



Ministerio de Educación Superior
Facultad Metalurgia Electromecánica
Departamento de Mecánica

Trabajo de Diploma

En opción al título de Ingeniero Mecánico

Tema: Comportamiento energético de la recuperación de calor y balance dinámico en las instalaciones de climatización en el Hotel Packard.

Autor: Miguel Ángel Guerra Martínez

Tutores: Dr. C. Ever Góngora Leyva
Ing. Miguel Angel Guerra Noa

Año 59 del triunfo de la Revolución

CURSO: 2016-2017.

DECLARACION DE AUTORIDAD

Yo: Miguel Angel Guerra Martínez de conjunto con el profesor Doctor en Ciencias: Ever Góngora Leyva y el Ingeniero: Miguel Angel Guerra Noa, declaramos la propiedad intelectual de este trabajo, al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Dr. Antonio Núñez Jiménez, para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

Dr.C. Ever Góngora Leyva

Ing. Miguel Angel Guerra Noa

Miguel Angel Guerra Martínez

PENSAIMIENTO

*La inteligencia consiste no solo en el conocimiento,
sino también en aplicar los conocimientos en la
práctica.*

Aristóteles

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi papa Miguel Angel Guerra Noa por la ayuda y el desinteresado tutorio de esta tesis, por todos los conocimientos aportados en mi estadía en la Ciudad de la Habana y por los que le faltan por darme. A su familia por haberme acogido en su casa sin nada a cambio.

A mi Mama por haberme dado fuerzas para seguir adelante cuando he caído, a mi hermana por sus consejos invaluables y apoyo, a mis primos Liana y Ricardo por todo su incondicional cariño hacia mí, a mi tío que sé que está muy orgulloso de mí a pesar de hoy no poder estar conmigo, a mis abuelos ya que sin ellos y sin su amor nunca hubiese llegado a la meta de mis estudios. A mi novia por todo su amor hacia mí y a mis Suegros por el cariño que me tienen y tratarme como un hijo más para ellos.

Agradezco a todos los profesores del Instituto Superior Minero Metalúrgico “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, en especial al Dr. C. Ever Góngora Leyva por haberme enseñado los conocimientos necesarios para terminar mi carrera satisfactoriamente y por haber confiado en mí para la realización de este trabajo de tesis.

A mis compañeros de aula que en el transcurso de cinco años nos hemos hecho un grupo de hermanos, que ojalá nunca nos olvidemos unos de otros, ya que este logro lo hemos alcanzado todos juntos.

A todos los compañeros del departamento de Inversiones de la Empresa ALMEST, Ela, El Chino, Toni, Yami, Johan, Pupo, Chao, Raggib, Raulito, y otros, por haberme acogido sin nada a cambio y por todas las ayudas que recibí para la realización de este Trabajo

A todos los que de una forma u otra hicieron posible mi sueño
Muchas Gracias:

El Autor

DEDICATORIA

Dedico esta tesis en especial a mi abuelo Ricardo Martínez Domínguez, mi papa Miguel Angel Guerra Noa, a mi mamá Lissette Martínez Hernández, a mi hermana Grethell Beatriz Guerra Martínez, y a mi tío Gustavo Martínez Hernández, por ser las personas que creyeron en mi desde el principio y me brindaron una ayuda incomparable para hacer posible este sueño. A todos ellos y a los que contribuyeron a cumplir esta meta, les dedico este éxito

El Autor

RESUMEN

En el siguiente trabajo se realizó el estudio de la carga térmica del Hotel Packard, donde se determinó la capacidad total de 2 512,3 kW, afectados por el valor de simultaneidad de 0,85 y se tomó como resultado general 2 125,8 kW, por lo que serán necesarias ocho Enfriadoras de 281,0 kW cada una. Se efectuó la valoración de la instalación de clima con recuperadores de calor de flujos paralelos, para realizar una comparativa del consumo energético y el ahorro que se obtiene instalando este sistema novedoso en la Unidades Manejadoras de Aire dando un ahorro de 5 5097,2 cuc/(kW·año) en energía recuperada. Se demostró la importancia del equilibrado hidráulico, con válvulas de presión diferencial y el ahorro de energía que aporta este y a su vez, la importancia para mantener el correcto funcionamiento de los equipos que intervienen en la climatización del edificio y el aumento de su eficiencia garantizando el confort deseado.

ABSTRACT

In the following work he/she was carried out the study of the thermal load of the Hotel Packard, where the total capacity of 2 512,3 kW was determined, affected by the value of simultaneity of 0,85 and he/she takes general 2 125,8 kW as a result, for what you/they will be necessary eight Cooling of 281,0 kW each one. The valuation of the climate installation was made with recuperates of heat of parallel flows, to carry out a comparative of the energy consumption and the saving that is obtained installing this novel system in the Units Manejadoras of Air giving a saving of 5 5097,2 cuc/(kW·año) in recovered energy. The hydraulic importance of the balanced one was demonstrated, with valves of differential pressure and the energy saving that it contributes this and in turn the importance to maintain the correct operation of the teams that you/they intervene in the air conditioning of the building and the increase of its efficiency guaranteeing the wanted comfort.

INDICE.

INTRODUCCION.....	1
CAPITULO I. MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL DE LA INVESTIGACION	4
1.1. Introducción	4
1.2. Sistemas de Climatización.....	4
1.3. Producción.....	4
1.4. Distribución.....	5
1.4.2. El circuito secundario de Agua Fría (AF) está formado por:	5
1.4.3. Distribución de Agua Fría (AF) para el sistema central de aire acondicionado	6
1.5. Emisión.	7
1.6. Equipos y Componentes.....	8
1.6.2. Objetivo y funcionamiento	8
1.7. Fan-Coil.....	9
1.7.1. Diseño y funcionamiento	9
1.8. Bombas Centrifugas	10
1.9. Estimación de las cargas térmicas de los locales.....	11
1.9.1. Calor Sensible y Latente.....	11
1.10. Organización funcional general.	12
1.10.1. Configuración	14
1.11. Recuperación individual del Sistema de Clima.....	14
1.11.1. Beneficios	14
1.11.2. Sistema de Clima Centralizado con recuperación de calor	15
1.11.3. Funcionamiento del Recuperador de Energía.	15
1.12. Recuperador estático de flujos paralelos.....	16
1.13. Equilibrado Hidráulico con controladores de presión diferencial.	17
1.14. Válvula de equilibrado	17
1.15. El equilibrado dinámico.....	18
1.16. Control de presión diferencial en el sistema de caudal variable.	21
1.17. Funcionamiento del equilibrado hidráulico y los controladores de presión diferencial..	21
1.18. Funcionamiento de las válvulas de presión diferencial en el Equilibrado Hidráulico. ...	22

1.19. Importancia del Equilibrado Hidráulico.	23
1.20. Conclusiones del capítulo:.....	27
CAPÍTULO II. MATERIALES Y MÉTODOS.	28
Introducción	28
2.1. Instrumentos de medición utilizados para el cálculo correspondiente	28
2.2 Procedimiento de cálculo para la estimación de la carga térmica	28
2.2.1. Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios	28
2.2.2. Ganancia de calor a través de componentes estructurales	29
2.2.3. Diferencias equivalentes de temperaturas.....	30
2.2.4. Concentración de personas como base de diseño	31
2.2.4.1. Ganancia por ocupantes.....	31
2.2.5. Ganancias de calor originadas por equipos instalados en el interior de los locales	32
2.2.5.1. Ganancia por iluminación	32
2.2.5.2. Ganancia por motores eléctricos	33
2.2.6. Ganancia de calor por infiltración y ventilación.....	33
2.2.6.1. Ganancia por infiltraciones	33
2.2.6.3. Ventilación exterior	34
2.3. Ciclo básico de aire acondicionado	35
2.4. Método de cálculo	36
2.4.1. Cálculo del Factor de Calor Sensible del Local (FCSL).....	36
2.4.2. Factor de Calor Sensible Total (FCST).....	36
2.4.3. Factor de Calor Sensible Efectivo (FCSE).....	37
2.4.4. Determinación del APR	37
2.4.5. Caudal de suministro al local.....	37
2.5. Metodología de cálculo para determinar la energía necesaria en el sistema de Clima Centralizado por Agua Fría sin Recuperación de Calor.	39
2.5.1. Cálculo de la cantidad de calor sensible del aire de renovación.	40
2.6. Metodología de cálculo para el sistema de clima con recuperación de calor.	42

2.6.1. Cálculo del calor sensible del aire viciado que se expulsa al medio exterior.....	43
2.6.2. Cálculo de la cantidad de Calor Sensible del flujo de aire que entra al recuperador como renovación.	46
2.6.3. Cantidad de calor sensible necesaria para llevar la temperatura del aire que entra a la cámara de mezcla hasta la temperatura de calor sensible del local.....	46
2.6.4. Cálculo de la temperatura en la cámara de mezcla.....	48
2.7. Autoridad de la valvula de control.....	49
2.8. Conclusiones del Capítulo:	50
CAPITULO III. ANALISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACION ECONOMICA Y MEDIO AMBIENTAL.	51
3.1. Introducción.....	51
3.2. Resultados de la Carga Térmica.....	51
3.2.1. Selección de equipamientos.....	57
3.3. Tabla de resultados del cálculo del calor sensible necesario para llevar la temperatura del aire en la cámara de mezcla hasta la temperatura de calor sensible del local.	63
3.3.1. Tabla de resultados del cálculo del Calor Sensible necesario para llevar la temperatura del aire en la cámara de mezcla hasta la temperatura de calor sensible del local con el tratamiento del aire con el recuperador de calor.	64
3.4. Cálculo de autoridad de las válvulas de control.....	66
3.5. Costes producidos por el incomfort.	68
3.6. Costes de bombeo comparados con los costes de incomfort.....	69
3.7. Pérdidas del sistema sin la instalación de las válvulas de equilibrado.	71
3.8. Valoración económica.	72
3.9. Impacto Medio Ambiental.	73
3.9. Conclusiones del Capítulo.....	75
CONCLUSIONES GENERALES.	77
RECOMENDACIONES	78

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	79
ANEXOS	82

INTRODUCCION

El turismo, nace en el siglo XIX, como consecuencia de la Revolución industrial, con desplazamientos, cuya intención principal es el ocio, descanso, cultura, salud, negocios o relaciones familiares. A raíz de esto las naciones se han visto en la obligación de crear un local donde alojar estos turistas. Esto es de vital importancia, por el aporte económico y cultural, que traen consigo estos viajeros, por tanto se crearon los Hoteles.

Un hotel, es un edificio planificado y acondicionado para otorgar servicio de alojamiento a las personas y que permite a los visitantes sus desplazamientos. Los hoteles, proveen a los huéspedes de servicios adicionales como restaurantes, piscinas y guarderías. Algunos hoteles tienen servicios de conferencias y animan a grupos a organizar convenciones y reuniones en su establecimiento. Además, se clasifican en categorías según el grado de confort, posicionamiento y el nivel de servicios que ofrecen. Hoy en día, se han convertido en unas de las fuentes más importantes de la economía del país en que se encuentre, ya que en los tiempos que estamos viviendo, el viaje y el turismo se han convertido en una parte más de la cultura de los pueblos.

Países como la India (Dubái) y los Estados Unidos (Los Ángeles) por ejemplo, han tomado este tema con sutileza, ya que cuentan con los Hoteles de más alto estándares del mundo actual, trayendo esto consigo la competencia entre los otros países y el aumento tecnológico empleado para crear el mejor confort posible de los turistas, así aumentando su nivel de clasificación que va desde una estrella hasta cinco, que son los valorados como los hoteles de lujo

Situación Problemática.

En Cuba el turismo es de gran interés, ya que abarca casi el 70 % de la economía del país. Por su ubicación geográfica y su clima tropical los extranjeros desean pasar aquí sus vacaciones. Dado el avance tecnológico y el desarrollo de la ingeniería, se realiza la actualización continua de los equipos que componen las instalaciones hoteleras para el bienestar y el confort de los turistas. Para ello, se ha tenido que realizar grandes inversiones para satisfacer dicha demanda, pero esto ha traído consigo un alto nivel de consumo energético y dado que Cuba siempre ha tratado este tema con estrategia, por el déficit de la materia prima necesaria para introducir dicha energía, se ha creado

conmoción significativa para resolver dicha situación; por lo que se han realizado incontables proyectos y trabajos de ingeniería para mantener el control de los portadores energéticos.

Estas dificultades están presentes en el Hotel Packard, situado en la Ciudad de la Habana, el cual presenta esta fluctuación energética. Por tanto este trabajo está centrado en el estudio del comportamiento energético de la recuperación individual y el balanceo dinámico en las instalaciones de climatización centralizada por agua helada. Este es un sistema de alta tecnología, por lo cual es novedoso en su instalación.

Problema.

Elevado consumo energético por concepto de climatización centralizada por agua helada y deficiente equilibrado hidráulico del sistema de bombeo a caudal variable en el Hotel Packard de Ciudad de la Habana.

Objeto de Estudio.

Sistema de climatización centralizado por agua helada del Hotel Packard de la Ciudad de la Habana.

Campo de acción.

Eficiencia energética en los sistemas de climatización centralizada por agua helada.

Objetivos.

Seleccionar un sistema de climatización centralizada por agua helada para el Hotel Packard de Ciudad de la Habana, que garantice un mínimo consumo de portadores energéticos y disminuya su impacto sobre el medio ambiente.

Hipótesis.

Si se determinan la carga térmica real por concepto de climatización para el Hotel Packard de Ciudad de la Habana y los volúmenes de aire viciado que se expulsan al exterior con carga térmica útil, entonces se podrá realizar una correcta selección de un sistema de climatización centralizada por agua helada, que permita recuperar la energía útil del aire viciado que se expulsa al exterior y un correcto equilibrado hidráulico del

sistema de bombeo a caudal variable, garantizando el menor consumo energético y el menor impacto al medioambiente.

Objetivos específicos.

Determinar la carga térmica real por concepto de climatización para el Hotel Packard de Ciudad de la Habana y los volúmenes de aire y los volúmenes de aire viciado que se expulsan al exterior con energía útil.

Seleccionar el sistema de bombeo para el sistema de climatización centralizada por agua helada a caudal variable para el Hotel Packard de Ciudad de la Habana.

Realizar el equilibrado hidráulico del sistema de climatización centralizada por agua helada a caudal variable para el Hotel Packard de Ciudad de la Habana.

Tareas.

1. Realizar un análisis bibliográfico que permita el establecimiento del estado del arte sobre la temática tratada.
2. Establecer el comportamiento de los portadores energéticos en el año precedente y la incidencia de la climatización en los mismos.
3. Establecer el procedimiento de cálculo adecuado para la estimación de la carga térmica en los locales estudiados.
4. Estimar la carga térmica total sobre la batería de enfriamiento en cada local analizado.
5. Seleccionar los equipos a instalar en los locales que garanticen un consumo racional de energía eléctrica.
6. Evaluación de la recuperación individual de calor y del equilibrado hidráulico del sistema de climatización centralizado por agua helada, para conocer su comportamiento desde el punto de vista operacional
7. Valorar económicamente las propuestas efectuadas considerando el impacto ambiental asociado a la misma.

Aseguramientos.

Computadoras

Instrumentos de medición y trabajo

CAPITULO I. MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL DE LA INVESTIGACION

1.1. Introducción

En este capítulo se muestra toda la teoría sobre la tecnología utilizada para la climatización del Hotel Packard en la Ciudad de la Habana, haciendo mención de los equipos y materiales utilizados, así como el principio y composición que adopta el Sistema, haciendo énfasis en la carga térmica del hotel, la recuperación de calor mediante los equipos de doble flujo, las unidades manejadoras de aire con ciclos combinados de recuperación de calor y el equilibrado hidráulico con controladores de presión diferencial en las redes de distribución de agua fría para la climatización del hotel.

Este capítulo tiene como **Objetivo:**

Exponer los fundamentos teóricos del sistema de climatización que permita la evaluación del objeto de estudio.

1.2. Sistemas de Climatización

La climatización es una ciencia de amplia aplicación que abarca a su vez facetas diversas dentro del campo de la ingeniería y la misma se proyecta hacia dentro del mismo. Tiene como objeto la creación y mantenimiento de una atmósfera en la cual existen condiciones de temperatura, pureza y movimiento del aire tales que produzcan los efectos deseados por los ocupantes de dicho espacio. Su campo de empleo se encuentra distribuido en locales públicos, las residencias, almacenes, grandes edificios, transportes, locales de trabajo, etc. (Petitjean, 2002)

Existe una variedad de diseños y equipos para climatizar locales; por esta razón, y por el hecho de que varios sistemas participan de características comunes, es difícil hacer una clasificación con diferenciaciones netas entre unos y otros. (Petitjean, 2002)

Toda instalación de climatización, se compone de tres partes diferenciadas: producción térmica, distribución, emisión en los locales; cuando en un mismo equipo están incluidos todos los elementos, se dice que los equipos son compactos.

