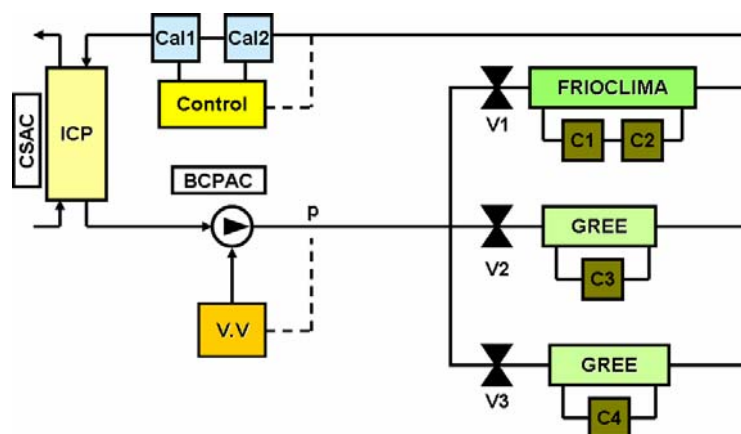


Fig.4.6 Propuesta de automatización de tareas para CPAC.

Propuesta para el CSAC:

En la actualidad caudales que intercambian calor por el Intercambiador de Calor de Placas son fijos, se conoce que para lograr una eficiencia mayor en el intercambio térmico para una superficie constante se debe tener en cuenta la temperatura de los fluidos y también la masa de agua que Intercambia calor.

La estrategia de automatización consiste en:

Incorporar un caudal de agua en el CSAC para lograr la mayor transferencia de calor en el intercambiador, teniendo en cuenta la temperatura del agua que recuperó calor en los condensadores y las calderas y el caudal específico que circula por el CPAC (Anexo 11). La figura 4.7 muestra la estrategia a través de un diagrama de bloques.

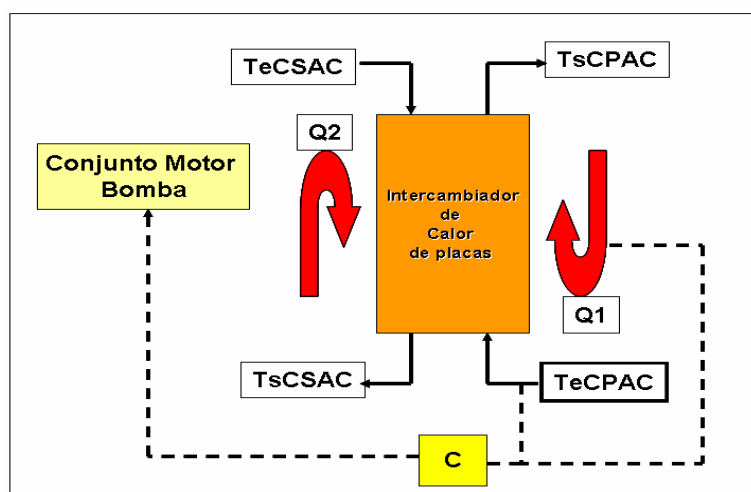


Fig.4.7 Propuesta de automatización de tareas para CSAC

Nota: Las propuestas anteriores se realizaron sobre la base de que en el hotel existe un PLC Modicom TSX Momentum M1, Modelo: 170 AAI 140 00, solo se implementarán nuevas tarjetas de entradas y salidas analógicas y salidas discretas. Además de la implementación de nueva instrumentación y variadores de velocidad.

4.4 Valoración técnico económica de las propuestas

La valoración técnico - económica es una parte fundamental de todo proyecto, debido a que es precisamente el parámetro más importante al brindar la posibilidad de justificar las inversiones para establecer las mejoras.

En el epígrafe, se muestra un análisis de los ahorros energéticos relacionados con la propuesta de automatización de tareas para cada uno de los circuitos de impulsión de este sistema de Climatización Centralizada. Los precios de la instrumentación y variadores de velocidad utilizados para cada una de las propuestas se encuentran en el [anexo 13](#).

[Volver al índice](#)



4.4.1 Valoración técnico-económica de la Propuesta de Automatización de Tareas para el CPAF

Para el caso del CPAF, al implementar una bomba por cada enfriadora y regular el flujo necesario en los evaporadores, según sus características técnicas mediante variadores de velocidad teniendo en cuenta el criterio multivariable presentado, se logrará variar la velocidad de las bombas para variar el caudal, en vez variar presiones ajustando válvulas, lo que se traduce en un ahorro importante de energía, teniendo en cuenta que anteriormente este caudal era constante y que la relación entre la velocidad y la potencia consumida es cúbica.

Como se puede apreciar en la tabla 4.3 los costos iniciales son muy elevados, pero disminuyen notablemente los costos asociados a mantenimiento y a consumo de energía eléctrica, obteniendo cortos períodos recuperación de la inversión atractivos (un año). [3]. Los costos de la instrumentación y variadores de velocidad se relacionan en [\(Ver anexo 14\)](#)

Tabla 4.3 Importe total para propuesta del CPAF

	TOTAL (CUC+CUP)	CUP	CUC
Costo Capital Total	11,264.37	1,089.85	10,174.52
Construcción y Montaje	1,216.35	973.08	243.27
Equipamiento y Materiales	8,109.00		8,109.00
Otros Gastos	758.19		758.19
Contingencia	1,180.83	116.77	1,064.06

Adicionalmente se consiguen ahorros porque no son necesarias válvulas de mariposa, arrancadores suaves, bancos de condensadores para elevar el factor de potencia y protecciones adicionales, porque el variador de velocidad asume estas funciones.

Los costos de mantenimiento se reducen con el uso de variadores de velocidad, debido a que permiten operar los equipos bajo condiciones mucho menos severas. El cálculo del tiempo de recuperación de la inversión es de 0 a 1 año:

[Costo del Variador + instrumentación – costos de: (válvulas de mariposa + arrancador suave + regulador del factor de potencia) – ahorro en montajes] / [Energía ahorrada + costo mantenimiento anual] = recuperación de 0 a 1 año.

4.4.2 Valoración técnico-económica de la propuesta de automatización de tareas para el CSAF

La principal potencialidad para lograr disminuir el consumo energético en el CSAF se centra aparte del empleo de los variadores de velocidad en mover el set point de



la presión de envío del agua como ya se explicó en función de: la carga térmica del edificio, la impedancia hidráulica de la red y las condiciones climatológicas, que actualmente no se consideran. Estudios realizados en años anteriores [9] demuestran, que para el hotel caso estudio los variadores no están operando de forma autónoma y se ha puesto a trabajar la bomba a 30Hz de forma manual, cuando los requerimientos con el set point en 5 bar exigían 35 Hz como promedio para esta zona habitacional (± 1 Hz). Para estos 30 Hz la presión de envío es de 4.5 bar, no se recibieron quejas de los turistas por la climatización, esta diferencia significa unos 0.65 kWh.

Este ahorro se puede manifestar para unos 6 meses del año aproximadamente cuando las temperaturas ambiente son altas. Para estas condiciones de operación representa unos 2852 kWh que teniendo en cuenta la tarifa actual (2002), que para el caso de los hoteles indica 0.17 CUC por cada kWh en el horario pico y 0.095 CUC por kWh para el resto del día, representan unos 370.76 CUC aproximadamente para una zona habitacional, lo que representa 2570 CUC aproximadamente para las 7 zonas habitacionales del hotel.

Para los restantes 6 meses del año acumulativos en que las temperaturas ambiente son bajas, el set point de la presión de envío puede bajarse a 4 bar, lo cual coincide con unos 22.5 Hz. Estas condiciones de explotación han sido empleadas de forma manual con éxito y representan un ahorro de 1.42 kWh en una hora, significando 6202 kWh para un importe de 1177 CUC. Lo que representa un ahorro de 8239 CUC para las 7 zonas habitacionales del hotel aproximadamente.

Como se observa si se logra implementar la propuesta de automatización para este sistema se lograrán ahorros en un año de 64 MWh que serían aproximadamente de 10 000 CUC. En la tabla 4.4 se muestra el importe total de la instrumentación y los variadores de velocidad para esta propuesta. Solo por el concepto de ahorro de energía eléctrica y sin tener en cuenta los costos por mantenimiento, la inversión se recupera en 3.5 años aproximadamente.