1.3. Producción.

Hay dos formas de producción por ciclo de compresión y por ciclo de absorción; la más extendida corresponde al ciclo de compresión.

El ciclo de compresión dispone de una zona de evaporación y otra de condensación unidas mediante el compresor y cerrándose el ciclo mediante una laminación. En la evaporación es donde se produce el frío necesario para la climatización y en la condensación es donde se cede el calor extraído en los locales. Atendiendo a estos factores, los equipos de producción se denominan con dos palabras, indicando en primer lugar el medio en el que se realiza la evaporación y después el medio condensante. Habitualmente tendremos cuatro tipos de equipos de producción: aire-aire; aire-agua; agua-agua; agua-aire. (Petitjean, 2002).

1.4. Distribución

El frío producido en el equipo frigorífico debe ser transportado a los locales a climatizar mediante alguno de los siguientes fluidos: refrigerante, agua o aire, empleándose para ello Tuberías o Ductos, según corresponda.

Este edificio contará con sistemas y tratamiento de los locales.

Según el tratamiento de aire realizado los locales del edificio son:

Climatizados (aire acondicionado); Ventilados; No tratados.

El aire acondicionado (climatización) se obtiene a partir de un sistema central de agua fría con sala de máquinas en la cubierta del edificio. Este sistema dará servicio a todas las habitaciones y zonas comunes del hotel. En el sistema central de agua fría la climatización se obtiene de dos formas en lo que respecta a los equipos terminales de enfriamiento de aire:

- Con unidades manejadoras de aire para los locales de gran volumen.
- Con equipos Fan-Coils dos tubos para los locales de pequeño volumen.

1.4.2. El circuito secundario de Agua Fría (AF) está formado por:

Las bombas y las redes de los circuitos de distribución a los consumidores, serán cuatro circuitos, dos para las habitaciones y dos para las zonas comunes. Se usarán bombas gemelas que serán en todos los casos a caudal variable.

Los controles, válvulas, tuberías y accesorios que garantizan el funcionamiento del sistema. El vínculo entre los circuitos primario y secundario se hará con una botella de mezcla.

1.4.3. Distribución de Agua Fría (AF) para el sistema central de aire acondicionado.

- **Bloques de habitaciones:**

Las redes de distribución de agua fría saldrán del cuarto técnico ubicado en la cubierta, transitando por la propia cubierta y bajando con ramales a través de patinejos. En estos ramales se usarán válvulas de equilibrado.

Las redes de retorno seguirán el mismo recorrido.

- **Zonas comunes:**

Las redes de distribución hacia las zonas comunes transitarán igualmente por la cubierta hasta los patinejos por donde bajarán hasta los locales de manejadoras y zonas con fan coil.

Estos recorridos serán usados también por las redes de agua caliente sanitaria, agua temperatura ambiente, agua contra incendio y otros servicios que lo requieran.

En todos los casos las instalaciones en cuartos de equipos se realizarán con tubos y conexiones de acero al carbono soldable, SCH 40 en norma ASTM con conexiones de acero al carbono para soldar a tope o bridadas con sus pernos, tuercas, arandelas y juntas.

Las redes en patinejos, en espacios trasdosados y dentro de falsos techos con tubería de PVC aislada con ARMAFLEX, o similar. Los ramales de los cuatro circuitos de distribución principales estarán equipados con válvulas de equilibrado dinámico.

Habitaciones.

El sistema de climatización de las habitaciones será con equipos tipo fan coils. Se usará un equipo por módulo habitacional. Los fan coils serán instalados con dispositivos antivibratorios. Los fan coils serán del tipo esqueléticos con protección acústica ya que serán instalados dentro del falso techo de cada habitación. La inyección se efectuará directamente en el volumen de la habitación. Las rejillas de inyección estarán conectadas con la unidad de enfriamiento por un sistema de conductos de PERSYSTEM, o similar. La aspiración se efectúa desde una rejilla de retorno situada en la pared.

La regulación de los fan coils se obtendrá por medio de un regulador adosado a pared que permite seleccionar:

- Los límites de temperatura 24 y 25°C.
- Marcha/parada del aparato.
- La velocidad 1-2-3.

El regulador irá posicionado en una zona accesible a los ocupantes. La alimentación eléctrica del equipo de aire acondicionado se cortará automáticamente al abrir la puerta del balcón, o ventana de la habitación. Se hará inyección de aire nuevo a las habitaciones a razón de 80 m³/h en cada módulo habitacional, esta inyección se hará en el plenum de retorno del *fan-coil*. El tratamiento del aire para inyectar a las habitaciones se hará con manejadoras todo aire nuevo ubicado en la cubierta, se usarán cuatro manejadoras para este propósito. A partir de las manejadoras existirá un sistema de conductos en la cubierta con bajantes en los patinejos y ramales hasta cada habitación.

El sistema de extracción estará formado por las bocas de extracción en cada baño, el sistema de conductos y los extractores ubicados en la cubierta. Los conductos extracción de aire de la habitación estarán equipados con compuertas corta fuego. La extracción de cada habitación será de 60 m³/h. Los conductos de extracción serán de chapa de acero galvanizado y sección circular, sin aislamiento térmico. Se ubicará un conducto principal por patinejo con derivaciones a cada baño de habitación.

Las bocas de extracción de cada baño se conectarán al conducto principal con tramos de conductos circulares flexibles. Los locales de camareras tendrán extracción mecánica de 50 m³/h cada uno.

- **Pasillos de habitaciones.**

Los pasillos estarán climatizados con equipos del tipo fan coil ubicados en el falso techo. Los fan coils se ubicarán en los espacios entre las vigas estructurales, la rejilla de inyección se ubicará en el mismo espacio entre vigas ocupado por el fan coil; el retorno será a pleno por el falso techo y la rejilla de retorno se ubicará en el espacio entre vigas anterior para evitar el corto circuito del aire. En los pasillos de los niveles del cinco al nueve se harán inyección de aire nuevo desde el mismo sistema que alimenta las habitaciones. En estos pasillos se hará extracción mecánica en una magnitud similar a la inyección de aire nuevo, la extracción se hará en la zona del *lobby* de ascensores y se descargará hacia el foso de ascensores.

1.5. Emisión.

El frío se emite en los locales a través de rejillas y difusores, que están incorporadas en los propios equipos, o bien formar parte de una red de ductos de distribución

Lo más habitual es clasificar los sistemas de climatización, según sea el fluido que entra en el local para producir el efecto de enfriamiento o calentamiento (Petitjean, 2002):

- TODO REFRIGERANTE: Sistemas de expansión directa en el interior del local.
- REFRIGERANTE-AIRE: Al local llega refrigerante y aire.
- TODO AGUA: Al local llega sólo agua.
- AGUA - AIRE: Al local llega aire y agua.
- TODO AIRE: El único fluido que entra en el local es el aire.

1.6. Equipos y Componentes

Un climatizador, también llamado unidad manejadora de aire o unidad de tratamiento del aire, es el aparato fundamental en el tratamiento del aire en las instalaciones de climatización, en cuanto a los caudales correctos de ventilación (aire exterior), limpieza (filtrado), temperatura de enfriamiento y humedad (deshumectando en verano). (Tomado de Wikipedia 2016)

Por sí mismos no producen calor ni frío, que les llega de fuentes externas (caldera o máquinas frigoríficas) por tuberías de agua o gas refrigerante. Puede, no obstante, haber un aporte propio de calor mediante resistencias eléctricas de apoyo incorporadas en algunos equipos. Consta de una entrada de aire exterior, un filtro, un ventilador, uno o dos intercambiadores de frío/calor un humidificador (para invierno), y un separador de gotas. (Figura. 1.1)



Figura.1.1. Unidad Manejadora de Aire sencilla.

1.6.2. Objetivo y funcionamiento

El climatizador, es capaz de velar por los tres parámetros elementales de la calidad del aire acondicionado, que se resumen en: renovación y limpieza del aire (bajo contenido de partículas, polvo, en suspensión), control de la temperatura (tanto en verano como en invierno) y de la humedad relativa adecuadas. El objetivo de la unidad manejadora de aire es suministrar un caudal de aire acondicionado para ser distribuido por una red de conductos, a

los espacios habitados. (Tomado de Wikipedia 2016)

1.7. Fan-Coil

Un ventiloconvector es un dispositivo relativamente sencillo, consistente en una batería o intercambiador de frío o de calor y un ventilador. Forma parte de los sistemas de climatización en edificios residenciales, comerciales o industriales.

Normalmente los ventiloconvectores climatizan un local o varios conectados a una red de tuberías que le proporcionan la energía térmica (calor o frío) y tienen un sistema de regulación propio, generalmente un termostato todo o nada. Pueden tener distintos diseños incluyendo el horizontal (montaje en cielorraso) y vertical (montaje como consola en el suelo). (Tomado de Wikipedia 2016)

Debido a su sencillez, son más económicos de instalar que un sistema de climatización por conductos de aire con unidad de tratamiento del aire. Sin embargo, regulan peor la humedad ambiente y causan ruidos dado que el ventilador está en el mismo local climatizado. (Figura. 1.2.)

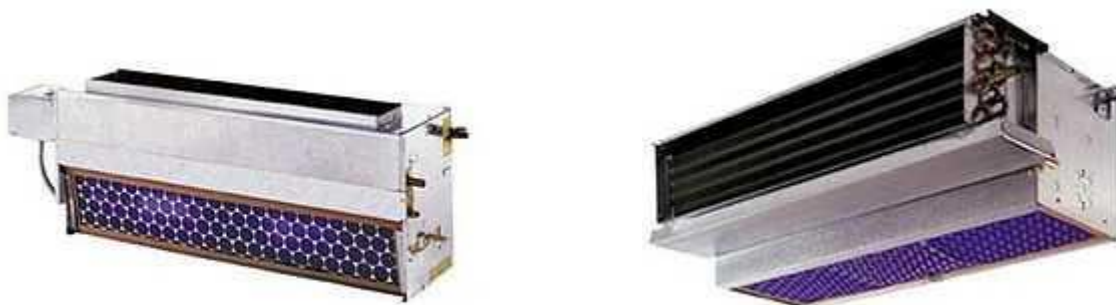


Figura. 1.2. Imagen de un *Fan – Coil* de tipo esquelético.

1.7.1. Diseño y funcionamiento

Un ventiloconvector tiene distintas formas y tipos y se instala visto u oculto bajo los cielorrasos, normalmente.

Los vistos son los llamados de consola, apoyados en el suelo, normalmente bajo las ventanas, o estar colgados del cielorraso. Todos ellos tienen una carcasa de protección, que incluye la rejilla de toma de aire y la de impulsión.

Los ocultos se colocan normalmente tras un falso cielorraso accesible. Las rejillas de toma e impulsión están en el mismo aparato, o puede llevarse la toma (o la impulsión) mediante un corto conducto para separar las dos funciones, o se utiliza para conducto de toma, como plenum, el hueco sobre el falso cielorraso.

La batería recibe agua fría producida en una central térmica y trasfiere la energía al aire y el ventilador lo impulsa a los locales. Normalmente los ventiloconvectores tienen un termostato interno, que toma la temperatura del aire del local en la entrada del retorno, pero se pone un termostato de ambiente separado. En ciertos edificios la regulación se hace mediante un sistema integrado de control, que mueve en el ventiloconvector la válvula de entrada del caloportador, siguiendo las indicaciones de un sensor de ambiente, enlazado con el control central mediante una red.

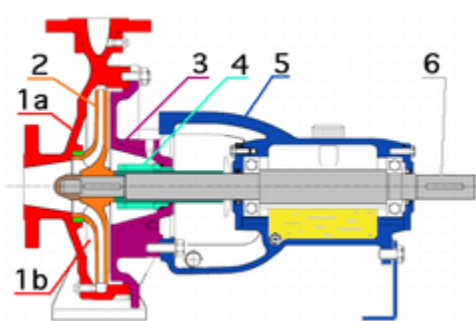
Dependiendo de las temperaturas del agua fría y de la humedad relativa de los espacios climatizados, en las baterías se producirán condensaciones que será necesario evacuar a desagüe. Los condensados se recogerían en una bandeja de condensados incluida en el aparato, con una salida para empalmar con el desagüe y, en caso de haber varios ventiloconvectores, habría que instalar una red de desagüe. Si fuera necesario por la disposición de los aparatos el desagüe podría hacerse mediante una bomba y, si se hiciera a la red de desagües general, habría que utilizar un dispositivo de cierre inodoro (normalmente un sifón) para evitar que los olores de la red lleguen a los espacios habitados.

1.8. Bombas Centrífugas

La bomba centrífuga, también denominada bomba rotodinámica, es actualmente la máquina más utilizada para bombear líquidos en general. Las bombas centrífugas son siempre rotativas y son un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible. El fluido entra por el centro del rodete, que dispone de unos álabes para conducir el fluido, y por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior, donde es recogido por la carcasa o cuerpo de la bomba. Debido a la geometría del cuerpo, el fluido es conducido hacia las tuberías de salida o hacia el siguiente rodete. Son máquinas basadas en la Ecuación de Euler.

Aunque la fuerza centrífuga producida depende tanto de la velocidad en la periferia del impulsor como de la densidad del líquido, la energía que se aplica por unidad de masa del líquido es independiente de la densidad del líquido. Por tanto, en una bomba dada que funcione a cierta velocidad y que maneje un volumen definido de líquido, la energía que se aplica y transfiere al líquido es la misma para cualquier líquido sin que importe su densidad. Las bombas centrífugas tienen un uso muy extendido en la industria ya

que son adecuadas casi para cualquier uso. Las más comunes son las que están construidas bajo normativa DIN 24 255 (en formas e hidráulica) con un único rodete, que abarcan capacidades hasta los 500 m³/h y alturas manométricas hasta los 100 metros con motores eléctricos de velocidad normalizada. Estas bombas se suelen montar horizontales, pero también están verticales y para alcanzar mayores alturas se fabrican disponiendo varios rodetes sucesivos en un mismo cuerpo de bomba. De esta forma se acumulan las presiones parciales que ofrecen cada uno de ellos. (Figura. 1.3)



- 1a carcasa,
- 1b cuerpo de bomba,
- 2 soporte de cojinetes,
- 3 tapa de depresión,
- 4 apertura del eje,
- 5 cierre del eje,
- 6 eje.

Figura. 1.3. Corte esquemático de una bomba centrífuga.

1.9. Estimación de las cargas térmicas de los locales.

Para la estimación real de las cargas térmicas se realizó un estudio riguroso y detallado de los elementos que aportan carga térmica en el espacio a acondicionar, sin subestimar su importancia, con la ventaja principal de lograrse un sistema económico de funcionamiento uniforme y excepto de averías. La estimación de la carga térmica sirve de base para seleccionar el equipo de acondicionamiento de aire, se tuvo en cuenta el calor procedente del exterior en un día de proyecto. En Cuba las condiciones promedio son temperatura de bulbo seco igual a 32 °C y humedad relativa de 60 a 70 %.

La composición de la magnitud de la carga térmica está dada en:

1.9.1. Calor Sensible y Latente

- Se aplica calor a una sustancia y esta responde aumentando la temperatura estamos aplicando calor sensible.
- Se aplica calor a una sustancia y esta no aumenta la temperatura pero si cambia de estado se aplica calor latente.

- Pero para cambiar de estado un fluido evaporándolo se necesita calor, Este calor se llama calor latente de evaporación.

La carga térmica también nombrada como carga de enfriamiento, es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (confort humano). Es la cantidad de calor que se retira de un espacio definido, se expresa en kW, kcal/h, BTU/h o TR.

A través de años de trabajo, diversas compañías y organizaciones han evaluado múltiples factores requeridos para determinar las cargas de enfriamiento en diversas aplicaciones. Cuando se utilizan estos factores para el cálculo de cargas en espacios y edificios, lo importante es aplicar un buen criterio para desarrollar algún procedimiento definido.

Para realizar el estimado de la carga de enfriamiento requerida con la mayor exactitud posible en espacios y edificios, se evaluó las siguientes condiciones:

1. Datos atmosféricos del sitio.
2. La característica de la edificación, dimensiones físicas.
3. La orientación del edificio, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar.
4. El momento del día en que la carga llega a su pico.
5. Espesor y características de los aislamientos.
6. La cantidad de sombra en los vidrios.
7. Concentración de personas en el local.
8. Las fuentes de calor internas.
9. La cantidad de ventilación requerida.

1.10. Organización funcional general.

La edificación contará con 10 pisos, más un nivel semisoterrado, y la cubierta plana.

El nivel semisoterrado, a unos 1,30 m por debajo del nivel promedio de la acera, cobijará un parqueo para 79 vallas, además de las cisternas con su cuarto de equipos.

El nivel cero será accesible desde el paseo del Prado y las calles Cárcel y Genios, contará con un *lobby*, un *Cigar bar*, un bar tapas, restaurante bistro, una tienda, un piano bar, salas polivalentes y varios subsistemas de servicios. Aparece un patio y núcleos de elevadores públicos y de servicios así como varias escaleras para evacuación. Las

habitaciones se ubicaran desde el segundo piso hasta el noveno. Según se muestra en la tabla 1.1

De las 321 habitaciones

- 1 % serán equipadas para minusválidos (estándar)
- 91 % son estándar o estándar superior
- 6 % son suite
- 2 % son junior suites o mini suites
- 10 % de las habitaciones son intercomunicadas

Habitaciones	Nivel									Total
	2	3	4	5	6	6 ^a	7	8	9	
Estándar	6	9	22	9	24	24	53	53	39	239
Discapacitado Est.	3									3
Estándar Superior	14	14	14	14						56
Junior Suite			1							1
Mini Suite de Luxes	1	1	1	1						4
Suite de Esquina	1	1	1	1	1	1	1	1	1	9
Suite 1									5	5
Suite 2							1	1	1	3
Suite 3			1							1
Total	25	25	40	25	25	25	55	55	46	321

Tabla 1.1 Ubicación de las habitaciones por niveles

Ubicación por niveles de las zonas comunes del hotel en estudio

<u>NIVEL 0</u>	• Sala polivalentes	<u>NIVEL 6</u>
• Lobby	<u>NIVEL 2</u>	• Piscina de borde infinito
• Patio	• Restaurante buffet	• Gimnasio
• Cigar bar	<u>NIVEL 4</u>	• Snack bar
• Bar tapas	• Lounge de usos múltiples	• Restaurante
• Restaurantes bistro	<u>NIVEL 5</u>	<u>NIVEL 9</u>
• Tienda	• Spa	• Recepción VIP
• Piano bar	• Salón de belleza	

1.10.1. Configuración

Se determinó la ubicación, orientación y sombra externa de la edificación a partir de los planos y especificaciones. La sombra de edificaciones adyacentes son determinadas por un plano del sitio o visitando el sitio propuesto. Su permanencia probable debe ser cuidadosamente evaluada de ser incluida en los cálculos.

1.11. Recuperación individual del Sistema de Clima

La ventilación con recuperación de calor (HRV en sus siglas en inglés) (también conocido como un intercambiador de calor, intercambiador de aire o intercambiador aire-aire) es un sistema de ventilación que emplea a un contra - flujo de calor entre la entrada y de salida del flujo de aire. El recuperador de calor permite una eficaz renovación del aire interior sin derrochar su calor. Esto permite ahorrar energía de climatización en valores entre 85 y 90 % dependiendo de la calidad de las ventanas y puertas respecto a su permeabilidad al aire (Rabindra, 2004).

La ventilación con recuperación de energía están estrechamente relacionados, sin embargo también permiten la transferencia del nivel de humedad de los gases de escape de aire a aire de admisión (Rabindra, 2004).

1.11.1. Beneficios

La eficiencia energética de un edificio se implementa por varios caminos entre los que destacan, por su peso en la carga térmica, el aislamiento térmico de la envolvente de los edificios (muros, techos, pisos y vidriados) y la mejora en la estanqueidad de aberturas mediante burletes. Estas medidas drásticas se tomaron luego de la crisis del petróleo de 1973 pero impactó negativamente en la calidad del aire interior generando el síndrome del edificio enfermo (*sick buildings*) debido a que los edificios se hicieron herméticos y débilmente ventilados (Rabindra, 2004).

Dado que todos los edificios requieren una fuente de aire fresco, se hizo evidente la violación de los derechos de trabajadores en edificios de oficinas y de la población general en viviendas. Esto principalmente en EE.UU. y Canadá en principio, pero luego se propagó al norte de Europa hasta llegar a los países del mediterráneo y oriente. Si bien, la apertura de una ventana proporciona la ventilación, el edificio pierde calor sensible y latente en invierno o verano, disminuyendo la eficiencia energética y derrochando energía que debe ser compensado por los sistemas de aire acondicionado y ventilación. La tecnología de

recuperación de calor ofrece una solución óptima: aire fresco, un mejor control del clima y adecuada eficiencia energética (Rabindra, 2004).

1.11.2. Sistema de Clima Centralizado con recuperación de calor

Consisten en dos circuitos de conductos de ventilación: uno de entrada de aire limpio exterior a través de las estancias secas, y otro de salida de aire viciado interior por las estancias húmedas. La novedad está en el llamado recuperador de calor que es un intercambiador de energía entre ambos circuitos, que permite extraer la energía en forma de calor del aire que sale, transfiriéndola al aire que entra. Esto significa que, el aire exterior con el que ventilamos, se atempera antes de revertir a las estancias, es decir, en invierno se calienta y en verano se enfría; pero como en nuestro país existe un clima tropical durante todo el año, solo analizaremos el caso del enfriamiento. Por tanto se reduce considerablemente la demanda energética necesaria para climatizar y esto se traduce en una reducción del consumo energético.

1.11.3. Funcionamiento del Recuperador de Energía.

El recuperador de calor funciona mediante la combinación de dos ventiladores centrífugos de bajo nivel sonoro, donde uno de ellos realiza la extracción del aire viciado del interior del local hacia la calle, y el otro impulsa aire fresco del exterior hacia el interior del local. Los dos circuitos se cruzan sin mezclarse, en un intercambiador de placas, donde el calor del aire saliente, se transfiere al aire fresco del exterior y lo enfría. De esta forma conseguimos recuperar un alto porcentaje de la energía utilizada para calentar o enfriar el aire del interior del local y reutilizarla. Sin la utilización del recuperador, esta energía se perdería totalmente.

Un recuperador de calor puede llegar a tener un rendimiento de hasta el 90%, es decir, consume 1 W por cada 9 W de calor que recupera, el consumo eléctrico de estos equipos se asemeja al de una bombilla. Esto varía en función al caudal que se le suministre al Recuperador es decir que el caudal y el rendimiento son inversamente proporcionales. Por tanto cuando tratamos con sistemas que expulsan al medio altos volúmenes de aire viciado los rendimientos en la recuperación se comportan de un 50 - 60 % aproximadamente.

1.12. Recuperador estático de flujos paralelos.

El recuperador de placas de flujos paralelos, está formado por un recuperador estático de flujos cruzados al que se le ha añadido, entre los dos vértices, una sección intermediaria de canales paralelos por donde los caudales de aire extraído y aire exterior, totalmente separados por estos canales, se desplazan en paralelo y contracorriente. Por esto se consigue así una transmisión de calor eficiente de un 90 % con bajas pérdidas de carga, menor de 150 Pa. Este será el utilizado para el acoplado a las unidades manejadoras de aire. Los materiales más comúnmente utilizados son el aluminio y el aluminio con epoxi, pudiendo incorporar un *by – pass* de aire. El empleo de recuperadores de calor en instalaciones de climatización, permite utilizar el calor sensible y latente del propio proceso consiguiendo así:

- Reducir la central energética (costos de inversión).
- Reducir el consumo de energía de funcionamiento (costos de explotación).

La recuperación de calor más importante en climatización consiste en la reutilización más adecuada de un calor residual del propio proceso, siendo hoy en día un medio ya acreditado para reducir el consumo y los costos energéticos.

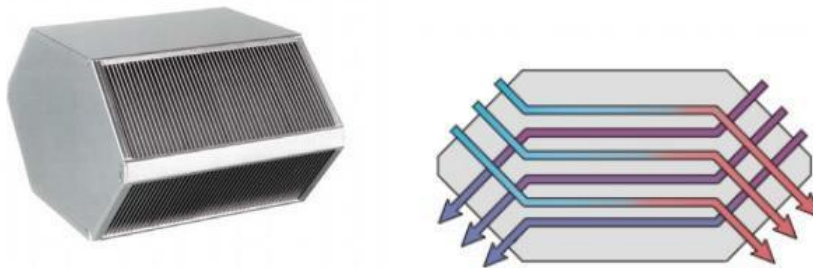


Figura 1.5: Esquema del recuperador de calor estático de flujos paralelos.

Ventajas.

- Este recuperador de calor puede lograr un rendimiento de un 90 % con un porcentaje muy bajo en las pérdidas de carga, menor de 150 Pa.
- En estos, no se permite el contacto directo entre los flujos de aire de extracción – impulsión, evitando así la contaminación del aire de renovación.
- Se obtienen grandes superficies de intercambio en espacios reducidos.

- Recupera solo calor sensible, es decir temperatura, permaneciendo la humedad absoluta constante

Desventajas

- Elevadas caídas de presión y la variación de potencia recuperada en función de la condición del aire exterior.
- En climas fríos, el aire de extracción se condensa y llega a formar hielo dentro del recuperador.

Existen otros tipos de recuperadores de calor, pero los necesarios, para lograr el objetivo de este capítulo, es el mencionado anteriormente, ya que este equipos en su mayoría, hoy en día, vienen acoplados a las Unidades Manejadores de Aire, siendo esto un aporte significativo por el ahorro en inversión que llega hacer, por lo que se eliminarían las compras de equipos convencionales, utilizados en la actualidad en los sistemas de climatización de la mayoría de los edificios en Cuba, sobre todo en los hoteleros.

1.13. Equilibrado Hidráulico con controladores de presión diferencial.

El equilibrado hidráulico es una operación fundamental que permite obtener en las condiciones nominales de trabajo, los caudales de agua requerida por el conjunto de la instalación. Este objetivo se consigue por la utilización de válvulas de equilibrado juiciosamente repartida por toda la instalación. Si esta trabaja con caudal de agua variable, el equilibrado hidráulico permite garantizar que cada unidad terminal reciba al menos su caudal nominal, a cualquier régimen de carga. El caudal total de la distribución debe ser compatible con el caudal de las unidades de producción, si se desea que la potencia instalada sea transmitida.

Este es un método asociado que permite integrar los bucles de regulación en un sistema hidráulico a fin de obtener un confort real al menor costo energético

1.14. Válvula de equilibrado

La válvula de equilibrado es un dispositivo hidráulico que regula el caudal del líquido que la atraviesa. Girando el mando de la válvula se acciona el obturador para regular el paso del líquido. El caudal se ajusta en función del diferencial de presión

(ΔP), que se mide con dos tomas de presión ubicada en la válvula con un equipo diseñado para esta función.

1.15. El equilibrado dinámico

Las válvulas que realizan este tipo de equilibrado están en continuo movimiento en función de la presión diferencial que detectan, con el fin de llegar a obtener el caudal de diseño en todo momento.

Para llevar a cabo el equilibrado hidráulico con éxito, es preciso tener la presión diferencial en la válvula de control constante; esto trae problemas con el equilibrado estático en los sistemas de caudal variable, tan de moda hoy en día con la generalización de los convertidores electrónicos de frecuencia para alimentar las bombas, y que éstas funcionan a velocidad variable, y por tanto, caudal variable, por lo que si se emplea el equilibrado estático en estos sistemas, debe acompañarse de reguladores de presión diferencial.

Existen varios tipos de válvulas para realizar el equilibrado dinámico, entre ellas se destacan:

- Las **válvulas de cartuchos recambiables de caudal fijo**, dentro incorporan un cartucho construido en acero inoxidable exclusivo de la propia válvula, Figura 1.6., el ajuste del cartucho se realiza en fábrica. El cartucho posee una entrada de sección de paso variable (puerto consolidado) y un agujero en la parte superior de sección fija. Cuando ambos están abiertos se tiene la mínima restricción y por tanto el máximo caudal para una cierta presión diferencial dada, y mediante la acción de un muelle que abre o cierra gradualmente el paso fijo en función de la presión diferencial aplicada en el momento sobre el circuito, dejando pasar únicamente el caudal de diseño.

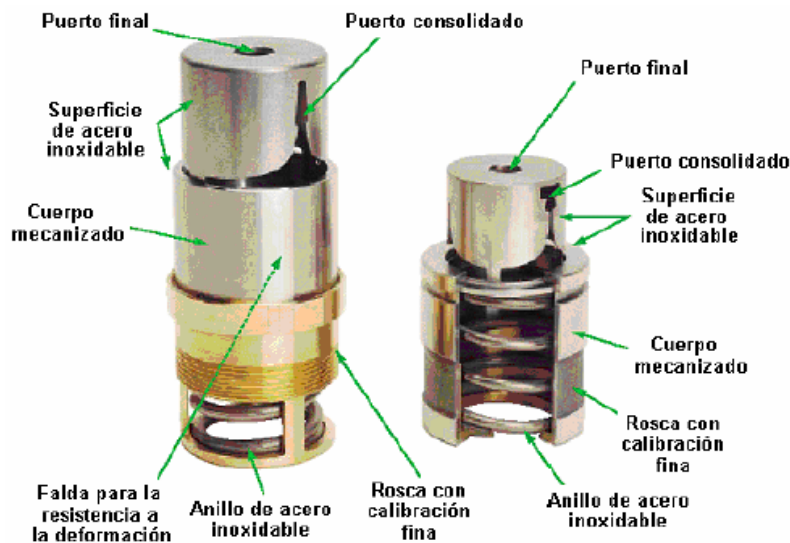


Figura 1.6. Cartucho de una válvula recambiable de caudal fijo.

La válvula tiene forma de Y invertida, **Figura 1.7**, y el cartucho se aloja en la parte inferior, de manera que pueda ser retirado y cambiado sin la necesidad de cortar la tubería principal. Cuando el diámetro necesario supera las 2 pulgadas, la morfología de las válvulas cambia sustancialmente, ya que se incluyen varios cartuchos en paralelo en el cuerpo de la válvula.

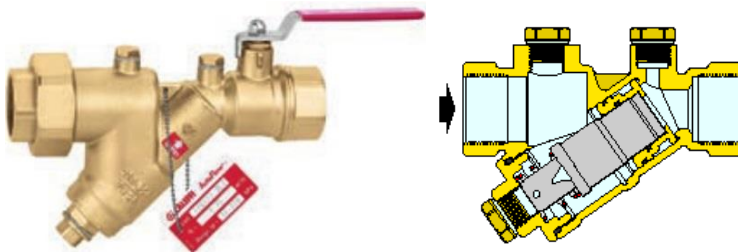


Figura 1.7. Válvula de cartucho recambiable

Si el caudal, que está siendo regulado por una válvula de tres vías, está por debajo del rango de control de caudal de la válvula de equilibrado, la presión diferencial está bajo el mínimo necesario para activar el pistón que manda cerrar la apertura; en esta situación el muelle está totalmente extendido y se tiene una restricción de paso mínima, ya que las dos entradas están totalmente despejadas. Si se está dentro del rango de control del cartucho, la presión diferencial actúa el pistón, el muelle se encoge y tiende a cerrar las aberturas en la proporción justa para mantener el caudal dentro de la desviación máxima permitida. En último lugar, si se está por encima del rango de control, el muelle está completamente contraído y el

cartucho actúa presentando únicamente un orificio, el superior, de sección fija. Estas tres situaciones se esquematizan en la Figura 1.8.

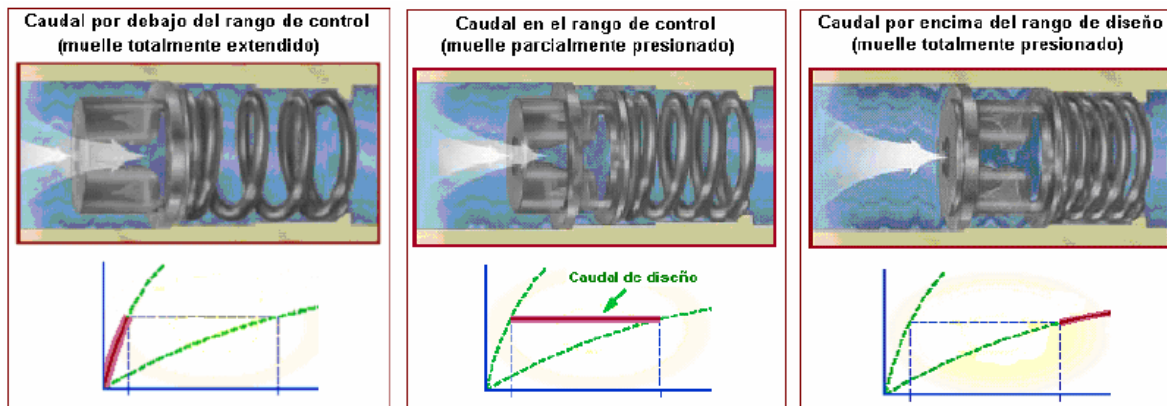


Figura 1.8. Situaciones posibles en el funcionamiento de una válvula de cartucho.