Tabla 4.4. Importe total para propuesta del CSAF

	TOTAL (CUC+CUP)	CUP	CUC
Costo Capital Total	38,264.42	3,702.16	34,562.27
Construcción y Montaje	4,131.87	3,305.50	826.37
Equipamiento y Materiales	27,545.80		27,545.80
Otros Gastos	2,575.53		2,575.53
Contingencia	4,011.22	396.66	3,614.56



Los costos de la instrumentación y variadores de velocidad se relacionan en ([Ver anexo 14](#))

4.4.3 Valoración técnico-económica de la propuesta de automatización de tareas para el CPAC y el CSAC

Las enfriadoras de este hotel trabajan como promedio 9 meses cada una en un año. Si tenemos en cuenta que cuando la carga térmica es baja (generalmente en invierno) estas se desconectan un tiempo determinado, es decir, que en este tiempo no se va a recuperar calor de las mismas. En la actualidad como ya se explicó la bomba del CPAC se encuentra trabajando a caudal constante los 365 días del año para lograr los parámetros técnicos de cada condensador, no se tiene en cuenta el funcionamiento de la enfriadora, por lo que cuando existe por lo menos una climatizadora apagada, se está bombeando un caudal de agua innecesario ya que el fluido no recupera calor, esto además de imponerle un régimen de trabajo irracional a la bomba, acorta la vida útil de los condensadores debido a que por los mismos circula innecesariamente un caudal de agua a una determinada presión. Con la propuesta presentada, es evidente que se lograrán ahorros sustanciales implementando caudal variable en este circuito. Según trabajos realizados[1] se demuestra que se puede ahorrar hasta un 50% de la energía teniendo en cuenta la dinámica de operación de estos sistemas, además disminuirán los costos por mantenimiento ya que la bomba no será sometida a condiciones de explotación tan severas y se extenderá la vida útil de los condensadores, pero resulta complejo dar un número exacto de cuanto se ahorra, por lo que se propone realizar la evaluación de esta propuesta de automatización por un equipo multidisciplinario que valore estos parámetros. En la tabla 4.5 se presenta el costo total de esta propuesta.

Los costos de la instrumentación y variadores de velocidad se relacionan en ([Ver anexo 15](#))

Tabla 4.5 Importe total para propuesta del CPAC

	TOTAL (CUC+CUP)	CUP	CUC
Costo Capital Total	4,429.08	428.52	4,000.56
Construcción y Montaje	478.26	382.61	95.65
Equipamiento y Materiales	3,188.41		3,188.41
Otros Gastos	298.12		298.12
Contingencia	464.30	45.91	418.38

Para el caso del CSAC, esta bomba trabaja los 365 días del año a un caudal constante, con la nueva propuesta, con el criterio multivariable presentado, se hará



un uso más eficiente del intercambiador de calor, debido a que solo se le impondrá el caudal necesario para lograr un intercambio térmico óptimo en el intercambiador de calor de placas y así se logrará disminuir el consumo de GLP. Los ahorros referidos a esta propuesta resultan muy complejos de analizar ya que depende de la dinámica de consumo de agua caliente del hotel al cual que es muy cambiante. En la tabla 4.6 aparece el importe total para esta propuesta.

Tabla 4.6 Importe total para propuesta del CSAC

	TOTAL CUC+CUP)	CUP	CUC
Costo Capital Total	3,075.23	297.53	2,777.70
Construcción y Montaje	332.07	265.66	66.41
Equipamiento y Materiales	2,213.80		2,213.80
Otros Gastos	206.99		206.99
Contingencia	322.37	31.88	290.49

Los costos de la instrumentación y variadores de velocidad se relacionan en [\(Ver anexo 15\)](#)

A continuación en la tabla 4.7 se relaciona el importe total de la cuatro propuestas de automatización. Los precios de la instrumentación aparecen en [\(Ver anexo 13\)](#)

Tabla 4.7 Importe total para las cuatro propuestas

	TOTAL (CUC+CUP)	CUP	CUC
Costo Capital Total	57,033.11	5,518.06	51,515.05
Construcción y Montaje	6,158.55	4,926.84	1,231.71
Equipamiento y Materiales	41,057.01		41,057.01
Otros Gastos	3,838.83		3,838.83
Contingencia	5,978.72	591.22	5,387.50

Bases del estimado:

Se tuvo en cuenta para la instalación un 15% del valor de los equipos y materiales considerando un 20 % en CUC y 80% en CUP, se tomó un 20% de contingencia y un 3% escalamiento de precios.

Nota: Los precios y marcas de los variadores de velocidad fueron tomados de la página de Internet: www.mercadolibre.com. Las características técnicas más generales de los mismos se relacionan a continuación:

Altivar 31:

Potencia: 20 hp

Entrada monofásica: 220-240 Vca.

Salida Trifásica: 0-480 Vca.

Mínima velocidad: 0 Hz.

Máxima velocidad: 50 Hz.

Hyunday:

Potencia: 7hp

Entrada monofásica: 220-240 Vca.

Salida Trifásica: 0 - 460 Vca.

Mínima velocidad: 0 Hz.

Máxima velocidad: 50 Hz.



Los precios de la instrumentación fueron tomados de trabajos realizados en la Empresa de Ingeniería y proyectos del níquel (CEPRONIQUEL).

4.5 Ahorro y medio ambiente

Es necesario que los profesionales tomen conciencia que en el diseño de una instalación de climatización en los modernos edificios, no solo está en juego el confort o bienestar sino fundamentalmente la calidad del aire interior, que hace a la preservación de la salud y las condiciones de vida de las personas.

Teniendo en cuenta estos aspectos básicos y apoyados en los avances de la tecnología digital se han desarrollado nuevos sistemas de acondicionamiento que están distribuidos en el edificio, orientados al ahorro energético

En Cuba se emprenden una serie de medidas encaminadas realizar un uso más racional de los portadores energéticos, lo que trae consigo la disminución de las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera.

Según estudios realizados se conoce que con el ahorro de 1 kWh en el eje del motor supone 1.06 kWh de ahorro en el punto de acometida de la industria.

Entre la central eléctrica que genera la energía y el consumidor, existen 3 redes básicas de transporte de la energía eléctrica.

- Red de transmisión (110 - 220) kV
- Red de subtransmisión (33.4 y 13.8) kV
- Red de distribución de baja tensión (220 y 110) V

La red de distribución en baja tensión es la que peor rendimiento tiene, aproximadamente un 96%. Las dos primeras tienen un rendimiento medio más alto, del 98,5%. Al aplicar estos rendimientos a 1,06 kWh obtenemos que para obtener 1kwh en eje motor, es necesario generar 1,138 kWh en barras de Central.

El rendimiento medio de una central térmica convencional es aproximadamente del 36%, lo que supone que 1,138 kWh en barras de Central necesitan 3,16 kWh de energía primaria. La participación de este tipo de generación en el total nacional es cercana al 50%.

Un kWh ahorrado en eje de motor, cada día, durante un año, supone 1.153 kWh anujes ahorrados en energía primaria, lo que implicaría dejar de quemar más de media tonelada petróleo de una calidad intermedia.

Solo para el caso de la propuesta del CSAF sin tener en cuenta las demás propuestas realizadas, se dejaran quemar unos 24 ton de crudo con sus consecuentes emisiones de gases contaminantes.