- Las **válvulas estabilizadoras de la presión diferencial**, Figura 1.9., funcionan en tándem con las válvulas de equilibrado estáticas y permiten que éstas realicen un equilibrado correcto con presiones variables en el circuito. Poseen una membrana sobre la que actúa un juego de presiones: por un lado la presión a la salida de la propia válvula estabilizadora, y por otro, mediante una conexión realizada con tubo capilar, presión en la válvula de control.

Cada regulador automático se presionará lo suficiente para garantizar el caudal de proyecto de cada unidad terminal e independientemente de que cambien las condiciones de presión diferencial de entrada a la unidad terminal, siempre que se trabaje dentro del amplio rango de presión diferencial del cartucho seleccionado.

Cuando la presión diferencial entre el capilar y la membrana aumenta, la fuerza sobre ésta se incrementa cerrando progresivamente el paso de agua en el estabilizador, de manera que aumenta la caída de presión en el estabilizador, con lo que la presión diferencial en la válvula de control disminuye. Si la presión diferencial entre el capilar y la membrana disminuye, la fuerza sobre ésta decrece aumentando el paso de agua en el estabilizador y disminuyendo la pérdida de presión en él, con lo que la presión diferencial en la válvula de control aumenta. De este modo se mantiene prácticamente constante la presión a su salida.

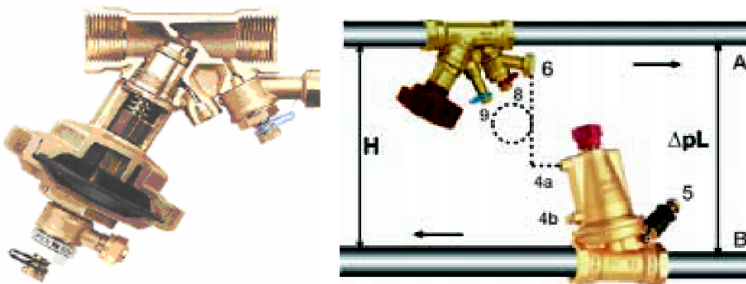


Figura 1.9. Válvulas estabilizadora de presión diferencial (STAP, STAD).

La presión diferencial de consigna se selecciona de forma que el caudal sea el de diseño (se mide en la válvula de equilibrado), de ésta manera, la válvula de control nunca estará sobredimensionada, por lo que toda presión adicional queda aplicada sobre el regulador de presión.

1.16. Control de presión diferencial en el sistema de caudal variable.

El control de presión diferencial evitan diferentes y frecuentes problemas de funcionamiento en el sistema de caudal variable, dos de los más frecuentes son:

- Cuando una válvula de control (todo/nada o modulante) está sometida a una presión diferencial demasiado alta, no se puede cerrar con riesgo además de generar ruido. El control de presión diferencial se limita localmente a un nivel adecuado.
- Cuando una válvula de control proporcional está sometida a grandes cambios de presión diferencial, su autoridad se reduce tanto que el control de temperatura se vuelva inestable o impreciso. El control de presión diferencial garantiza que la autoridad de la válvula de control sea suficiente para un control estable y preciso.

1.17. Funcionamiento del equilibrado hidráulico y los controladores de presión diferencial.

Sin controladores de presión diferencial, los diferentes circuitos de los sistemas a caudal variable son interactivos. Esto significa, por ejemplo, que las variaciones del caudal en un bucle de control provocarán presiones diferenciales variables en los demás circuitos. Los bucles de control de estos últimos tratarán entonces de compensar las oscilaciones de la presión diferencial. La sensación será la de un control inestable. Los intentos de solventar esta situación cambiando los parámetros de control (banda proporcional, tiempos de integración y derivación) no

resuelven el problema. Para el técnico de control, la situación empeora drásticamente hasta convertirse en una pesadilla.

Las válvulas de control de presión diferencial hacen que los circuitos sean independientes unos de otros.

Cuando los controladores de presión diferencial protegen los ramales de una instalación, ninguno resulta afectado por las perturbaciones originadas en otros ramales. De esta manera se simplifican el equilibrado y la puesta en servicio. En un gran edificio de apartamentos, por ejemplo, no todos los locales se venden o alquilan al mismo tiempo. Cuando todas las unidades están protegidas por un controlador local de presión diferencial, nuevas unidades entran en servicio sin afectar a las que ya están en uso (figura 1.10.)

Otra ventaja es la posibilidad de equilibrar una instalación diseñada con un factor simultaneidad, dado que todas las unidades terminales nunca funcionarán al mismo tiempo a plena carga. Si dicha instalación está equipada con válvulas de equilibrado manual, se necesita un procedimiento especial y no es posible obtener caudales de diseño simultáneamente en todas las unidades terminales. El equilibrado de una instalación con un factor de simultaneidad es sencillo cuando los controladores de presión diferencial hacen que los circuitos sean independientes.

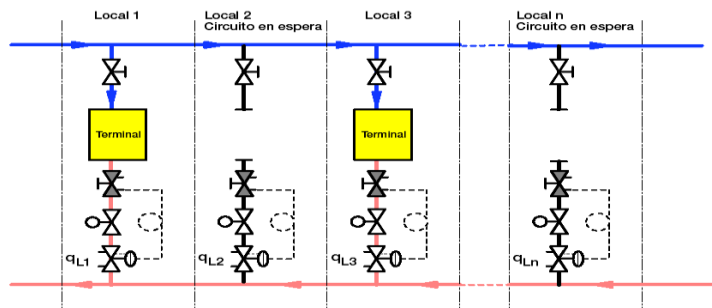


Figura 1.10. Esquema del funcionamiento del equilibrado hidráulico y cómo se comportan los equipos terminales.

1.18. Funcionamiento de las válvulas de presión diferencial en el Equilibrado Hidráulico.

Mediante el equilibrado hidráulico dinámico empleado en nuestro edificio con válvulas de presión diferencial de tipo STAD y STAP se logra tener compensada las presiones de las líneas de inyección y retorno de los sistemas de abasto de agua fría en la climatización. La válvula STAD estará ubicada a la entrada de agua del

ramal como se muestra en la figura 1.11. esta será la encargada de suministrar el caudal adecuado para los equipos terminales, de acuerdo a su carga térmica. En el caso de la STAP, se colocará en el ramal de retorno de los equipos terminales, acoplada con un capilar a la válvula STAD. Cuando las válvulas automáticas de regulación comienzan a operar de acuerdo a su autonomía, para dar las condiciones de confort de los locales, los caudales en el retorno comienzan a disminuir y por consiguiente las bombas del secundario comienzan a elevar la presión, que es transmitida directamente a las válvulas de control, provocando que estas disminuyan su autonomía hasta el punto de no operar proporcionalmente como fueron previstas. En este caso, la presión de la válvula STAD es transmitida a través del capilar hasta la parte superior del diafragma de la válvula STAP, que cierra hasta obtener la sección transversal apropiada al flujo que está circulando por la línea de retorno. De esta forma se compensan las presiones entre la inyección y el retorno en los ramales de alimentación a los equipos terminales.

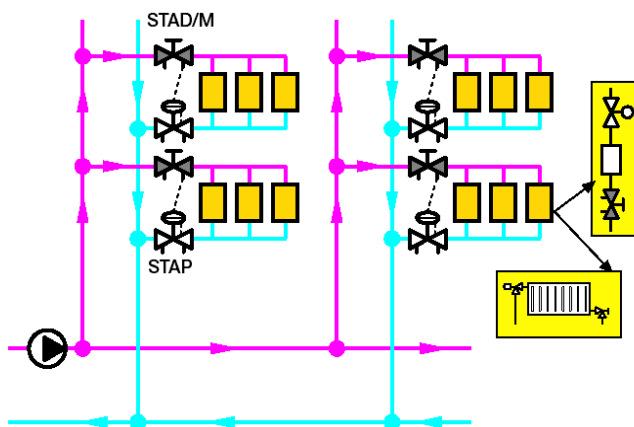


Figura 1.11. Esquema del funcionamiento de las válvulas STAP y STAD en cada ramal.

1.19. Importancia del Equilibrado Hidráulico.

Muchos administradores de inmuebles gastan fortuna en solucionar las quejas acerca del clima interior, esto sucede incluso en edificios nuevos en los que se utilizan la tecnología de control más reciente. Algunos de estos problemas son:

- Algunas de las habitaciones no alcanzan las temperaturas deseadas, especialmente después de cambios de cargas grandes

- La temperatura de las habitaciones oscila, sobre todo a cargas bajas y medias aunque los terminales tengan controladores sofisticados.
- Aunque la potencia nominal de las unidades de producción es suficiente, la de diseño no se transmite, especialmente durante el arranque después de una parada nocturna o de fin de semana.

Estos problemas ocurren en muchos casos debido a que caudales incorrectos impiden a los controladores realizar su trabajo. Los controladores solo controlan de forma eficaz si los caudales de diseño prevalecen en la instalación cuando son demandados. La única forma de obtenerlos es mediante el equilibrado de la instalación. Esto debe hacerse por tres motivos:

1. Las unidades de producción se deben equilibrar, obteniendo así el caudal nominal en todas las calderas o enfriadoras. Además, en la mayoría de los casos, el caudal en cada unidad se debe mantener constante. Las fluctuaciones reducen la eficacia de la producción, acortan la duración de las unidades de producción y dificultan aún más el control efectivo.
2. El sistema de distribución se debe equilibrar para garantizar que todos los terminales reciban el caudal de diseño, con independencia de carga total de la instalación.
3. Los bucles de control se deben equilibrar para lograr las condiciones de funcionamiento adecuadas para las válvulas y para hacer que los caudales primario y secundario sean compatible.

Durante el procedimiento de equilibrado, la mayoría de los problemas hidráulicos se detectan y se corrige antes de poner en funcionamiento la instalación. Los dispositivos de equilibrado hidráulico, que miden presiones diferenciales y caudales de agua, sirven de herramientas para la solución de problemas durante toda la vida de la instalación. (R. Petitjean, 2002)

¿Cuáles serán las consecuencias de una autoridad insuficiente para la válvula de control?

Para una carga media del 50 %, que representa la situación más común, el caudal de agua se reduce desde el 100 al 20 %. Las pérdidas de carga en las tuberías y accesorios se vuelven insignificantes y las presiones diferenciales sobre los circuitos

aumentan notablemente. La autoridad de las válvulas de control se reduce por debajo de su valor de diseño. Las válvulas de control se ven obligadas a funcionar con una pequeña apertura, lo que hace que el control proporcional no exista.

Como pudimos observar en el ejemplo anterior, de una de las instalaciones de bombeo de agua fría hacia los sistemas de distribución de los equipos terminales, la autoridad de las válvulas de control se afecta notablemente cuando se reducen las cargas térmicas en los sistemas de climatización provocando las siguientes afectaciones:

- Control de modulación impreciso. No se alcanza el objetivo de confort
- Incremento de los costos energéticos entre un 10 y un 15 % por °C disminuidos en el interior de los locales a causa de la baja autoridad en las válvulas de control.
- La carga térmica requerida no está disponible por lo que no se alcanza el objetivo de confort.
- Altos ruidos en las válvulas de control en los equipos terminales.

El control de modulación impreciso en las válvulas de control, origina inconformidades en los huéspedes por la falta de confort o exceso de este en habitaciones y locales comunes.

El incremento de los costos energéticos es otro de los fenómenos que ocurren en los sistemas de clima cuando disminuyen notablemente las autoridades de las válvulas de control en los equipos terminales de climatización. Este fenómeno ocurre cuando la válvula de control se encuentra abierta 100 % y necesita cerrar a un porcentaje inferior para disminuir el flujo de agua fría en el equipo terminal y esta no responde a causa de la elevada presión diferencial que se ejerce sobre esta. Al ocurrir este fenómeno, le resulta imposible a la válvula de control cerrar hasta el valor que se le indica automáticamente, dejando pasar un flujo de agua deliberadamente sin poderlo controlar, representando un alto consumo de agua fría, que se traduce en un derroche de energía.

El ruido de las válvulas se puede clasificar de la siguiente forma:

- Ruido mecánico
- Ruido de caudal
- Ruido de cavitación

En teoría, las instalaciones de climatización modernas responden a las necesidades de clima más exigentes con costes operativos muy bajos. En la

práctica, sin embargo, ni siquiera los controladores más sofisticados cumplen las expectativas. En consecuencia, el confort es menor y los costes operativos son más altos de los previstos, esto se debe con frecuencia a que el diseño mecánico de la instalación de clima, infringe en una o varias de las tres condiciones siguientes:

- El caudal de diseño debe estar disponible para todos los terminales cuando sea necesario.
- La presión diferencial sobre la válvula de control no debe mostrar grandes variaciones.
- Los caudales deben ser compatibles en todos las interfaces del sistema.

La segunda condición concierne principalmente a los sistemas de distribución de caudal variable. En muchos, la presión diferencial sobre las válvulas de control es variable. Los circuitos también son interactivos hidráulicamente. La existencia de variaciones grandes en la presión diferencial son la causa de un control modulante inestable. Puesto que los circuitos son interactivos, las perturbaciones en una parte del edificio se propagarán a las demás.

Para permitir el control preciso y estable de los sistemas de caudal variable, a menudo es necesario estabilizar la presión diferencial. La mejor forma de lograrlo es con el sistema de equilibrado hidráulico con válvulas de control de presión diferencial, con esto mantenemos las presiones dentro de los límites razonables y además, hace que los circuitos sean independientes unos de otros.

1.20. Conclusiones del capítulo:

- Quedo establecida la base teórica sobre los sistemas de climatización utilizados hoy en día por las empresas de turismo en Cuba.
- Se profundizo con generalidades las partes que componen el Hotel Packard y sus principales funcionamientos.
- Quedaron expuestos y caracterizado los principales equipos en instalaciones hoteleras para darle el confort de clima al edificio en estudio.

CAPÍTULO II. MATERIALES Y MÉTODOS.

Introducción

En este capítulo se expondrá el análisis para determinar la carga térmica total de Hotel Packard; donde se muestra como conclusiones el valor de carga térmica por locales, la recuperación de calor a doble flujo y el equilibrado dinámico de presión diferencial en las redes de distribución de agua fría del sistema de climatización.

2.1. Instrumentos de medición utilizados para el cálculo correspondiente

- Termómetros
- Cinta métrica
- Cartas Psicométricas
- Manómetros
- Higrómetro
- Caudalímetro

2.2 Procedimiento de cálculo para la estimación de la carga térmica

Entre los aspectos primarios a tener en cuenta al evaluar un local para la climatización es la carga impuesta en el equipo mientras mantiene las condiciones interiores de diseño y cuando las condiciones exteriores de temperatura y humedad están dentro de lo especificado (carga de diseño) y las condiciones de diseño (interiores y exteriores).

Los sistemas de aire acondicionado, deben contrarrestar las fuerzas del tiempo cuando la temperatura al aire exterior o humedad se mueven en un rango aceptable en favor de la seguridad y el confort, un entendimiento claro del comportamiento del tiempo es útil para diseñadores y operadores de estos sistemas. Limitaciones en esa comprensión son a menudo la raíz de los problemas existentes en la calidad del aire interior y deterioro prematuro de la edificación y del equipo.

2.2.1. Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios

Para determinar las ganancias por insolaciones a través del vidrio es necesario tener en cuenta los siguientes factores:

- a) La niebla contaminación atmosférica
- b) El tipo de marco de ventana
- c) La altura sobre el nivel del mar
- d) La variación del punto de rocío
- e) El hemisferio terrestre

$$Q_{RS} = I_T \cdot A \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \quad (2.1)$$

Donde:

- Q_{RS} : Ganancia térmica sensible (W).
- I_T : Valor de la intensidad de la radiación solar total (W/m²).
- A : Área soleada de la ventana (m²).
- $f_{\#}$: Factores de corrección.

2.2.2. Ganancia de calor a través de componentes estructurales

La ley de Fourier de la conducción de calor establece que la rapidez de flujo por conducción en un sentido dado es proporcional al gradiente de temperatura en ese sentido y al área normal a la dirección del flujo de calor.

$$Q_a = k \cdot A \cdot (t_e - t_i) \quad (2.2)$$

Donde:

- Q_a : Flujo de calor (kW).
- k : Coeficiente global de transferencia de calor (W/(m² °C)).
- A : Área (m²).
- t_e : Temperatura del aire exterior (°C).
- t_i : Temperatura del aire en el interior del local (°C).