Conclusiones

A partir de la realización del presente trabajo de diploma se arribaron las siguientes conclusiones:

1. Los Sistemas de Climatización Centralizada por Agua Helada (SCCAH) constituyen tecnologías termo hidráulicas complejas, a pesar de esto existen potencialidades de ahorro en el consumo de los portadores energéticos asociados.
2. A pesar de que las recientes normas cubanas NC: 45 -6 y NC 220-3 rigen el diseño energético de las instalaciones y sistemas presentes en los hoteles, las mismas no se han tenido en cuenta en casos particulares, además existen potencialidades técnicas de mejoras mediante enfoques multivariables no recogidos.
3. El presente trabajo puede emplearse como base teórica para la explotación eficiente de los SCCAH por parte del personal de servicios técnicos de hoteles.
4. En los CPAC mediante el control ON-OFF del caudal, tomado como referencia el funcionamiento de los compresores se ahorra energía eléctrica. Mediante el control variable de este caudal se puede garantizar el volumen necesario para cada condensador teniendo en cuenta las exigencias técnicas de los mismos, aumentando de esta forma su vida útil.
5. En los CSAC se puede mejorar la eficiencia de los intercambiadores de calor de placas logrando maximizar la temperatura de salida del fluido frío, variando su caudal y tomado como referencia la temperatura del agua procedente de la condensación, la temperatura de entrada del fluido frío y el caudal que recircula en el CPAC.
6. En los CPAF mediante el trabajo individual de las bombas con respecto a cada evaporador en funcionamiento, asociado a un control ON –OFF se ahorra energía eléctrica. Se puede mejorar además la transferencia de calor en el evaporador teniendo en cuenta el porcentaje de apertura de la válvula reguladora del refrigerante, su temperatura y la temperatura del agua.
7. En los CSAF a caudal variable se pueden establecer nuevas estrategias de operación si se integran al control la impedancia hidráulica de la red, la impedancia térmica del edificio y la temperatura ambiente.



8. El uso de variadores de velocidad en las bombas de los (SCCAH), se torna una alternativa atractiva para el diseño de sistemas eficientes por los beneficios que reportan.



Recomendaciones

- Divulgar el contenido de la tesis en los departamentos de servicios técnicos de los hoteles que cuenten con la climatización centralizada por agua helada de forma que constituya un material de estudio para técnicos y operarios.
- Desarrollar un proyecto piloto en el hotel que se tomó como caso de estudio que permita integrar el conocimiento de especialistas en ramas a fines con el objeto de estudio y tomar como objetivo desarrollar las propuestas de automatización de tareas que aquí se presentan.
- Valorar con más información de mercado en las características de los demás variadores de velocidad e instrumentación que se fabrican actualmente, con el objetivo de seleccionar nuevas variantes de compra que reduzcan al mínimo los gastos del conjunto de elementos que forman la parte de control del accionamiento.
- Que se haga extensivo en todos los hoteles del país y en cualquier otra instalación con características semejantes, el uso de la tecnología de caudal variable presente en el hotel objeto de estudio (Blau Costa Verde) por los beneficios que la misma reporta.

[Volver al índice](#)



Bibliografía

1. AEDENAT. *Cambio Climático y Energía*. España: [Consultado: 20090209]. Disponible: <http://www.uplqc.es/otros/asoc/>
2. AGUIRRE, C. *Ahorro de energía en HVAC de hoteles mediante el uso de variadores de velocidad*. [en línea]. [Consultado: 20090502]. Disponible en: <http://www.ase.org/>
3. ARMAS VALDÉS, J.C.; S. MONTELIER HERNÁNDEZ. *Análisis comparativo de estrategias de operación en sistemas de climatización centralizados por agua helada*. La Habana: Centro de Estudios de Energía y Medioambiente (CEEMA), 2005.
4. *El clima como característica extrínseca de la vivienda*. Valencia: 2003. Vol. 2.
5. D.E.Agency. *CoolPack* Disponible: <http://www.doe2.com>
6. DOE-2. *Building Energy Use and Cost Analysis Tool*. [en línea]. [Consultado: 20081007]. Disponible: <http://www.doe2.com>
7. E.P. COMPANY. [en línea]. [Consultado: 20080908]. Disponible: <http://www.energyplus.com>
8. ESCOBAR PALACIO, J.C. *Análisis estacional del comportamiento energético del Hotel "Jagua"*. Tesis en opción al grado de Master en Ciencias. Universidad de Cienfuegos. 2006
9. GÓNGORA RUÍZ, Y.; Y.R. ALFONSO TAMAYO. *Análisis de los regímenes de explotación de los sistemas de Impulsión de Agua Fría y Caliente en el Hotel Blau Costa Verde*, Tesis en opción al título de ingeniero eléctrico. ISMM 2007
10. INCROPERA 2003
11. Manual de aislamiento térmico de tuberías y depósitos. 93p
12. Manual de tuberías de PVC. 2004
13. MILLÁN, M. *Intercambiadores de calor de placas*. Departamento de ingeniería térmica, septiembre 2002.
14. MONTELIER HERNÁNDEZ, S. *Reducción del Consumo de Energía en instalaciones con sistemas de climatización centralizados todo-agua a flujo constante*. Tesis en opción al grado de doctor en Ciencias. Universidad de Cienfuegos. 2008
15. MONTERO LAURENCIO, R. *Diagnóstico Energético Hotel LTI Costa Verde Beach Resort*. Moa: Grupo de Eficiencia Energética de Moa, ISMMM, 2002. 81p



16. _____. *Diagnóstico Energético Hotel Blau Costa Verde*. Moa: Centro de Estudios de Energía y Tecnología Avanzada de Moa, ISMMM, 2008. 79p.
17. _____. *Diagnóstico Energético Hotel Yuraguana*. Moa: Centro de Estudios de Energía y Tecnología Avanzada de Moa, ISMMM, 2008. 79p.
18. Morillón Gálvez, D. *Arquitectura Bioclimática*. Barcelona: 2002.
19. MONTEAGUDO YÁNES, J.P. *Considerar los Factores Climatológicos durante la explotación reduce el consumo de potencia en los Chillers en más de un 15%*. En: Congreso Internacional de Energía Renovable. Varadero, 2005.
20. NC: 45-6: *Bases para el diseño y construcción de inversiones turísticas parte 6: requisitos de mecánica*.
21. NC: 220-3:2005: *Edificaciones—requisitos de diseño para la eficiencia energética—parte 3: Sistemas y equipamiento de calefacción, ventilación y aire acondicionado*.
22. PÉREZ TELLO, C. *Comportamiento Térmico de Edificios*. México: Instituto de Ingeniería Universidad Autónoma de Baja California, 2003.
23. POLAINA DE LOS SANTOS, L; et al. *Instalaciones de climatización*. La Habana. Edición Revolucionaria, 1987. 272p.
24. QUADRI, N. *Nuevos conceptos de diseño en aire acondicionado*. Editorial Alsina- Buenos Aires- 2001.
25. Rey Fernández, J. *Estudio comparativo de métodos de cálculo de cargas térmicas en edificios*. [Consultado: 20090403]. Disponible: <http://www.energuia.com>
26. ROJAS NIETO, J.E. *Curso de Ahorro Energético*. Santiago de Cuba: Universidad de Oriente. 2007
27. Ruedas, J.A. *Consideraciones de diseño para disminuir el consumo energético en Hoteles de Sol y Playa en Cuba*. 2003
28. TECNECLIMA. *Climatización y Eficiencia Energética*. Buenos Aires: 2005.
29. UNE. *Condiciones de Diseño Exterior*. Vol. 100-001. La Habana: UNE, 2001
30. U. O. Wisconsin., "A Transient Systems Simulation program", The University of Wisconsin, Madison, United States. 2005.



Relación de anexos

Nº

- 1 [Tabla con valores medios de las variables climatológicas.](#)
- 2 [Esquema monolineal para el calentamiento del agua en el hotel Yuraguanal.](#)
[Condiciones climatológicas que rigen el diseño de instalaciones turísticas en](#)
- 3 [Cuba según NC: 45-1999.](#)
[Condiciones de temperatura seca y humedad relativa medias a mantener en](#)
- 4 [el interior de los locales de instalaciones turísticas según NC: 45-1999.](#)
[Condiciones de confort para el diseño de instalaciones turísticas según NC:](#)
- 5 [45-1999.](#)
- 6 [Algunas normativas importantes de la NC:45-6 y NC:220-3](#)
- 7 [Listado de señales de las propuestas.](#)
- 8 [Planos de diseño general de todas las propuestas](#)
- 9 [Planos de diseño para propuesta CPAF](#)
- 10 [Planos de diseño para propuesta CSAF](#)
- 11 [Planos de diseño para propuesta CPAC y CSAC](#)
- 12 [Plano general del hotel Blau Costa Verde elaborado en Autocad.](#)
- 13 [Tabla con el costo total de la inversión.](#)
- 14 [Tabla con el costo total de la inversión para CSAF y CPAF](#)
- 15 [Tabla con el costo total de la inversión para CSAC y CPAC](#)



Anexo Nº 1: Tabla con valores medios de las variables climatológicas en la zona de estudio (1970-2007).

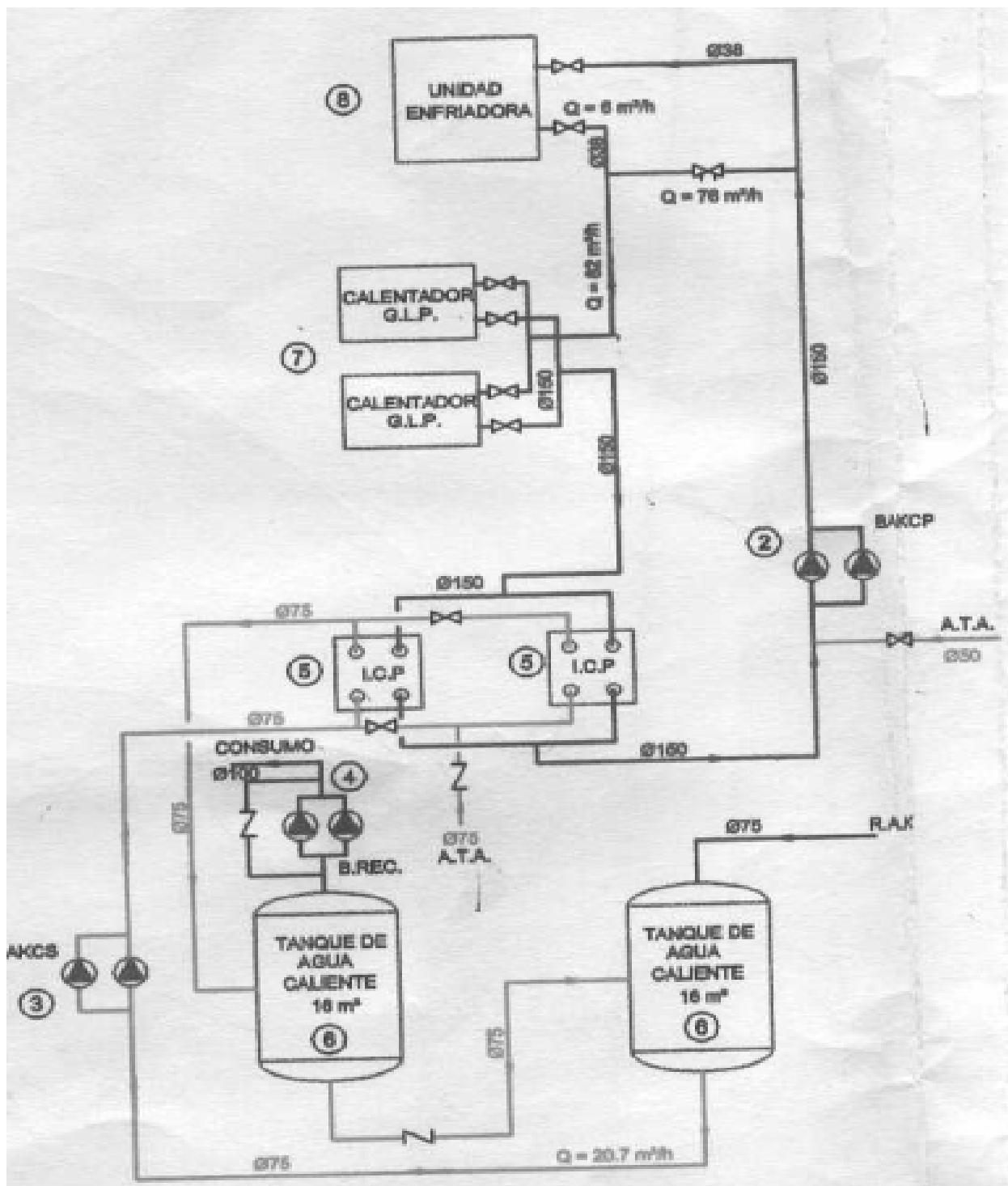
[Relación de anexos](#)

Variable Climatológica	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Temperaturas Máximas Medias	26.8	26.9	27.5	28.3	29.4	30.5	30.9	31.2	31.1	30.2	28.7	27.5
Temperaturas Mínimas Medias	22.2	22.0	22.5	23.2	24.2	25.3	26.0	25.7	25.2	24.5	24.2	23.0
Temperatura Medias	24.6	24.5	24.9	25.7	26.7	27.9	28.4	28.5	28.2	27.5	26.6	25.5
Temperatura Máxima Absoluta	29.2	29.4	31.1	30.5	31.5	31.9	32.1	32.4	32.5	32.0	30.6	29.3
Temperatura Mínima Absoluta	17.8	18.0	18.0	19.9	21.3	22.4	23.1	22.5	22.7	21.3	20.7	18.6
Total de Lluvias Mensuales(mm)	53.8	46.0	57.0	54.6	90.8	45.8	37.7	62.3	78.6	162.6	129.9	77.3
Total de días con Lluvias	10	7	8	6	9	6	8	10	12	15	14	12
Rapidez del viento predominante	19.6	18.6	18.6	17.2	15.2	14.8	16.4	15.8	14.8	15.7	19.0	20.0
Humedad Relativa	80.1	79.4	79.1	78.9	81.7	82.4	81.1	81.1	80.9	81.8	80.7	80.2



Anexo N° 2: Esquema monolineal para el calentamiento del agua en el hotel Yuraguanal.

[Relación de anexos](#)





Anexo N° 3: Condiciones climatológicas que rigen el diseño de instalaciones turísticas en Cuba según NC: 45-6-1999.

[Relación de anexos](#)

Ciudad (territorio)	Condiciones de Verano		DT diario (°C)	Condic. de invierno T.B.S. (°C)	Vientos predominantes Km/h	
	T.B.S. (°C)	H.R. (%)			Verano	Invierno
San Antonio	32	70	8,5	16,5	8 ENE	14 NE
Pinar del Río	32	64	10,0	13,5	7 E	10 E
Bahía Honda	32,5	61	10,0	13,5	6 E	8 ESE
C. de La Habana	32	62	8,0	17	10 ENE	14 E
Isla de la Juventud	32	67	8,5	14,5	8 E	13 E
Matanzas	33	61	9,5	15	7 ENE	10 NE
Varadero	33	66	9,5	14	-	-
Santa Clara	33	60	11,0	13,5	5 E	8 ESE
Cienfuegos	33	60	10,5	14,5	5 E	12 NE
Sagua La Grande	33,5	63	10,5	14	6 E	8 E
Topes de Collantes	(27)'	73	4,0	(10,5)'	10 E	10 NE
Trinidad	33	60	4,5	16,5	8 E	12 ENE
Sancti Spiritus	33,5	63	10,5	16	16 NNE	8 N
Ciego de Avila	34	59	11,5	13,5	7 EN	12 N
Morón	34	65	10,5	14,5	10 E	13 NE
Esmeralda	34	59	11,5	12,5	7 E	7 E
Camaquëy	34	59	12	14,5	12 E	15 NE
Nuevitas	31,5	58	7,5	17	14 E	16 E
Las Tunas	33,5	60	11,5	14,5	11 E	11 NE
Gibara	32	70	8,0	17	-	-
Banes	33	57	10,0	16,5	14 E	13 E
Pinares de Mayarí	(27)'	61	10,0	(12,5)'	-	-
Santiago de Cuba	33,5	60	11,5	16,5	18 NE	8 NE
Cabo Cruz	33	69	9,0	17'	14 ESE	15 NNE
Gran Piedra	(23,5)'	84	7,5	(11)'	18 NE	24 NNE
Punta Maisí	33	69	7,0	19	16 E	17 ENE

KARISMA DIGITAL



Anexo Nº 4: Condiciones de temperatura seca y húmeda relativa media a mantener en le interior de los locales de instalaciones turísticas

[Relación de anexos](#)