Para el cálculo son utilizadas las tablas que contienen los Factores de transmisión de calor (valores K) para vidrios, paredes, techos y pisos comúnmente utilizados en la construcción (Polaino; et al., 1987).

El valor del coeficiente global de transferencia de calor (K) se calcula por la ecuación:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_E} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_L}} \quad (2.3)$$

Donde:

- α_E : Coeficiente de película del aire exterior ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).
- α_L : Coeficiente de película del aire interior ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).
- δ_i : Espesor de la estructura (m).
- λ_i : Conductividad térmica del material de la estructura ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

2.2.3. Diferencias equivalentes de temperaturas

No es fácil determinar las ganancias de calor a través de una estructura soleada. Un método a emplear es el de valerse de la diferencia de temperatura (Δt_e en $^\circ\text{C}$), su valor es tal que evalúa el flujo de calor total por efecto de la radiación solar y la diferencia entre las temperaturas del aire exterior e interior, al ser sustituido en la expresión 2.2.

$$Q_a = k \cdot A \cdot \Delta t_e \quad (2.4)$$

El valor de Δt_e depende de:

- La diferencia de temperatura del aire exterior e interior.
- Hora solar.
- Latitud.
- Orientación de la pared.
- Tipo de construcción de la estructura.

Como estos datos están calculados para condiciones específicas, es necesario hacer las correcciones indicadas (Polaino; et al., 1987; tablas 3.9-3.12) mediante el uso de la expresión 2.5.

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b \cdot \frac{R_s}{R_m} \cdot (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \quad (2.5)$$

Donde:

- Δt_e : Diferencia equivalente corregida
- a : Corrección tomada de la tabla 3.11. Relación entre la temperatura exterior a las 15 horas para el mes considerado, menos la temperatura interior ($t_E - t_L$), y variación de la temperatura seca exterior en 24 horas
- Δt_{es} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para estructuras en la sombra
- Δt_{em} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para las estructuras soleadas
- b : Coeficiente que toma en cuenta el color de la cara exterior de la pared
- R_s : Máxima insolación para el mes y latitud supuesta a través de la superficie acristalada
- R_m : Máxima insolación para el mes de Julio 40° latitud norte a través de la superficie acristalada de igual orientación a la estructura considerada
- R_s/R_m : Tabla 3.12 (Polaino; et al., 1987)

2.2.4. Concentración de personas como base de diseño

Las personas que ocupan el espacio que debe ser acondicionado contribuyen con cantidades importantes de calor sensible y calor latente, que aumenta la carga total de enfriamiento de dicho espacio. El cálculo debe basarse en el número promedio de personas dentro del espacio durante el período de la máxima carga de enfriamiento de diseño. La cantidad de calor debida a las personas, debe estar de acuerdo a la actividad desarrollada por éstas (Manual de aire acondicionado, 1972). Se determina a través de las ecuaciones 2.6 y 2.7

2.2.4.1. Ganancia por ocupantes

$$Q_{S.OCP.} = n \cdot I_{CS} \quad (2.6)$$

$$Q_{L.OCP.} = n \cdot I_{CL} \quad (2.7)$$

Donde:

- $Q_{S, OCP}$ y $Q_{L, OCP}$: Ganancias térmicas sensible y latente (kW)
- n: Número de ocupantes
- I_{CS} : Índice de carga sensible (W/h ocup.)
- I_{CL} : Índice de carga latente (W/h ocup.)

2.2.5. Ganancias de calor originadas por equipos instalados en el interior de los locales

Entre las fuentes de calor dentro del espacio que será acondicionado están las luces, las máquinas de oficina, equipos de computación, los electrodomésticos y los motores eléctricos.

Cuando los equipos que producen calor están cubiertos por una campana de extracción, debe calcularse la carga adicional debida al aire fresco que se debe introducir para compensar el aire extraído por la campana. Esto se calcula en la secuencia de ganancias de calor por infiltración y ventilación.

Las lámparas incandescentes transforman en luz un 10 % de la energía absorbida, mientras el resto la transforman en calor que se disipa por radiación, convección y conducción. Un 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación y solo el 10% restante por conducción y convección (Manual de aire acondicionado, 1972).

Los tubos fluorescentes transforman un 25 % de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25 % se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local y el resto por conducción y convección. Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia o resistencia limitadora, representa un 25 % de la energía absorbida por la lámpara (ecuación 2.8).

2.2.5.1. Ganancia por iluminación

$$Q_{S, ILUM.} = 1,25 \cdot N_{ILUM.} \quad (2.8)$$

Donde:

- $N_{ILUM.}$: Potencia de iluminación instalada (W).

2.2.5.2. Ganancia por motores eléctricos

En general los motores eléctricos aportan ganancia sensible que se calcula por la expresión 2.9:

$$Q_{SE} = N_m \quad (2.9)$$

Donde:

- Q_{SE} : Carga térmica sensible de equipos (kW).
- N_m : Potencia de los equipos (kW).

En los locales estudiados esta ganancia se desprecia porque solo existen los motores de los ventiladores presentes en las computadoras y estos son de bajo consumo de potencia.

2.2.6. Ganancia de calor por infiltración y ventilación

El aire del exterior que fluye a través de una edificación ya sea como aire de ventilación, o no intencionalmente como infiltración es importante por dos razones. El aire del exterior es utilizado muchas veces para diluir contaminantes en el aire del interior y la energía asociada con calentamiento o enfriamiento del mismo es una significativa carga de relación espacio - acondicionamiento. La magnitud de estos valores de flujo de aire debe ser conocida a máxima carga para calcular adecuadamente el tamaño del equipo y en condiciones promedio, estimar adecuadamente el consumo de energía promedio.

Deben conocerse también los valores de intercambio de aire para asegurar un adecuado control de los niveles de contaminantes en el interior. En grandes edificaciones deben ser determinados el efecto de infiltración y ventilación en distribución y los patrones de flujo del aire ínterzonal, los cuales incluyen patrones de circulación de humo en caso de incendio.

El intercambio de aire entre el interior y las afueras está dividido en: ventilación (intencional e idealmente controlada) e infiltración (no intencional y descontrolada).

2.2.6.1. Ganancia por infiltraciones

$$Q_{S,INF} = 1,2 \cdot V_{INF} \cdot (t_e - t_i) \quad (2.10)$$

$$Q_{L,INF} = 1,2 \cdot V_{INF} \cdot (w_e - w_i) \quad (2.11)$$

Donde:

- $Q_{S,INF}$ y $Q_{L,INF}$: Ganancia térmica sensible y latente respectivamente (kW).
- V_{INF} : Volumen de aire infiltrado (m^3/s)
- w_e : Humedad específica exterior (kga/kgas)
- w_i : Humedad específica interior (kga/kgas)

2.2.6.2. Ventilación y cargas térmicas

El aire exterior introducido en una edificación forma parte de la carga de acondicionamiento del espacio, la cual es una razón para limitar la cuota de intercambio de aire en las edificaciones a un mínimo requerido. El intercambio de aire típicamente representa de 20 – 40 % de la carga térmica de la edificación (De Andrés; et al., 1992).

El intercambio de aire incrementa la carga térmica de una edificación de 3 maneras: Primero: el aire entrante debe ser enfriado desde la temperatura del aire exterior a la temperatura del aire interior. La tasa de consumo de energía está dada por:

2.2.6.3. Ventilación exterior

$$Q_{S,V} = 1,2 \cdot V_V \cdot (t_e - t_i) \quad (2.12)$$

Donde:

- $Q_{S,V}$: Ganancia sensible por ventilación (kW)
- V_V : Volumen de ventilación (m^3/s)
- t_e : Temperatura del aire exterior ($^{\circ}C$)
- t_i : Temperatura del aire en el interior del local ($^{\circ}C$)

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

$$Q_{L,V} = 2790 \cdot V_V \cdot (w_e - w_i) \quad (2.13)$$

Donde:

- $Q_{L,V}$: Ganancia latente por ventilación (kW)
- V_V : Volumen de ventilación (m^3/s)
- w_e : Humedad específica exterior (kg/kgas)
- w_i : Humedad específica interior (kg/kgas)

Finalmente el intercambio de aire incrementa la carga en una edificación, disminuyendo el rendimiento del sistema de aislamiento. El aire fluyendo alrededor y a través del aislamiento incrementa la tasa de transferencia sobre las tasas de diseño. El efecto de dicho flujo de aire en el rendimiento del sistema de aislamiento es difícil de cuantificar, pero debe ser considerado. El flujo de aire en el sistema de aislamiento disminuye también el rendimiento del sistema debido a la humedad condensada dentro y sobre el aislamiento.

2.3. Ciclo básico de aire acondicionado

El caudal de aire tratado en el climatizador y los parámetros bajo los cuales es necesario suministrarlos a un local para su acondicionamiento, dependen de las características de la carga térmica del mismo, así como también de las condiciones de diseño interior y exterior, caudal de ventilación y otros factores.

Una vez estimada la carga térmica del local, según lo establecido en el epígrafe anterior, el paso siguiente es determinar el ciclo de evolución del aire tratado en los equipos suministrado al local, con el objetivo de determinar los parámetros de trabajo de la instalación y seleccionar los equipos componentes de la misma.

2.4. Método de cálculo

2.4.1. Cálculo del Factor de Calor Sensible del Local (FCSL)

Es la razón entre las cargas térmicas sensibles y totales del local. La pendiente de esta recta depende de la relación entre las cargas sensibles y latentes del local; las condiciones de suministro del local están sobre cualquier punto de ella al que corresponde un determinado caudal de suministro (V_{SL}).

$$FCSL = \frac{Q_{SL}}{Q_{SL} + Q_{LL}} \quad (2.14)$$

2.4.2. Factor de Calor Sensible Total (FCST)

$$FCST = \frac{Q_{SB}}{Q_{TB}} \quad (2.15)$$

Donde:

- Q_{SB} : Carga sensible sobre la batería de enfriamiento (kW)
- Q_{TB} : Carga total sobre la batería de enfriamiento (kW)

Es la relación entre el ΣQ_{SB} y la carga térmica total de la instalación, incluyendo todas las cargas sensibles y latentes que procedan del aire exterior. Conocidas las condiciones de la mezcla (M) se traza la recta FCST.

Es evidente que las condiciones de salida del aire de la batería se encuentran sobre esta recta. Dependiendo del Factor de Desvío (FD) del equipo y su Aparato de Punto de Rocío (APR) y que corresponden a las condiciones de suministro del local (S_L) siempre que se desprecien las ganancias adicionales en los conductos y ventiladores.

Se afirma entonces que las condiciones de suministro del local (S_L) se encuentran donde se corten las rectas de FCSL y FCST.

2.4.3. Factor de Calor Sensible Efectivo (FCSE)

Se considera como la carga sensible efectiva del local, a la carga sensible del local más la carga sensible del aire exterior (que durante el proceso de enfriamiento pasa por esta sin sufrir cambio alguno) determinada por el factor de desvío de la batería.

$$FCSE = \frac{\text{Carga Sensible Efectiva del Local}}{\text{Calor Total Efectivo del Local}} \quad (2.16)$$

2.4.4. Determinación del APR

La carga total efectiva incluye además las cargas latentes del aire de ventilación desviado. El hacer esta suposición permite determinar un APR mediante la intersección del FCSE trazado, a partir de las condiciones de diseño interior del local con la curva de saturación. El FCSE no corresponde a ningún proceso real del aire, es solo un método para determinar de forma más sencilla el ciclo.

FCSL > FCSE > FCST. La diferencia entre estos tres factores depende del caudal de ventilación y para el caso en que éste sea cero, éstos serán iguales, es decir coincidirán sobre una misma recta.

2.4.5. Caudal de suministro al local

El cálculo de éste no es tan simple ya que es necesario trazar el FCST a partir de las condiciones de la mezcla M, los que a su vez solo podrán evaluarse si se conoce el caudal de suministro de aire al local el cual depende de las condiciones de suministro sobre el FCSL.

En tal caso esto se resuelve mediante un método de tanteo que consta de siete pasos y es muy engorroso el cual puede ser simplificado mediante ciertas suposiciones basadas en los conceptos de FD y APR.

$$V_{SL} = \frac{Q_{SL} + Q_{SV}}{1,2 \cdot (t_L - t_{APR}) \cdot (1 - FD)} \quad (2.17)$$

La temperatura a bulbo seco de la mezcla t_M se calcula con suficiente aproximación a partir de conocer los valores del volumen por unidad de tiempo, la ecuación 2.18

se emplea en los cálculos, ya que en la mayoría de los procesos relacionados con la climatización para el confort las diferencias de densidades del aire son pequeñas.

$$t_M = \frac{t_E \cdot V_V + t_L \cdot V_R}{V_{SL}} \quad (2.18)$$

Donde:

- V_R : Caudal de retorno (m^3/s)
- t_E : Temperatura exterior ($^{\circ}C$)
- t_L : Temperatura del local ($^{\circ}C$)
- V_B : Caudal de aire tratado en la batería (m^3/s), si no hay fugas:

$$V_B = V_R$$

Conocidas t_M y APR , se determinará t_{SB} a partir de la ecuación 2.19.

$$t_{SL} = t_{SB} = t_{APR} + FD \cdot (t_M - t_{APR}) \quad (2.19)$$

También se determina gráficamente mediante la intersección del FCSB (a partir de M) y el FC SL, sobre el esquema psicrométrico. Como en este caso se desprecian las ganancias en la impulsión: $t_{SL} = t_{SB}$

2.4.6. Finalmente se calcula la carga total sobre la batería de enfriamiento

La ganancia total sobre la batería de enfriamiento va a ser la suma de todas las cargas, es decir, la suma de las cargas sensibles y latentes del local, la carga sensible y latente por ventilación y las ganancias sensibles y latentes adicionales. Esta se calcula a través de la expresión 2.20.

$$Q_{TB} = Q_{SL} + Q_{LL} + Q_{SV} + Q_{LV} + Q_{S_{GA}} + Q_{L_{GA}} \quad (2.20)$$

Donde:

- $Q_{S_{GA}}$ y $Q_{L_{GA}}$: Ganancias sensibles y latentes adicionales (kW)

En estos análisis son despreciadas las fugas y ganancias en los conductos de suministro y retorno del local.

2.5. Metodología de cálculo para determinar la energía necesaria en el sistema de Clima Centralizado por Agua Fría sin Recuperación de Calor.

A continuación mostraremos la secuencia de cálculos que demuestran las pérdidas de energía térmica por concepto de expulsión al exterior del aire viciado y la introducción de aire de renovación sin tratar, en cada uno de los locales antes mencionados. De esta forma haremos una comparación entre el sistema con renovación de aire sin tratar y la renovación de aire con tratamiento.

Al referirnos al tratamiento, lo hacemos por los sistemas de recuperación de calor a doble flujo que son utilizados hoy en día, precisamente para recuperar la energía del aire viciado mediante el intercambio que se produce indirectamente con el aire del medio exterior

La secuencia de cálculo es a partir de la ecuación de balance de energía, aplicada a un sistema de climatización con Unidad Manejadoras de Aire (UMA) según se muestra en la figura 2.4.

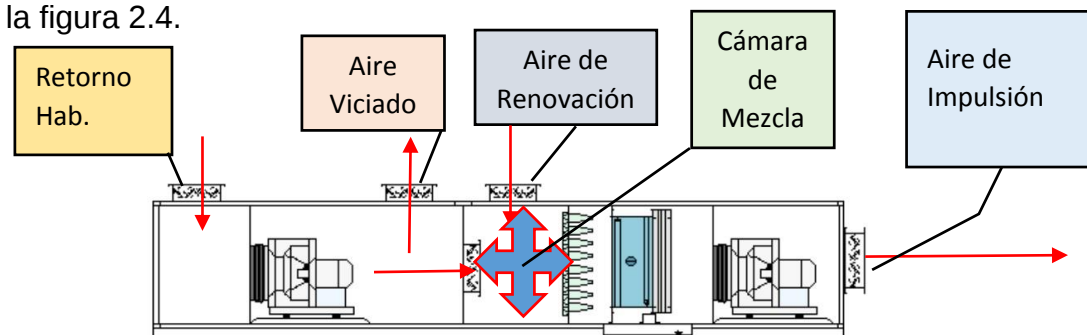


Figura.2.4: Esquema de la Unidad Manejadora de Aire con dos extractores. Representación de las tres zonas de operación: Zona de extracción y expulsión de aire viciado, cámara de mezcla donde entra el aire del medio exterior y parte del de retorno del local y zona de filtrado con la batería de enfriamiento.