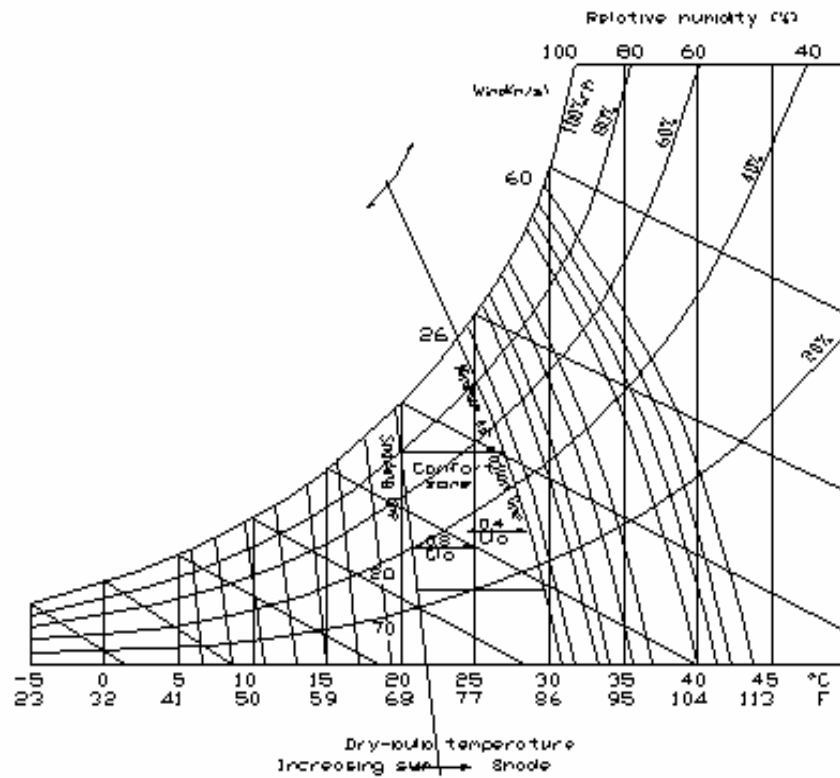
Locales	Temperatura bulbo seco °C	Humedad relativa %	Tipo de instalación				Observaciones
			A	B	C	D	
Larga permanencia del huésped	24 25	45 – 60 -	5/4 3	5/4 3	5/4 3	- 3	Ver nota 1
Dormitorios, suites							
Aparthotel							
Restaurante cerrado							
Centro Nocturno cerrado							
Salones de funciones							
Bares cerrados							
Corta permanencia del huésped,	25 - 26	45 - 60	5/4 (3)	5/4 (3)	5/4 (3)	- (3)	Ver nota 1
Cafeterías							
Tiendas							
Salones de belleza							
Otros locales de servicio al huésped							
Vestíbulos	25 - 26	45 - 60	5 4/3	- (5)	- -	- -	
Pasillos							
Áreas administración y servicio no vinculada a la presencia del huésped	25 - 26	45 - 60	5/4 (3)	5/4 (3)	5/4 (3)	- (3)	Ver nota 1
Áreas de preelaboración	18 - 20	45 - 60	5/4 (3)	5/4 (3)	5/4 (3)	3	

KARISMA DIGITAL

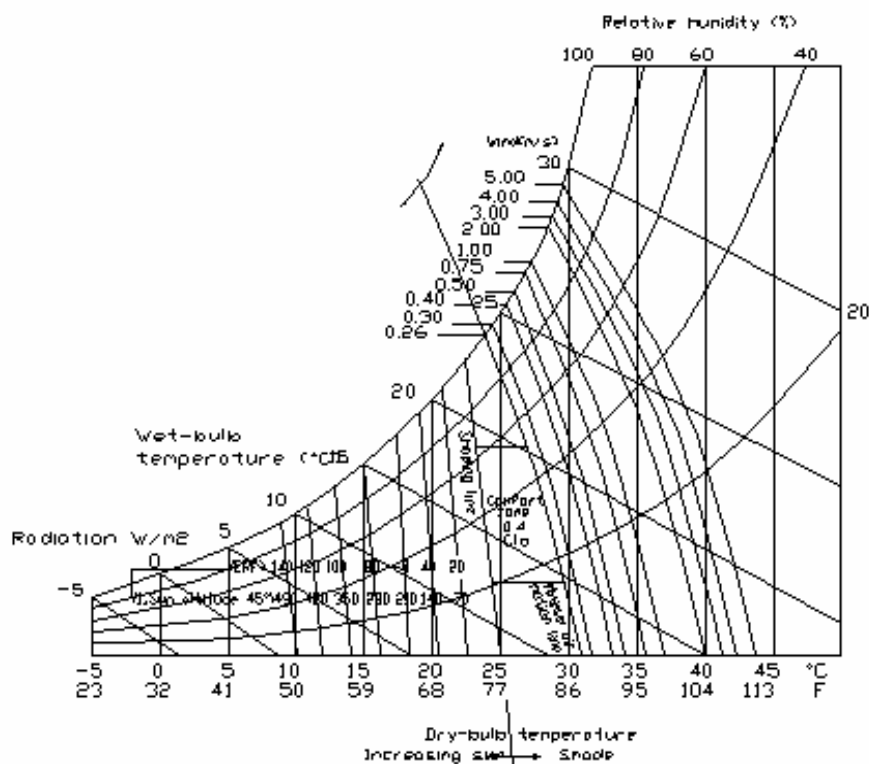


Anexo Nº 5: Condiciones de confort para el diseño de instalaciones turísticas según NC: 45-6-1999.

[Relación de anexos](#)



KARISMA DIGITAL



KARISMA DIGITAL

Anexo N° 6: Algunas normativas importantes de la NC: 45-6 y NC: 220-3.

Espesores de aislamiento mínimo de tuberías (mm).

Relación de anexos

Conductividad del aislamiento			Diámetro nominal de la tubería (mm)					
Rango de temperatura del fluido en operación °C	Rango de conductividad, W/(m.K)	Temp. Media °C	Derivación hasta 50 b	25 y menos	32 a 50	65 a 100	125 y 150	200 y más
Sistema de calentamiento (vapor, condensado y agua caliente)								
mayor 175	0,046-0,049	120	40	65	65	80	90	90
121-175	0,042-0,045	95	40	50	65	65	90	90
95-120	0,039-0,043	65	25	40	40	50	50	90
60-94	0,036-0,042	50	15	40	40	40	40	40
40-59	0,034-0,040	40	15	25	25	25	40	40
Agua caliente doméstica y de servicios ^e								
40 y mayor	0,034-0,040	40	15	25	25	40	40	40
Sistemas de enfriamiento (agua fría, salmuera y refrigerante) ^d								
4-10	0,033-0,039	24	15	15	20	25	25	25
Por debajo de 4	0,033-0,039	24	25	25	40	40	40	40

Locales		Temperaturas interiores					
		Bulbo seco			Bulbo húmedo		
		K	(°C)	Desviación	K	(°C)	Desviación
1		2	3	4	5	6	7
Hoteles	Habitaciones	297	(24)		292	(19)	
	Vestíbulos y otros	298	(25)	±2.0	293	(20)	±2.0
	Cabarets	296	(23)	±2.0	291	(18)	±2.0
	Dancing Light	296	(23)		291	(18)	
Centros nocturnos (Clubes)		297	(24)	±2.0	292	(19)	±2.0
Barberías y peluquerías		297	(24)		292	(19)	
Locales de servicios personales		297	(24)		292	(19)	

Ciudad (territorio)	Condiciones de verano		DT diario	Condiciones de invierno	Vientos predominantes	
	TBS (°C)	HR (%)	(°C)	TBS (°C)	Verano	Invierno
Gibara	32	70	8.0	17	-	-
Banes	33	57	10.0	16.5	14 E	13 E

Ajuste del termostato para diferentes horarios del día.

[illegible]



Anexo Nº 7: Listado de señales de las propuestas

Relación de anexos

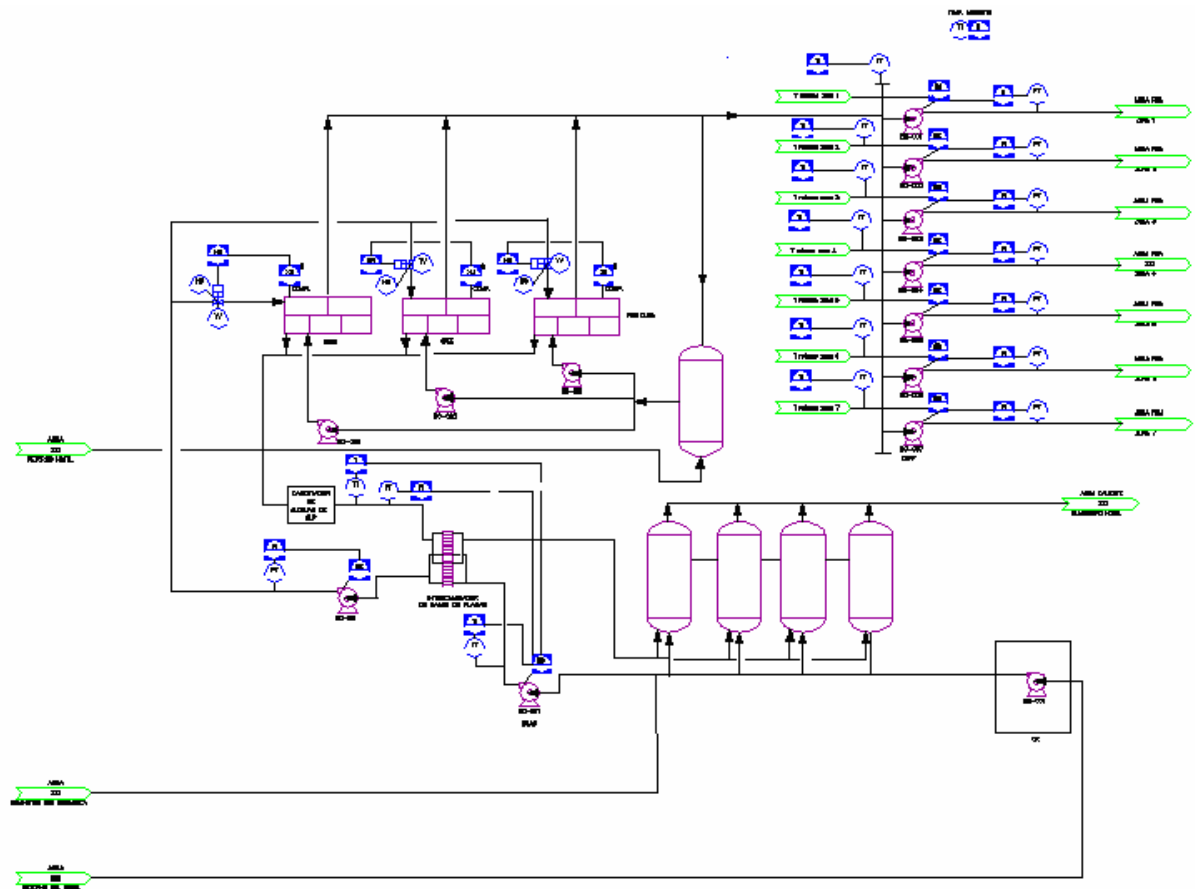
Nº	Código	Listado de señales	P&ID	Tipo
1.	HS-001	Accionamiento local	1	AI
2.	HS-001	Accionamiento remoto	1	AI
3.	XU-002	Estado de operación de compresor	1	DI
4.	SI-003	Variador de velocidad bomba CPAF	1	AO
5.	HS-004	Accionamiento local	1	AI
6.	HS-004	Accionamiento remoto	1	AI
7.	XU-005	Estado de operación de compresor	1	DI
8.	SIC-006	Variador de velocidad bomba CPAF	1	AO
9.	HS-007	Accionamiento local	1	AI
10.	HS-007	Accionamiento remoto	1	AI
11.	XU-008	Estado de operación de compresor	1	DI
12.	SIC-009	Variador de velocidad bomba CPAF	1	AO
13.	SIC-010	Variador de velocidad bomba CPAC	1	AO
14.	SIC-011	Variador de velocidad bomba CSAC	1	AO
15.	TT-010	Temperatura de entrada a intercambiadores de calor (CPAC)	1	AI
16.	FI-011	Flujómetro magnético	1	AI
17.	TT-012	Temperatura de entrada a intercambiadores de calor (CSAC)	1	AI
18.	SIC-015	Variador de velocidad bomba (CSAF) zona 1	1	AO
19.	SIC-016	Variador de velocidad bomba (CSAF) zona 2	1	AO
20.	SIC-017	Variador de velocidad bomba (CSAF) zona 3	1	AO
21.	SIC-018	Variador de velocidad bomba (CSAF) zona 4	1	AO
22.	SIC-019	Variador de velocidad bomba (CSAF) zona 5	1	AO
23.	SIC-020	Variador de velocidad bomba (CSAF) zona 6	1	AO
24.	SIC-021	Variador de velocidad bomba (CSAF) zona 7	1	AO
25.	TT-016	Temperatura ambiente	1	AI
26.	TT-020	Temperatura en el colector.	1	AI
27.	PIT-019	Presión en la descarga de la bomba zona 1	1	AI
28.	PIT-021	Presión en la descarga de la bomba zona 2	1	AI
29.	PIT-023	Presión en la descarga de la bomba zona 3	1	AI
30.	PIT-025	Presión en la descarga de la bomba zona 4	1	AI
31.	PIT-027	Presión en la descarga de la bomba zona 5	1	AI
32.	PIT-029	Presión en la descarga de la bomba zona 6	1	AI
33.	PIT-031	Presión en la descarga de la bomba zona 7	1	AI
34.	TT-021	Temperatura de retorno zona 1	1	AI
35.	TT-021	Temperatura de retorno zona 2	1	AI
36.	TT-021	Temperatura de retorno zona 3	1	AI
37.	TT-021	Temperatura de retorno zona 4	1	AI
38.	TT-021	Temperatura de retorno zona 5	1	AI
39.	TT-021	Temperatura de retorno zona 6	1	AI
40.	TT-021	Temperatura de retorno zona 7	1	AI

Nota:

AI: Entrada analógica, AO entrada digital, DI entrada digital.

Anexo N° 8: Planos de diseño general de todas las propuestas.

Relación de anexos



Leyenda:

SIC: Variador de velocidad controlado por PLC.

TT: Termorresistencia PT-100 con convertidor en le cabezal con comunicación con PLC.

PI: Transmisor de presión diferencial con comunicación con PLC.

FT: Flujómetro magnético.

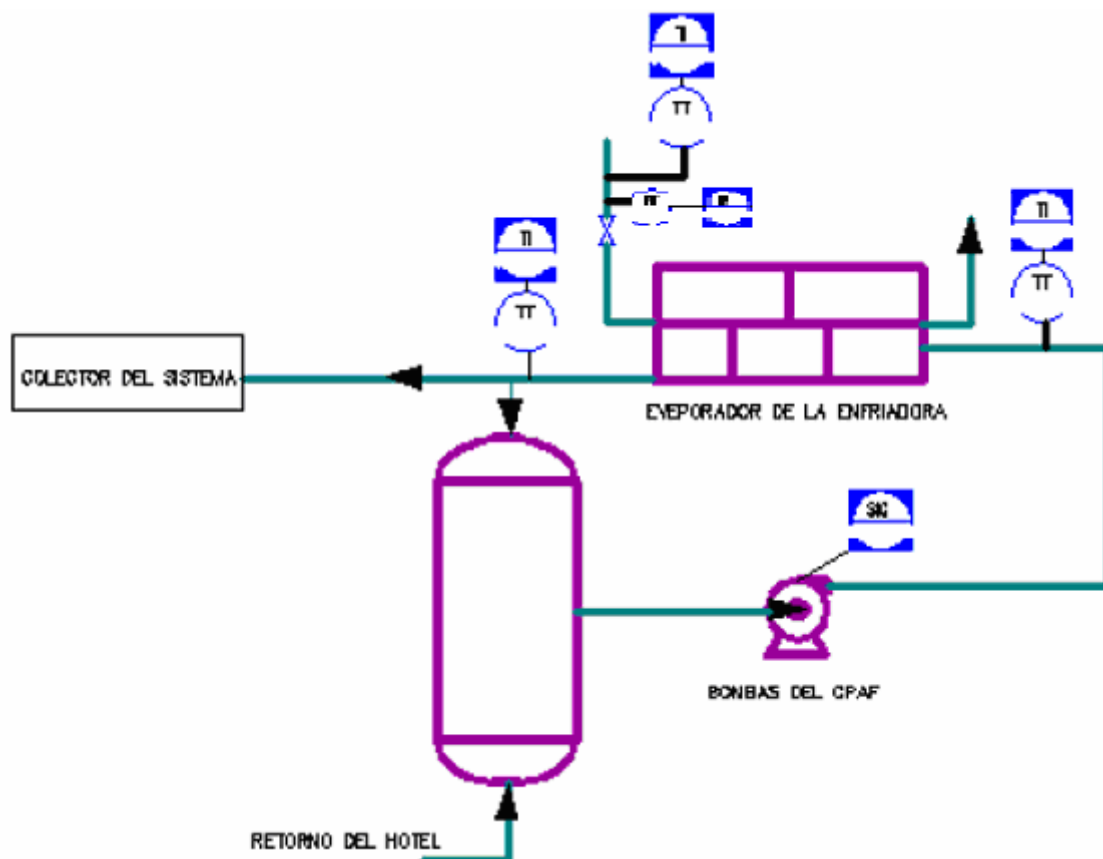
HS: Hand Switch (válvula)