Como se muestra en la figura 2.4, este equipo climatizador posee dos extractores: uno para la extracción del aire de retorno y expulsión del por ciento de aire viciado y el otro para la extracción del aire de renovación y el aire de retorno que después

de mezclarse en la cámara de mezcla, pasará por la batería de enfriamiento hasta la temperatura de calor sensible del local,

Las Unidades Manejadoras de Aire (UMA) utilizadas para este sistema tienen como principio de funcionamiento, inyectar aire frío a una temperatura sensible del local de 15°C, según el ciclo evolutivo del aire planteado anteriormente, y de esta forma lograr una temperatura de confort en los diferentes locales entre 24 – 26 °C, un porcentaje de este aire es devuelto a la Manejadora como aire de retorno, a una temperatura de 24±1 °C mediante conductos acoplados al equipo, y lo une con el aire de renovación, en una cámara de mezcla en el interior del equipo, con una temperatura aproximada de 32 °C. De esta forma, se logra mantener el local con un confort higiénico y adecuado.

Como planteábamos anteriormente, estos equipos que trabajan con aire de renovación con las condiciones de temperatura y humedad del medio exterior, incurren en un gasto de energía adicional innecesario, ya que en la cámara de mezcla al unirse el aire del medio exterior con el de retorno la temperatura que se logra es de alrededor de 29 °C para luego enfriar a 15 °C nuevamente.

Para demostrar lo antes planteado, desarrollaremos una secuencia de cálculos basados específicamente en la utilización de la ecuación de balance energético, donde se determinará la cantidad de calor necesaria para llevar dentro del climatizador la temperatura que llega a la cámara de mezcla del equipo, hasta la temperatura de calor sensible del local, tal como se demostró en el ciclo evolutivo del aire en las diferentes áreas a climatizar del hotel en estudio.

2.5.1. Cálculo de la cantidad de calor sensible del aire de renovación.

Para calcular esta cantidad de calor del medio, se tomó el caudal de aire de renovación con el ΔT existente, entre la temperatura de bulbo seco del aire exterior a 32 °C y la temperatura del calor sensible del local a 15 °C y el calor específico del aire.

$$Q_1 = G_{aire\ renov.} \cdot \rho_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot (T_{aire\ exter.} - T_{csl}) \quad (2.21)$$

Donde:

Q_1 – Cantidad de calor necesario para llevar la temperatura del aire exterior hasta la temperatura de calor sensible del local, (Kcal/h)

$G_{aire\ Renov.}$ – masa de aire de renovación de la UMA, (m³/h)

ρ_{aire} - peso específico del aire, (kg/m³)

Cp_{aire} - calor específico del aire, (Kcal/kg°C)

$T_{aire\ Ext.}$ – Temperatura de bulbo seco del medio exterior, (°C)

T_{csl} - temperatura de calor sensible del local según ciclo evolutivo del aire, (°C)

Conociendo ya el valor de Q_1 procedemos a evaluar a Q_2 , este va a ser la cantidad de calor que se necesita para llevar la temperatura del aire que retorna del local hasta el valor de la temperatura de calor sensible del local dentro de cámara de mezcla, una vez eliminado el por ciento de aire viciado que sale al exterior.

$$Q_2 = G_{aire\ retorn.} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{aire\ retorn\ local.} - T_{csl}) \quad (2.22)$$

Donde:

$Q_2.$ – Cantidad de calor necesario para llevar la temperatura del aire de retorno hasta la temperatura de calor sensible del local (Kcal/h)

$G_{aire\ retorn.}$ – masa de aire de retorno de la UMA. (m³/h)

ρ_{aire} - peso específico del aire. (kg/m³)

Cp_{aire} - calor específico del aire. (Kcal/kg* °C)

$T_{aire\ retorn\ local.}$ – temperatura de retorno del local. (°C)

T_{csl} - temperatura de calor sensible del local por el ciclo evolutivo del aire. (°C)

Una vez determinado cada uno de los calores de los dos tipos de aire que entran a la cámara de mezcla en la unidad manejadora de aire, para llegar a la temperatura

de calor sensible del local, se procede a la suma de estos para con la misma ecuación de balance, determinar la temperatura en la cámara de mezcla del equipo.

$$\Sigma Q_{cmsr} = Q_1 + Q_2 \quad (2.23)$$

Donde,

ΣQ_{cmsr} – cantidad de calor total que se necesita en la unidad manejadora de aire para lograr la temperatura de confort del local (Kcal/h).

Sustituyendo el valor de la sumatoria de Q_1 y Q_2 con el caudal total de la manejadora en la ecuación de balance, podremos conocer el valor de la temperatura que se logra en la cámara de mezcla mediante su despeje, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\Sigma Q_{cmsr} = G_{aire\ inyeccion} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{cm} - T_{csl}) \quad (2.24)$$

Donde:

$G_{aire\ inyeccion}$ -masa de aire de inyección total de la UMA. (Kcal/h)

T_{cm} -temperatura en la cámara de mezcla. (°C)

Despejando la temperatura del aire en la cámara de mezcla:

$$T_{cm} = \left(\frac{\Sigma Q_{cmsr}}{G_{aire\ inyeccion} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire}} \right) + T_{csl} \quad (2.25)$$

Al determinar la temperatura en la cámara de mezcla de las Unidades Manejadoras de Aire, que climatizan a cada uno de los locales, podemos conocer la temperatura del aire promedio en estas, una vez que ha sido introducido el por ciento de aire de renovación que necesita cada local a las condiciones medio ambientales, en temperatura y humedad relativa.

2.6. Metodología de cálculo para el sistema de clima con recuperación de calor.

Los recuperadores disminuyen su rendimiento al aumentar el caudal, esto es uno de los factores que se tuvieron en cuenta al realizar este cálculo, dado que las Unidades Manejadoras de Aire trabajan con caudales elevados.

Por tanto, fue necesario tomar los caudales de aire de renovación de las 18 Unidades Manejadoras de Aire instaladas en el edificio hotelero, con estos caudales de aire y el catálogo de los equipos se determinaron las eficiencias energéticas de cada recuperador incorporado en el climatizador, se promediaron estos valores y se obtuvo el valor de eficiencia promedio en general.

El valor de eficiencia promedio es de alrededor del 57 por ciento, siendo este el que tomaremos para determinar las variaciones de temperatura en cada uno de los fluidos que intervienen en el proceso de intercambio. Con estas variaciones de temperaturas podremos determinar los calores necesarios para obtener la temperatura dentro de la cámara de mezcla de la Unidad Manejadora de Aire, y así, conocer el calor necesario para llevar la temperatura dentro de la cámara hasta la temperatura sensible del local.

Conocido el calor necesario para lograr la temperatura de confort del local, sin recuperación y con recuperación podremos saber exactamente, mediante la diferencia de estos calores, lo que representa en ahorro energético, el tratamiento del aire de renovación mediante la recuperación de calor a doble flujo en los equipos que climatizan las diferentes áreas del edificio en estudio.

2.6.1. Cálculo del calor sensible del aire viciado que se expulsa al medio exterior.

Para calcular la cantidad de calor sensible que posee el aire viciado que se expulsa al medio exterior, fue necesario utilizar nuevamente la ecuación de balance. El diferencial de temperatura utilizado en este caso es: la temperatura con que retorna el aire de los locales y la temperatura de bulbo seco del medio exterior.

$$Q_{medio\ ext.} = G_{aire\ viciado} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{aire\ exter.} - T_{ret.local}) \quad (2.26)$$

Donde:

$Q_{medio\ ext.}$ – Cantidad de calor del aire viciado que sale al exterior. (Kcal/h)

$G_{aire\ viciado}$ – masa de aire viciado que se expulsa al medio exterior. (m³/h)

ρ_{aire} – peso específico del aire a la temperatura de retorno, 24 °C. (kg/m³)

$C_{p_{aire}}$ - calor específico del aire de retorno. (Kcal/kg °C)

$T_{aire\ exter.}$ - temperatura de bulbo seco del medio exterior. (°C)

$T_{ret.local}$ - temperatura del aire de retorno del local. (°C)

Una vez calculada la carga térmica que se expulsa al medio y utilizando los catálogos de selección de las Unidades Manejadoras de Aire, tomamos los valores de eficiencia de cada recuperador incorporado en la unidad manejadoras de aire y determinamos el calor sensible que se recupera

Con el calor recuperado del equipo, podemos calcular el diferencial de temperatura que existirá entre el aire viciado en el retorno y la temperatura a que saldrá después de haber cedido su calor sensible

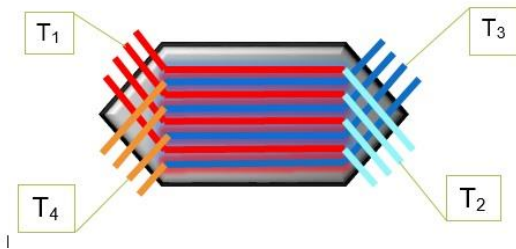


Figura. 2.5. Esquema de circulación e intercambio del Recuperador de Calor a doble flujo.

Utilizando el calor total que se expulsa al medio y la eficiencia de los recuperadores, conoceremos el calor recuperado por el equipo de recuperación a doble flujo. Se obtiene como sigue:

$$Q_{rec.} = Q_{medio\ ext.} \cdot \eta_{recuperador} \quad (2.27)$$

Donde:

$Q_{rec.}$ - Cantidad de calor recuperado por el equipo a doble flujo. Kcal/h

$\eta_{recuperador}$ - Rendimiento del equipo recuperador a doble flujo.

Con el calor recuperado conoceremos la temperatura con que sale el aire viciado del equipo de recuperación, despejando la temperatura en la ecuación de balance.

$$Q_{rec.} = G_{aire\ viciado.} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{aire\ ret.\ viciado} - T_{sal.\ rec.}) \quad (2.28)$$

Donde:

$Q_{rec.}$ - Cantidad de calor recuperado por el equipo a doble flujo. (Kcal/h)

$G_{aire\ viciado.}$ - Flujo de aire viciado que entra al recuperador. (Kg/m³)

$T_{aire\ ret.\ viciado}$ - Temperatura del aire de retorno viciado que se expulsa al medio exterior. (°C)

$T_{sal.\ rec.}$ - Temperatura a la que sale el aire del recuperador de calor. (°C)

Despejando la temperatura de salida del aire del recuperador de calor, lograremos conocer la variación de temperatura en uno de los flujos que intercambia en este equipo:

$$T_{sal.rec.} = \left(\frac{Q_{rec}}{G_{aire\ viciado} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire}} \right) + T_{aire\ ret.\ viciado} \quad (2.29)$$

Tratándose de 18 Unidades Manejadoras de Aire (UMA), con diferentes flujos de aire viciado y con distintos valores de rendimiento de los recuperadores de calor, incluidos en cada una. Se promedian estos valores y obtenemos un único diferencial de temperatura en estos equipos para poder determinar la temperatura del aire que llega a la cámara de mezcla de la UMA.

Conociendo el diferencial de temperatura en uno de los flujos que intervienen en el intercambio a través del recuperador, conoceremos el diferencial de temperatura del otro flujo. En este caso se trata del aire viciado que es expulsado al exterior y el aire de renovación que se introduce a la cámara de mezcla de la UMA. Siempre teniendo en cuenta que los ventiladores del equipo de recuperación deben de ser exactamente iguales en sus características técnicas, de esta forma evitaremos una disminución del rendimiento de la recuperación y a su vez una variación de la temperatura entre los fluidos que intervienen.

2.6.2. Cálculo de la cantidad de Calor Sensible del flujo de aire que entra al recuperador como renovación.

Conociendo el flujo de aire que se introduce a la UMA como aire de renovación y el diferencial de temperatura entre la temperatura de bulbo seco y la temperatura a que sale el aire de renovación del recuperador, podremos determinar por la ecuación de balance el calor sensible que se introduce a la cámara de mezcla.

$$Q_{rec. aire renov.} = G_{aire renov.} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{aire renov.} - T_{sal. recup.})$$

(2.30)

Q_{rec} – Cantidad de calor sensible que absorbe el aire de renovación. (Kcal/h)

$G_{aire renov.}$ – volumen de aire de renovación que se extrae del medio exterior.
(m³/h)

ρ_{aire} – peso específico del aire. (Kg/m³)

Cp_{aire} – calor específico del aire. (Kcal/kg°C)

$T_{aire renov.}$ – temperatura del aire de renovación que se toma del medio exterior.
(°C)

$T_{sal. recup.}$ - temperatura del aire a la salida del recuperador. (°C)

2.6.3. Cantidad de calor sensible necesaria para llevar la temperatura del aire que entra a la cámara de mezcla hasta la temperatura de calor sensible del local.

El aire que sale del recuperador, tendrá una temperatura inferior a la temperatura de bulbo seco, una vez logrado el intercambio en el recuperador, este se dirigirá a la cámara de mezcla de la Unidad Manejadora de Aire (UMA) para mezclarse con el aire que retorna de los locales.

Estos dos flujos al mezclarse dan una temperatura determinada que luego se llevará en la batería térmica de la UMA hasta la temperatura de calor sensible del

local. Para esto es necesario de una cantidad de calor que las determinaremos por separado, denominadas en la ecuación de balance como Q_1 y Q_2 , tal como se realizó en el acápite anterior.

A continuación se muestra el procedimiento de cálculo que se llevó a cabo para conocer los valores reales de lo explicado con anterioridad.

$$Q_1 = G_{aire\ renov.} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{salid\ recup.} - T_{csl}) \quad (2.31)$$

Donde:

Q_1 - Cantidad de calor necesario para llevar la temperatura de salida del recuperador hasta la temperatura de calor sensible del local, (Kcal/h)

$G_{aire\ renov.}$ - flujo de aire de renovación en la UMA, (m³/h)

ρ_{aire} - peso específico del aire, (kg/m³)

Cp_{aire} - calor específico del aire, (Kcal/kg°C)

$T_{salid\ recup.}$ - Temperatura del aire de renovación a la salida del Recuperador de Calor, (°C)

T_{csl} - temperatura de calor sensible del local según ciclo evolutivo del aire, (°C)

$$Q_2 = G_{aire\ retorn.} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{aire\ retorn\ local.} - T_{csl}) \quad (2.32)$$

Donde:

Q_2 - Cantidad de calor necesario para llevar la temperatura del aire de retorno hasta la temperatura de calor sensible del local (Kcal/h)

$G_{aire\ retorn.}$ - flujo de aire de retorno de los locales a la UMA. (m³/h)

ρ_{aire} - peso específico del aire. (kg/m³)

$C_{p_{aire}}$ - calor específico del aire. (Kcal/kg °C)

$T_{aire\ retorn\ local}$ - temperatura del aire de retorno del local. (°C)

T_{csl} - temperatura de calor sensible del local según el ciclo evolutivo del aire. (°C)

Una vez conocidos los valores de Q_1 y Q_2 , su sumatoria nos dará el calor total que llega a la cámara de mezcla y procederemos a calcular la temperatura en la cámara de mezcla una vez tratado el aire de renovación y con esta temperatura calcularemos la cantidad de calor necesaria para llevar esta temperatura hasta la de calor sensible del local.

2.6.4. Cálculo de la temperatura en la cámara de mezcla.

$$T_{cm} = \left(\frac{Q_1 + Q_2}{G_{aire\ inyeccion} \cdot \rho_{aire} \cdot C_{p_{aire}}} \right) + T_{csl} \quad (2.33)$$

Donde:

$Q_1 + Q_2$ – sumatoria de los calores del aire tratado de renovación y el aire de retorno que entran a la cámara de mezcla de la UMA. (Kcal/h).

$G_{aire\ inyeccion}$ - flujo de aire de inyección total a la UMA, que no es más que el flujo de aire de renovación más el flujo de aire de retorno. (m³/h)

T_{cm} -temperatura del aire en la cámara de mezcla. (°C)

T_{csl} - temperatura de calor sensible del local por el ciclo evolutivo del aire. (°C)

Al determinar la temperatura en la cámara de mezcla de las Unidades Manejadoras de Aire (UMA) que climatizan a cada uno de los locales, podemos conocer la temperatura del aire promedio en estas, una vez que ha sido tratado el aire de renovación con el aire viciado del medio, donde se observa que existe una diferencia de temperatura de 4 °C aproximadamente cuando comparamos las temperaturas en cámaras de mezcla en las UMA, con el aire de renovación sin

tratar, y el aire de renovación ya tratado con los recuperadores de calor a doble flujo.