XU: Da al PLC el estado de operación de los compresores. (On-Off)



Anexo Nº 9: Planos de diseño para CPAF

[Relación de anexos](#)



Leyenda:

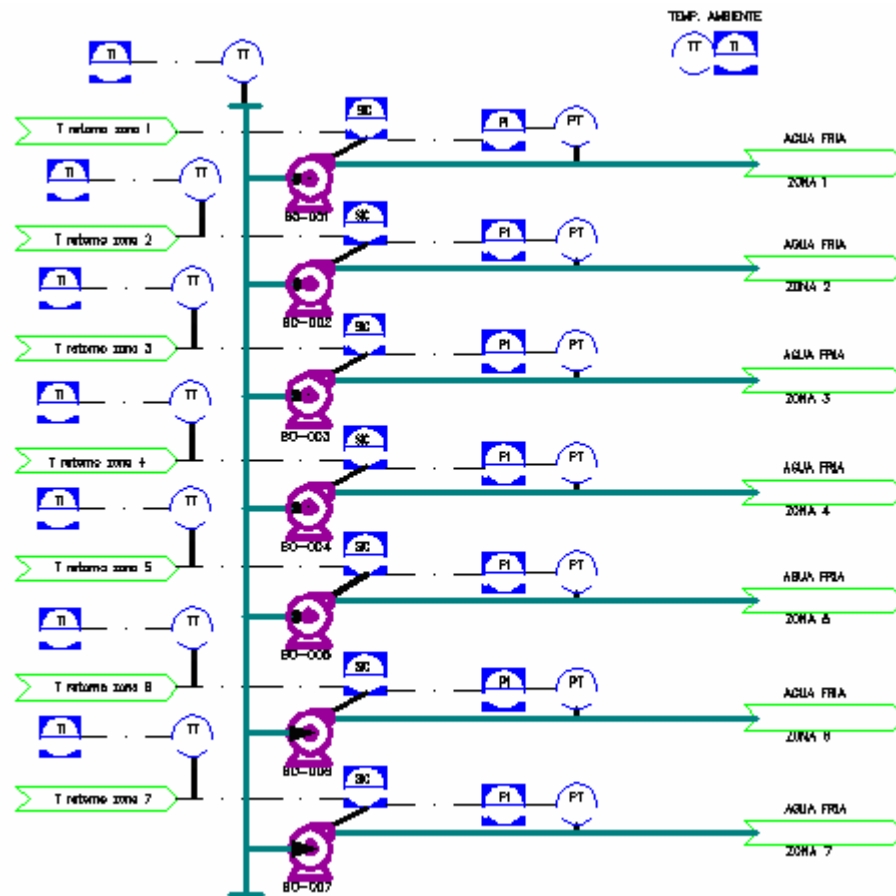
SIC: Variador de velocidad controlado por PLC.

TT: Termorresistencia PT-100 con convertidor en le cabezal con comunicación con PLC.

FT: Platillo orificio

Anexo Nº 10: Planos de diseño para propuesta CSAF

[Relación de anexos](#)



Leyenda:

PI: Transmisor de presión diferencial con comunicación con PLC.

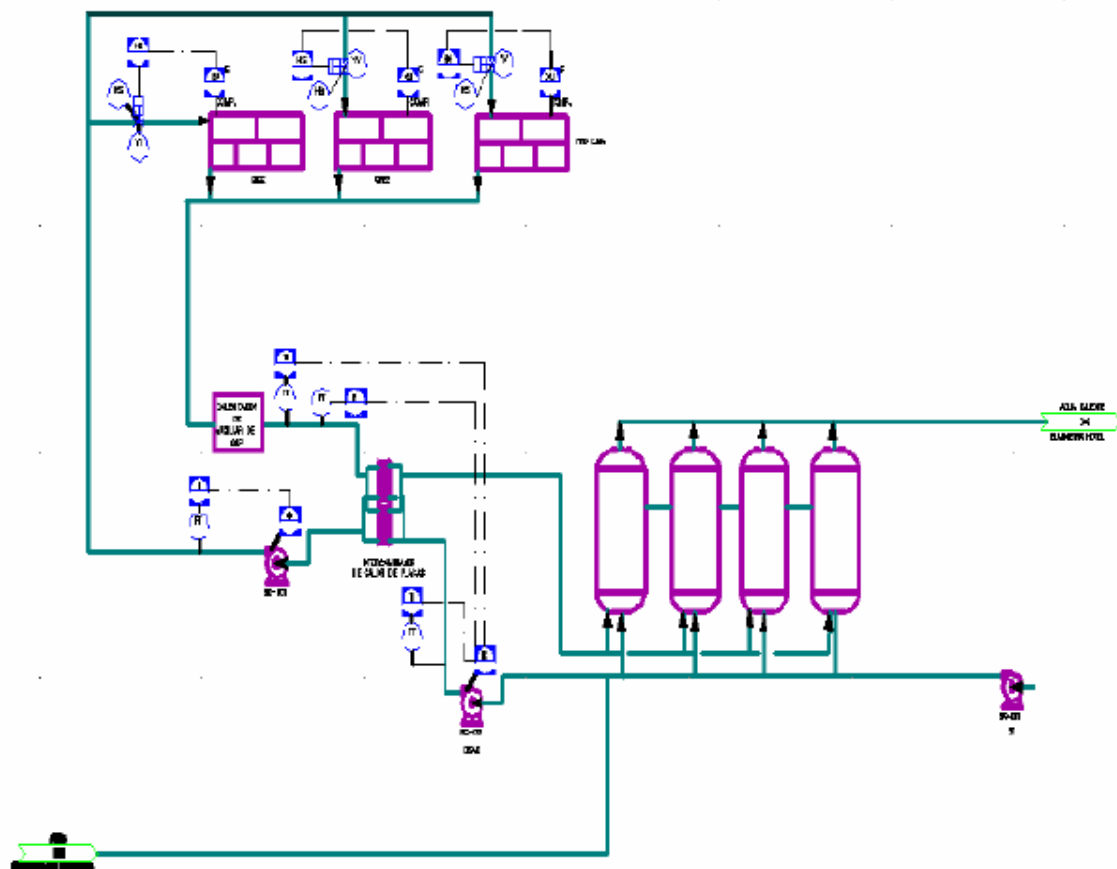
TT: Termoresistencia PT-100 con convertidor en el cabezal con comunicación con PLC.

SIC: Variador de velocidad controlado por PLC.



Anexo Nº 11: Planos de diseño para propuesta CPAC y CSAC

[Relación de anexos](#)



Leyenda:

SIC: Variador de velocidad controlado por PLC.

TT: Termoresistencia PT-100 con convertidor en el cabezal con comunicación con PLC.

PT: Transmisor de presión diferencial.

FT: Flujómetro magnético.