2.7. Autoridad de la válvula de control.

Cuando se cierra la válvula de control, el caudal y la pérdida de carga se reducen en los terminales, tuberías y accesorios. Esto provoca una presión diferencial más alta sobre ella con lo que la característica de dicha válvula se distorsiona. Esta distorsión de la característica de la válvula de control se representa por su autoridad β , que se define como:

$$\beta = \frac{\Delta PV_c}{\Delta P} \quad (2.34)$$

Donde:

β -Autoridad de la válvula

ΔpV_c -Pérdida de carga en la válvula de control totalmente abierta y el caudal de diseño

Δp -Pérdida de carga de la válvula cerrada.

El numerador es constante y depende únicamente de la elección de la válvula de control y del valor del caudal de diseño. El denominador corresponde a la ΔH disponible para el circuito. Una válvula de equilibrado, instalada en serie con la de control seleccionada, no cambia ninguno de estos dos factores y en consecuencia, no influye en la autoridad de la válvula de control.

Otra forma mucho más sencilla, consiste en comparar la presión diferencial de diseño que debe estar disponible para el circuito más remoto, con la altura de bomba. Como norma, el control de presión diferencial es esencial en un sistema de distribución a caudal variable, si la relación C es inferior a 0,4:

$$C = \frac{\Delta p}{H} \quad (2.35)$$

Donde:

Δp -variación de presión de diseño sobre el circuito más alejado.

H - Altura de la bomba de diseño

2.8. Conclusiones del Capítulo:

- Se estableció la metodología del cálculo para conocer la carga térmica total del hotel
- Quedaron expuestos los pasos a seguir, para establecer el ciclo evolutivo del aire para cada local.
- Quedó establecido con detalles la metodología de cálculo utilizada para realizar la comparativa entre los dos sistemas de clima expuestos en este capítulo y selección del más factible, para dar cumplimiento al objetivo específico de este trabajo basado principalmente en el ahorro energético de las instalaciones de climatización en los hoteles principalmente en el escogido para este estudio.
- Se expuso el cálculo donde se mostró la importancia de la autoridad de las válvulas de control donde se reflejó que una autoridad mayor a 0,4 no es la adecuada para el sistema.
- Quedaron realizadas las metodologías para conocer los costes por un confort a causa de un sistema sin equilibrar hidráulicamente.

CAPITULO III. ANALISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACION ECONOMICA Y MEDIO AMBIENTAL.

3.1. Introducción.

En este capítulo se expondrán los resultados de la metodología planteada en el capítulo anterior, dando respuesta a los objetivos de este trabajo, demostraremos los ahorros energéticos que se producen en la instalación a raíz de las propuestas planteadas en los capítulos anteriores mediante la recuperación de calor y el equilibrado hidráulico, esto va estrechamente relacionado con una valoración económica ya que se debe tener en cuenta el costo de estos para que sea satisfactorio para conseguir demostrar que son sistemas con un alto nivel de importancia para la implementación en el turismo en Cuba y aumentar la competencia a niveles internacionales ya que instalaremos el mismo sistema tecnológico utilizados por todas las compañías de explotación y fabricación de Hoteles de altos estándares.

3.2. Resultados de la Carga Térmica.

En las tablas que se muestran a continuación, se reflejan los resultados obtenidos del cálculo de carga térmica por locales del hotel en general. En estas podemos observar los resultados del cálculo y los criterios de selección para los equipos de climatización a instalar del edificio en estudio.

En las tablas se muestran los locales en específico, las áreas de piso, la carga térmica por locales, el flujo de agua fría correspondiente a cada carga térmica y el flujo de aire que manejará cada equipo.

Los resultados de la carga térmica de los locales se obtuvieron con la utilización del software del sistema **CARRIER HAP4.6**, el cual está fundamentado en los sistemas de ecuaciones, parámetros y coeficientes explicados en los acápites anteriores, donde se muestran las condiciones medio ambientales del territorio donde se encuentra enclavado el edificio, los horarios pico del día y los meses más calientes del año

Existen en las tablas criterios de selección que no varían con respecto a los de cálculo, por ser locales específicos donde no era necesario establecer coeficientes

de reserva, como son los casos de la de las 18 UMA y los Fan Coil de áreas comunes.

En el caso del local Humidor en específico se climatizará con un equipo de expansión directa del tipo Split esquelético conectado a conductos de *Persystem*, con inyección y retorno por rejillas. Esta solución se debe a que este local debe mantener una temperatura de confort de 18 °C que es imposible de lograr con los equipos de *Fan Coil* por agua fría.

Para el caso de este local se mantendrá la humedad necesaria para el habano con equipos humidificadores y controladores de humedad.

Especificaciones	Resultado del calculo				Criterios de Selección		
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 0	563,9	589,1	168,3	101,79	606,1	173	104,73
APOYO PIANO BAR	26,0	4,5	1,29	0,78	3,5	1,0	0,60
HUMIDOR	29,0	5,5	1,57	0,95	3,5	1,0	0,60
OFFICE BAR	11,3	3,7	1,06	0,64	3,5	1,0	0,60
OFIC. J COMPRAS	9,3	3,7	1,06	0,64	3,5	1,0	0,60
LOCAL BENEF. VEGETALES	8,2	3,7	1,06	0,64	1,75	0,5	0,30
ALM. DE VIANDAS Y VEGET.	14,1	3,7	1,06	0,64	3,5	1,0	0,60
ALM. BEBIDAS Y LICORES	30,7	6,30	1,80	1,09	3,5	1,0	0,60
ALM. DE VINOS	10,1	3,7	1,06	0,64	1,75	0,5	0,30
ALM. VIV. SECOS	45,3	3,7	1,06	0,64	3,5	1,0	0,60
ALM. DE HARINA	4,0	3,7	1,06	0,64	1,75	0,5	0,30
FREGADO 1N	4,2	3,7	1,06	0,64	1,75	0,5	0,30
SERVIBAR	12,7	2,60	0,74	0,45	3,5	1,0	0,60
BACK OFFICE	22,6	6,1	1,74	1,05	5,25	1,5	0,91
J. ALOJ. Y REL PUBLICAS	22,4	2,53	0,72	0,44	1,75	0,5	0,30
ALM. DE BASURAHUMEDA	5,5	3,7	1,06	0,64	1,75	0,5	0,30
PGD	36,0	14,0	4,00	2,42	14,0	4,0	2,42
OFIC. RECURSOS HUMANOS	15,5	2,76	0,79	0,48	1,75	0,5	0,30
J. COCINA 2N	9,0	2,76	0,79	0,48	1,75	0,5	0,30
SALA POLIVALENTE 1	72,0	26,2	7,49	4,53	26,2	7,5	4,53
SALA POLIVALENTE 2	100	52,2	14,91	9,02	52,2	15,0	9,02
SALA POLIVALENTE 3	102	40,1	11,46	6,93	45,4	13,0	7,85
SALA POLIVALENTE 4	140	30,1	8,60	5,20	45,4	13,0	7,85
PIANO BAR	169,1	36,1	10,31	6,24	36,4	10,0	6,29
PREPARACION FRIA	13,1	5,3	1,51	0,92	3,50	1,0	0,60
PREPARACION DE	15,7	4,5	1,29	0,78	3,50	1,0	0,60
PREPARACION DE CARNE	15,5	6,2	1,77	1,07	3,50	1,0	0,60
CIGAR BAR	107,8	28,5	8,14	4,92	29,2	8,3	5,05
LOBBY	764,5	119,3	34,09	20,62	119,3	34,0	20,62
BAR DE TAPAS	141,2	51,8	14,80	8,95	54,8	16,0	9,47
PATIO INTERIOR	290,4	64,8	18,51	11,20	78,5	22,0	13,56
RESTAURANTE BRISTOL	185,15	43,6	12,46	7,53	46,9	13,0	8,10

Tabla 3.1. Resumen de resultados de la carga térmica por locales Áreas comunes del hotel Nivel 0

Especificaciones	Resultado del calculo				Criterios de Selección		
	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 2	2169,2	379,8	108,5	65,62	379	108,21	65,45
ALM. DE DIARIO 2N	11.1	2,26	0,65	0,39	1,75	0,5	0,30
J COCINA 2N	9.0	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
PREP. FRIA 2N	16.6	3,41	0,97	0,59	3,5	1,0	0,60
SECRET. EJECUTIVA 2N	10.1	2,07	0,59	0,36	1,75	0,5	0,30
MAITRE GRUPO ATB	9.3	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
INFORMATICA 4N	14.0	2,88	0,82	0,50	1,75	0,5	0,30
DIRECTOR ASISTENTE	11.5	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
DTOR ADJUNTO 2N	14.1	3,7	1,06	0,64	3,5	1,0	0,60
DTOR GENERAL 2N	14.6	3,7	1,06	0,64	3,5	1,0	0,60
ECON. Y CONTAB. 2N	27.7	5,25	1,50	0,91	3,5	1,0	0,60
OFICINA CIM 2N	8.3	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
OFICINA CCTV 2N	6.3	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
OFIC. REC.HUMANOS	15.5	5,25	1,50	0,91	3,5	1,0	0,60
CAJA 2N	5.4	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
OFIC. DE SEGURIDAD	6.0	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
LOCAL DE COMUN. .	8.4	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
HAB.ESTANDAR	215.4	21,00	6,00	3,63	21,0	6,0	3,63
HAB. DISCAPAC.	107.7	10,50	3,00	1,81	10,50	3,0	1,81
HAB. ESTAND. SUPER.	614.6	49,00	14,00	8,47	49,00	14,0	8,47
MINI SUITE DE LUXE	68.7	5,25	1,50	0,91	5,25	1,5	0,91
SUITE DE ESQUINA	77.4	7,00	2,00	1,21	7,00	2,0	1,21
COM. EMP.2DO NIVEL	89.6	18,45	5,27	3,19	17,5	5,0	3,02
OFIC. AMA DE LLAVES	8.4	1,75	0,50	0,30	1,75	0,5	0,30
SHOW COOKING	99.8	79,2	22,6	13,69	79,2	22,6	13,69
BUFFET	699.7	145,1	41,46	25,07	150,8	43,09	26,06

Tabla 3.2. Resumen de resultados de la carga térmica por locales de áreas comunes y habitaciones del hotel Nivel 2

Especificaciones	Resultado del calculo				Criterios de Selección		
	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
NIVEL 3	375,7	92,8	26,5	16,03	92,8	26,5	16,03
HABITACIONES ESTÁNDAR (9)	43,9	31,5	9,0	5,44	31,5	9,0	5,44
HAB ESTANDAR SUPERIOR (14)	185,7	49,0	14,0	8,47	49,0	14,0	8,47
HAB MINI SUITE (1)	68,7	5,25	1,5	0,91	5,25	1,5	0,91
HAB SUTE DE ESQUINA (1)	77,4	7,00	2,0	1,21	7,0	2,0	1,21

Tabla 3.3. Resultados de la carga térmica de las habitaciones ubicadas en el Nivel 3.

Especificaciones	Resultados del Cálculo			Criterios de Selección			
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 4	1769,7	175	50	30,24	171,5	49,0	29,64
HABITACINES ESTANDAR (22)	812,0	77,0	22,0	13,31	77,0	22,0	13,31
HAB ESTANDAR SUPERIOR (14)	612,0	49,0	14,0	8,47	49,0	14,0	8,47
HAB JUNIOR SUITE (1)	55,6	5,25	1,50	0,91	5,25	1,50	0,91
MINI SUITE DE LUXES (1)	68,7	5,25	1,50	0,91	5,3	1,50	0,91
SUITE DE ESQUINA (1)	77,4	7,00	2,00	1,21	7,0	2,00	1,21
SUITE DE TIPO 3 (1)	78,0	7,00	2,00	1,21	7,0	2,00	1,21
OFIC. J TALLERES 4N	12,5	3,50	1,00	0,60	1,75	0,50	0,30
INFORMATICA 4N	14,0	3,50	1,00	0,60	3,5	1,00	0,60
LOCAL DE SERVIDORES 4N	13,0	7,00	2,00	1,21	7,0	2,00	1,21
LOCAL TELEMATICA	16,3	3,50	1,00	0,60	3,5	1,00	0,60
LOCAL UPS	10,2	7,00	2,00	1,21	5,3	1,50	0,91

Tabla 3.4. Resultados de la carga térmica de las habitaciones y locales de áreas comunes ubicados en el Nivel 4.

Especificaciones	Resultados del Cálculo			Criterios de Selección			
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 5	1362,1	130,11	37,17	22,48	134,6	38,46	23,26
OFIC. GERENTE. SPA 5N	13,2	0,92	0,26	0,16	1,75	0,50	0,30
OFIC. TECN. SPA 5N	20	0,92	0,26	0,16	1,75	0,50	0,30
SUITE DE TRATAM.5N	41,2	1,38	0,39	0,24	1,75	0,50	0,30
LOCAL DE MASAJE 5N (541)	17,5	1,03	0,29	0,18	1,75	0,50	0,30
LOCAL DE MASAJE 5N (539)	14,5	1,03	0,29	0,18	1,75	0,50	0,30
LOCAL MASAJE IND 5N(543)	12,3	0,50	0,14	0,09	1,75	0,50	0,30
LOCAL MASAJE PAR 5N(544)	13	0,92	0,26	0,16	1,75	0,50	0,30
RELAX,BAR D JUGOS 5N	85,3	9,66	2,76	1,67	7,00	2,00	1,21
SALON DE BELLEZA	41,7	4,60	1,31	0,79	5,25	1,50	0,91
PUESTO MEDICO	19,6	0,80	0,23	0,14	1,75	0,50	0,30
HABITACIONES ESTANDAR (9)	323,1	31,5	9,00	5,44	31,5	9,00	5,44
HAB. ESTANDAR SUPERIOR (14)	614,6	49,00	14,00	8,47	49,00	14,00	8,47
MINI SUITE (1)	68,7	5,25	1,50	0,91	5,25	1,50	0,91
SUITE DE ESQUINA (1)	77,4	7,00	2,00	1,21	7,00	2,00	1,21
MANEJADORA 05-03 (A). A.Prim.		15,6	4,46	2,70	15,6	4,46	2,70

Tabla 3.5. Resultados de la carga térmica de las habitaciones y locales del SPA del Hotel, ubicados en el Nivel 5.

Especificaciones	Resultados del Cálculo				Criterios de Selección		
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 6	1607,3	295,15	84,33	51,002	299,5	85,6	51,754
PREP. FRIA 6N	14,5	4,14	1,18	0,72	3,5	1,00	0,60
ROOM SERVICE 6N	13,9	8,51	2,43	1,47	3,5	1,00	0,60
ALM. DIARIO 6N	7,9	0,8	0,23	0,14	1,75	0,50	0,30
OFICINA GIMNASIO	8,6	0,8	0,23	0,14	1,75	0,50	0,30
GIMNACIO Y AEROBIOS	112,8	31,0	8,86	5,36	31,00	8,86	5,36
SNACK BAR , A. MESAS	282,7	108,6	31,03	18,77	116,7	33,34	20,17
RESTAURANTE TEMATICO	251,4	50,3	14,37	8,69	50,30	14,37	8,69
HABIT. ESTANDAR (24)	852	84,0	24,00	14,52	84,00	24,00	14,52
SUITE DE ESQUINA (1)	63,5	7,0	2,00	1,21	7,0	2,00	1,21

Tabla 3.6. Resultados de la carga térmica de las habitaciones y locales de áreas comunes ubicados en el Nivel 6.

Especificaciones	Resultados del Cálculo				Criterios de selección		
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 6^a	915,5	91,0	26,0	15,72	91,0	26,0	15,72
HABITACIONES ESTANDAR (24)	852,0	84,0	24,0	14,52	84,0	24,0	14,52
SUITE DE ESQUINA (1)	63,5,0	7,0	2,00	1,21	7,0	2,0	1,21

Tabla 3.7. Resultados de la carga térmica de las habitaciones y locales de áreas comunes ubicados en el Nivel 6A.

Especificaciones	Resultados del Cálculo				Criterios de selección		
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 7	2044,3	199,5	57,0	34,47	199,5	57,0	34,47
HABITACIONES ESTANDAR (53)	1881,5	185,5	53,0	32,05	185,5	53,0	32,05
SUITE DE ESQUINA (1)	77,4	7,0	2,00	1,21	7,0	2,0	1,21
SUITE DE TIPO 2 (1)	85,4	7,0	2,00	1,21	7,0	2,0	1,21

Tabla 3.8. Resultados de la carga térmica de las habitaciones ubicadas en el Nivel 7 habitacional.