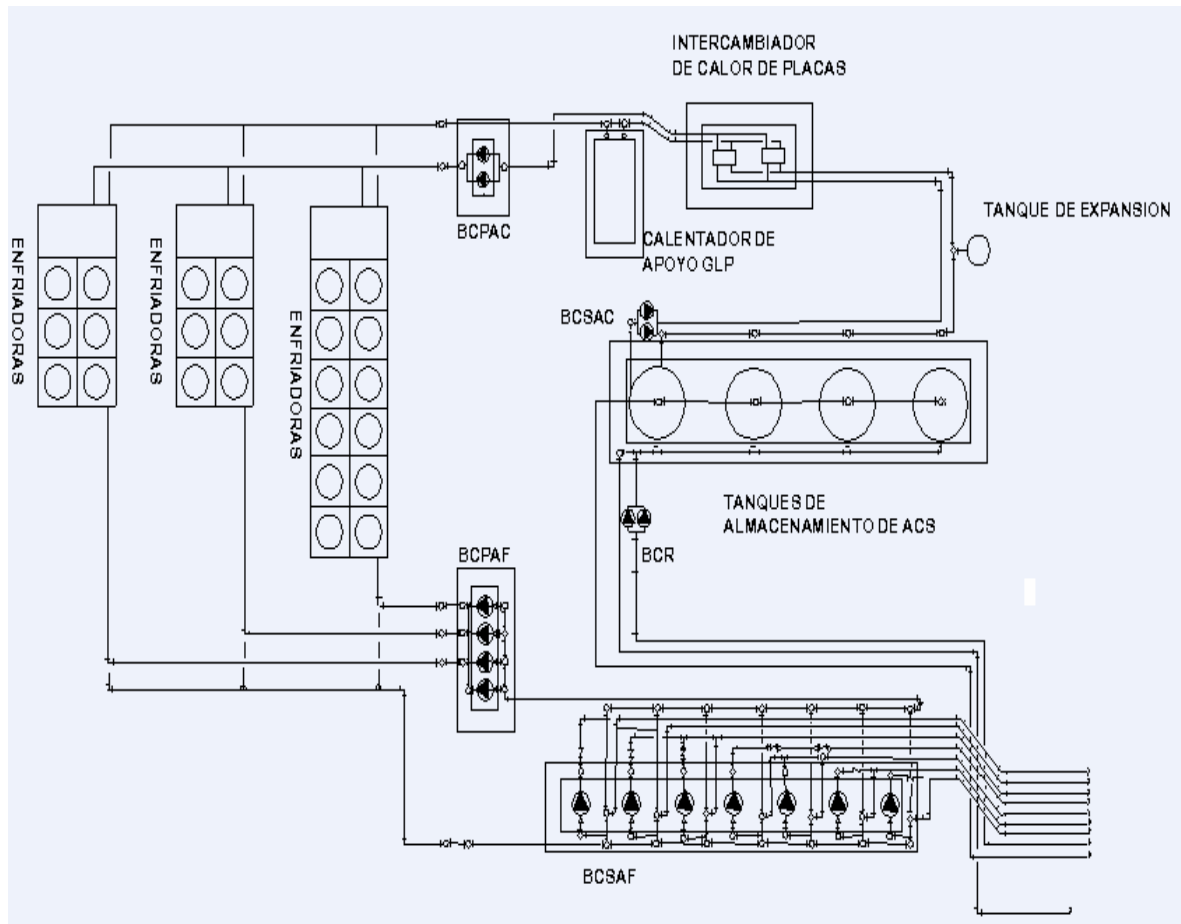
HS: Hand Switch (válvula)

XU: Da al PLC el estado de operación de los compresores. (On-Off)



Anexo Nº 12: Plano general del hotel Blau Costa Verde elaborado en Autocad.

[Relación de anexos](#)





Anexo N° 13: Tabla con el importe total de la inversión

[Relación de anexos](#)

		Costo Unitario	Mat.	Fuerza de Trabajo		TOTAL		TOTAL GENERAL
Denominación	Cant.	CUC	CUC	CUC	CUP	CUC	CUP	CUC+CUP
Termorresistencia Pt 100 con convertidor en el cabezal. Rango de Medición 0 a 150°C.	20	220	4,408	132	528	4,540	528	5,069.20
Transmisor de presión diferencial	8	911	7,289	218	874	7,508	874	8,383.04
Variador de Velocidad (Altivar 31, 20hp)	6	2,525	15,151	454	1,818	15,606	1,818	17,424.57
Válvula de bola. R 1/2" G.PN25.	3	82	248	7.46	29	256	29	285.90
Módulo de entradas analógicas 16 canales para PLC; Modicom TSX Momentum M1; Modelo: 170 AAI14000	3	806	2,419	72	290	2,491	290	2,782.08
Platillo orificio	4	553	2,213	66	265	2,280	265	2,545.64
Modulo de salidas analógicas 4 canales	3	806	2,419	72	290	2,491	290	2,782.08
Modulo de salidas discretas 4 canales	1	809	809	24	97	833	97	930.35
Variador de Velocidad (Hyunday 7 hp)	5	1,219	6,098	182	731	6,280	731	7,012.70
TOTAL EQUIPOS			41,057	1,231	4,926	42,288	4,926	47,215.56



Anexo N° 14: Importe total de la inversión para CSAF y CPAF

Importe total de la inversión para CSAF

[Relación de anexos](#)

		Costo Unitario	Mat.	Fuerza de Trabajo		TOTAL		TOTAL GENERAL
Denominación	Cant.	CUC	CUC	CUC	CUP	CUC	CUP	CUC+CUP
Termorresistencia Pt 100 con convertidor en el cabezal. Rango de medición 0 a 150°C.	9	220	1,984	60	238	2,043	238	2,281
Transmisor de presión diferencial	7	911	6,378	191	765	6,570	765	7,335
Variador de Velocidad (Altivar 31, 20hp)	6	2,525	15,152	455	1,818	15,606	1,818	17,425
Módulo de entradas analógicas 16 canales para PLC; Modicom TSX Momentum M1; Modelo: 170 AAI14000	3	806	2,419	73	290	2,492	290	2,782
Modulo de salidas analógicas 4 canales	2	806	1,613	48	194	1,661	194	1,855
TOTAL EQUIPOS			27,546	826	3,305	28,372	3,305	31,678

Importe total de la inversión para CPAF

		Costo Unitario	Mat.	Fuerza de Trabajo		TOTAL		TOTAL GENERAL
Denominación	Cant.	CUC	CUC	CUC	CUP	CUC	CUP	CUC+CUP
Termorresistencia Pt 100 con convertidor en el cabezal. Rango de medición 0 a 150°C.	9	220	1,984	60	238	2,043	238	2,281
Platillo orificio	3	553	1,660	50	199	1,710	199	1,909
Modulo de salidas analógicas 4 canales	1	806	806	24	97	831	97	927
Variador de Velocidad (Hyunday 7 hp)	3	1,220	3,659	110	439	3,769	439	4,208
TOTAL EQUIPOS			8,109	243	973	8,352	973	9,325



Anexo Nº 15: Importe total de la inversión para CSAC y CPAC

Importe total de la inversión para CSAC

[Relación de anexos](#)

		Costo Unitario	Mat	Fuerza de Trabajo		TOTAL		TOTAL GENERAL
Denominación	Cant.	CUC	CUC	CUC	CUP	CUC	CUP	CUC+CUP
Termorresistencia Pt 100 con Convertidor en el cabezal. Rango de medición 0 a 150°C.	2	220	441	13	53	454	53	507
Platillo orificio	1	553	553	17	66	570	66	636
Variador de Velocidad (Hyunday 7 hp)	1	1,220	1,220	37	146	1,256	146	1,403
TOTAL EQUIPOS			2,214	66	266	2,280	266	2,546

Importe total de la inversión para CPAC

		Costo Unitario	Mat	Fuerza de Trabajo		TOTAL		TOTAL GENERAL
Denominación	Cant.	CUC	CUC	CUC	CUP	CUC	CUP	CUC+CUP
Transmisor de presión diferencial	1	911.20	911.20	27.34	109.34	938.54	109.34	1,047.88
Válvula de bola. R 1/2" G.PN25.	3	82.87	248.61	7.46	29.83	256.07	29.83	285.90
Modulo de salidas discretas 4 canales	1	809.00	809.00	24.27	97.08	833.27	97.08	930.35
Variador de Velocidad (Hyunday 7 hp)	1	1,219.60	1,219.60	36.59	146.35	1,256.19	146.35	1,402.54
TOTAL EQUIPOS			3,188.41	95.65	382.61	3,284.06	382.61	3,666.67