Especificaciones	Resultados del Cálculo				Criterios de selección		
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 8	2044,3	199,5	57,0	34,47	199,5	57,0	34,47
HABITACIONES EST. (53)	1881,5	185,5	53,0	32,05	185,5	53,0	32,05
SUITE DE ESQUINA (1)	77,4	7,0	2,00	1,21	7,0	2,0	1,21
SUITE DE TIPO 3 (1)	85,4	7,0	2,00	1,21	7,0	2,0	1,21

Tabla 3.9. Resultados de la carga térmica de las habitaciones ubicadas en el Nivel 8 habitacional.

Especificaciones	Resultados del Cálculo				Criterios de selección		
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 9	1547,4	150,5	43,0	26,01	186	43,0	26,01
HABITACIONES ESTANDAR (39)	1384,5	136,5	39,0	23,59	136,5	39,0	23,59
SUITE DE ESQUINA (1)	77,4	7,0	2,0	1,21	7,0	2,0	1,21
SUITE DE TIPO 2 (1)	85,5	7,0	2,0	1,21	7,0	2,0	1,21
SUITE DE TPO 1 (5)	76,69	35,0	10,0	6,05	35,0	10,0	6,05

Tabla 3.10. Resultados de la carga térmica de las habitaciones ubicadas en el Nivel 9 habitacional.

Especificaciones	Resultados del Cálculo				Criterios de Selección		
Locales	A. Piso	C.T		G Agua	C.T		G Agua
	m ²	Kw	TR	m ³ /h	Kw	TR	m ³ /h
Nivel 10	141,2	200,5	57,29	34,73	201	57,43	34,73
RECEPCION VIP	68,7	10	2,9	1,81	10,5	3,0	1,81
DESAYUNADOR VIP	72,5	10,5	3,0	1,81	10,5	3,0	1,81
MANEJADORA 05-03 (B). A. Prim		53,9	15,4	9,31	53,9	15,4	9,31
MANEJADORA 05-03 (C). A. Prim		72,2	20,6	12,48	72,2	20,6	12,48
MANEJADORA 05-03 (D). A. Prim		53,9	15,4	9,31	53,9	15,4	9,31

Tabla 3.11. Resultados de la carga térmica de los locales de áreas comunes y UMA de aire primario a las habitaciones ubicados en el Nivel 10

En la tabla 3.12. aparecen los valores generales del cálculo donde se muestra la cantidad de enfriadoras necesarias para suplir la demanda térmica de la edificación, según la carga que arrojó el cálculo y la de selección (N. Enf.C y N. Enf.R), luego este valor se afecta por un valor de simultaneidad de un 0,85 %, dando luego el resultado real de selección conjunto a los flujos de agua reales y de cálculo.

	%SM					
	0.85					
CARGA TOTAL	Kw	TR	N. Enf.C	N. Enf.R	Gagua.C	Gagua.R
Carga Total del Hotel por Cálculo	2502,8	715,09	8,94	7,60	432,49	368,38
Carga Total del Hotel por Selección	2559,7	731,33	9,14	7,77	442,31	376,75

Tabla 3.12. Valores generales del resultado de la Carga Térmica.

3.2.1. Selección de equipamientos.

Para seleccionar los equipos que van a suministrar el aire de acondicionamiento en el Hotel, se tuvieron en cuenta los resultados del cálculo de carga térmica para la selección, con estos se conoció la carga de los locales, la cantidad de toneladas de refrigeración y los caudales de agua y aire necesario para lograr el confort general de la edificación.

A continuación se mostrarán las enfriadoras, que según esta metodología, se determina que son necesarias ocho de ellas, estas tendrán las siguientes características:

- Capacidad 280 kW.
- Compresores de tornillo de 28,7 kW, encapsulados, con regulación continua de la capacidad.
- Ventiladores con variador de velocidad.
- Cajón de aislamiento acústico para el compresor.
- Rendimiento de eficiencia energética (EER) igual o mayor a 9 BTU/h/W.
- Coeficiente de eficiencia energética (COP) igual o mayor a 3 kW₀/kW_i.
- Válvula de paso (aislamiento) de cada compresor.
- Recuperación parcial de calor al 100% de los circuitos de refrigeración probada en fábrica.
- Dispositivo contra la congelación.
- Condensador de tubos de cobre mecánicamente expandidos y aletas de aluminio corrugadas. con tratamiento epóxico contra la corrosión.
- Evaporador de casco y tubo, con tubos de cobre, aislado térmicamente.
- Régimen de temperatura del agua en el evaporador desde +6°C hasta +11°C.
- Aislamiento de todas las paredes frías.
- Autómata de regulación integrado.
- Instalación sobre bloques antivibratorios adaptados a la banda de frecuencia del equipo.
- Controlador de caudal de agua (flow switch).
- Fluido frigorífico ecológico R-134a.
- Visor de líquido con indicador de humedad en todos los circuitos.
- Nivel de ruido máximo medido a 1,5 m de altura y 10 m de distancia: 70 dB

- Características eléctricas: 400 V/3 F/60 Hz.
- Panel eléctrico con protección integral.
- Autómata de control que incluye un interfaz para la automatización que permite variar el set point de la enfriadora, incluyendo el kit de comunicación de las enfriadoras.
- Estructura de perfiles de acero con terminación en pintura prelacada resistente a la corrosión con antivibradores metálicos para disminuir 95 % de las vibraciones.

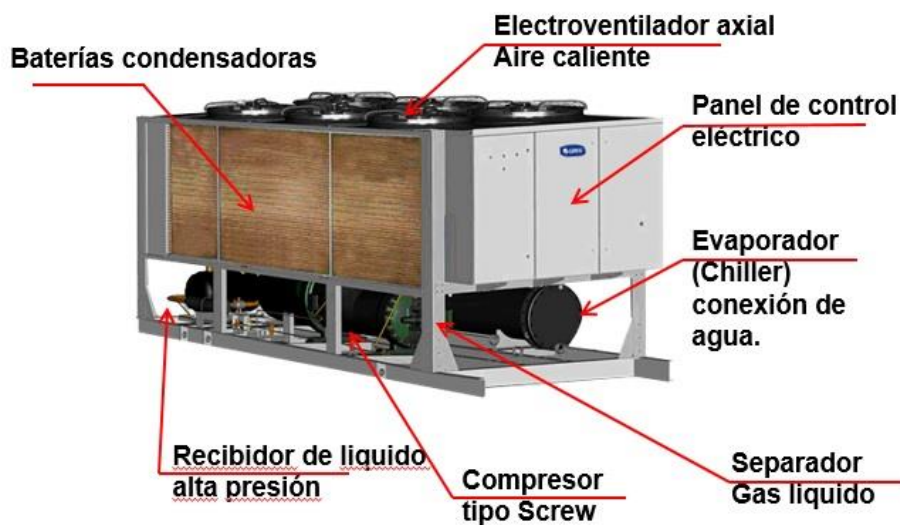


Figura. 3.1. Esquema de los componentes de las enfriadoras GREE

Para la selección de los *Fan – Coils* se tomaron los valores de carga térmica y los caudales de agua y aire respectivamente. Estos varían de 1,8 kW – 7 kW a continuación se mostrará dicha selección.

Modelo	FBHA – 3	FBHA – 4	FBHA – 6	FBHA – 2
Caudal de aire	487,8 m ³ /h	632,5 m ³ /h	961,0 m ³ /h	421,4 m ³ /h
Capacidad frigorífica total	2,5 kW	5,97 kW	9,13 kW	3,09 kW
Capacidad frigorífica sensible	2,45 kW	0,10 kW	0,49 kW	0,18 kW
Pérdida de carga	1,6 m,c,a	3,2 m,c,a	3,0 m,c,a	0,3 m,c,a
Consumo	96,7 W	103,3 W	134,7 W	104,7 W
Temperatura de salida del agua	13,40 °C	12,97 °C	13,51 °C	15,94 °C
Diferencia de temperatura del agua	6,40 °C	5,00 °C	6,51 °C	8,94 °C
Caudal de agua	0,60 m ³ /h	0,91 m ³ /h	1,21 m ³ /h	0,30 m ³ /h

Tabla 3.13. Selección de los equipos *fan- coils*.

Para la climatización en zonas comunes de hotel se emplearon equipos de tratamientos de aire estos son de 3,5 kW, solo varía en la cantidad a montar para lograr la temperatura establecida de confort, estos equipos tienen características similares a los *Fan – Coil*, pero se diferencian en los parámetros técnicos, modelos y estructura.



Figura: 3.2. Unidad de Tratamiento de Aire

Estos tienen las siguientes condiciones:

Tipo:	Casete.
Modelo:	FCS 430
Temperatura de salida del agua:	
Alta:	12.0 °C
Media:	11,3 °C
Baja:	11,1 °C
Caudal de agua:	926 l/h
Pérdida de Carga del Agua:	32.1 kPa
Capacidad Frigorífico Total:	
Alta:	5381 W
Media:	4632 W
Baja:	5116 W
Capacidad Frigorífico Sensible:	
Alta:	3190 W
Media:	2648 W
Baja:	2461 W
Caudal de Aire:	
Alta:	680 m ³ /h
Media:	510 m ³ /h
Baja:	456 m ³ /h

3.2.2. Selección de las Bombas

Para la instalación de las Bombas Centrífugas para los circuitos Primario de agua fría y Secundario de agua fría, se realizó el estudio de cada bomba en particular, el cual consistía en tomar los tramos más críticos de cada una de ellas, y estudiar su comportamiento y rendimiento.

Se realizó una pequeña metodología de cálculo, para saber la altura manométrica y los caudales de cada una de ellas. Para esto, se tomaron por parte cada tramo, se calculó la potencia en cada tramo en el cual se empleó la ecuación de balance siguiente:

$$Q_T = G_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot Cp_{agua} \cdot \Delta T \quad (\text{kW})$$

Luego de haber obtenido la potencia por tramos, se tomaron los diámetros interior y exterior de cada uno de ellos, sus longitudes y masas de agua.

Una vez obtenidos estos, se realizó el procedimiento para el cálculo del caudal de agua en cada tramo de tubería, el parte de la ecuación de balance mostrada anteriormente y realizando un despeje llegamos a esta ecuación la cual fue la utilizada para dicho cálculo.

$$Q_T = G_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot Cp_{agua} \cdot \Delta T$$

Afectando esta ecuación por los factores de conversión de Kcal a kJ obtenemos la ecuación utilizada

$$G_{agua} = \frac{Q_t \text{ (kW)} \cdot 3600 \text{ (kJ/h)}}{Cp_{agua} \cdot 4.18 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}\right) \cdot \Delta T \cdot \rho_{agua} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Para el cálculo de obtención de la velocidad del fluido por cada tramo se tomó la ecuación fundamental de los fluidos.

$$V = \frac{Q_{agua}}{A_{tuberia}}$$

Donde:

V. -Velocidad del Fluido en tubería (m/s)

Q_{agua} – Caudal de agua (m³/h)

$A_{tuberia}$ – Área de la tubería (m²)

Luego se calcularon las pérdidas hidráulicas en los conductos, estas se establecieron por la ecuación empírica basada en la ley de Colebrook – White y Darcy – Weisbach. Siendo así se tomó esta ecuación.

$$PdC = 0.92 \cdot V^{1.75} / \phi_{int}^{1.25} \quad (\text{mm.c.a. /m})$$

Por lo tanto a partir de estos cálculos, se seleccionan las siguientes bombas centrífugas

Ubicación	Nivel	Caudal	Altura	Tipo	Funcionamiento	
		(m ³ /h)	Manométrica (m)		Agua	Circuito
CM-EF-01-08	11	47,81	14,11	Bomba Centrífuga Simple	Helada	Primario Agua Fría Enfriadoras
CM-CC-01	11	184,23	21,45	Bomba Centrífuga Doble	Helada	Secundario de Agua Fría Z. Comunes 2
CM-CH-02	11	80,60	20,12	Bomba Centrífuga Doble	Helada	Secundario de Agua Fría Habitacional 2
CM-CH-03	11	171,64	20,57	Bomba Centrífuga Doble	Helada	Secundario de Agua Fría Habitacional 1
CM-CC-04	11	45,16	20,27	Bomba Centrífuga Doble	Helada	Secundario de Agua Fría Z. Comunes 1

Tabla 3.14. Selección de las Bombas Centrífugas de los Circuitos Primario y Secundario de agua fría.

Nota: Las especificaciones de cada bomba y las curvas de funcionamiento, serán mostradas en los anexos de este trabajo, en conjunto a los valores de la metodología utilizada anteriormente, las estructuras de cada una y los accesorios hidráulicos de los tramos más críticos, que se tomaron para realizar dicha selección.

3.3. Tabla de resultados del cálculo del calor sensible necesario para llevar la temperatura del aire en la cámara de mezcla hasta la temperatura de calor sensible del local para el sistema sin tratamiento del aire.

UMA	G _{Aire Iny.} m ³ /h	G _{Aire Ret.} m ³ /h	G _{Aire Ren.} m ³ /h	Q _{medio Ext} Kcal/h	Q ₁ Kcal/h	Q ₂ Kcal/h	Q _{total} Kcal/h	T _{cam. Mez.} °C
Aire Nuevo Z. Sur 1	10800	0	10800	24883,20	52876,80	0,00	52876,80	32
Aire Nuevo Z. Sur 2	8000	0	8000	18432,00	39168,00	0,00	39168,00	32
Aire Nuevo Z. Norte	8000	0	8000	18432,00	39168,00	0,00	39168,00	32
Aire Nuevo Z. Norte N4	2315	0	2315	5333,76	11334,24	0,00	11334,24	32
Show Cooking	11800	0	11800	27187,20	57772,80	0,00	57772,80	32
Bar de Tapas	5680	1980	3700	8524,80	18115,20	5132,16	23247,36	29
Cigar Bar	5880	4880	1000	2304,00	4896,00	12648,96	17544,96	25
Patio Interior	15600	13100	2500	5760,00	12240,00	33955,20	46195,20	25
Piano Bar	4500	2850	1650	3801,60	8078,40	7387,20	15465,60	27
Restaurante Bistrol	7200	5000	2200	5068,80	10771,20	12960,00	23731,20	26
Restaurante Buffete	18000	9400	8600	19814,40	42105,60	24364,80	66470,40	28
Sala Polivalente 1	3490	1990	1500	3456,00	7344,00	5158,08	12502,08	27
Sala Polivalente 2	5100	1535	3565	8213,76	17454,24	3978,72	21432,96	30
Sala Polivalente 3	3800	700	3100	7142,40	15177,60	1814,40	16992,00	31
Sala Polivalente 4	3250	1270	1980	4561,92	9694,08	3291,84	12985,92	29
Gimnasio	6400	5680	720	1658,88	3525,12	14722,56	18247,68	25
Lobby	30000	28600	1400	3225,60	6854,40	74131,20	80985,60	24
Snack Bar	17000	12200	4800	11059,20	23500,80	31622,40	55123,20	26
Total Kcal/h	166815	89185	77630	178859,52	380076,48	231167,52	611244,00	29
Total kW	194,01	103,72	90,28	208,01	442,03	268,85	710,88	
Total TR	55,17	29,49	25,67	59,15	125,69	76,45	202,14	

Tabla 3.15. Resultados del cálculo para el sistema de climatización sin el tratamiento del aire.

3.3.1. Tabla de resultados del cálculo del Calor Sensible necesario para llevar la temperatura del aire en la cámara de mezcla hasta la temperatura de calor sensible del local con el tratamiento del aire con el recuperador de calor.

UMA	Rend.rec.	G _{Aire Iny.}	G _{Aire Ret.}	G _{Aire Ren.}	Q _{medio Ext}	Q ₁	Q ₂	Q _{total}	T _{cam. Mez.}
	%	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	Kcal/h	Kcal/h	Kcal/h	Kcal/h	°C
Aire Nuevo Z. Sur 1	56	10800	0	10800	3110,40	31104,00	0,00	31104,00	25
Aire Nuevo Z, Sur 2	56	8000	0	8000	2304,00	23040,00	0,00	23040,00	25
Aire Nuevo Z, Norte	56	8000	0	8000	2304,00	23040,00	0,00	23040,00	25
Aire Nuevo Z, Norte N4	60	2315	0	2315	666,72	6667,20	0,00	6667,20	25
Show Cooking	56	11800	0	11800	3398,40	33984,00	0,00	33984,00	25
Bar de Tapas	59	5680	1980	3700	1065,60	10656,00	5132,16	15788,16	25
Cigar Bar	60	5880	4880	1000	288,00	2880,00	12648,96	15528,96	24
Patio Interior	60	15600	13100	2500	720,00	7200,00	33955,20	41155,20	24
Piano Bar	54	4500	2850	1650	475,20	4752,00	7387,20	12139,20	24
Restaurante Bistol	60	7200	5000	2200	633,60	6336,00	12960,00	19296,00	24
Restaurante Buffete	58	18000	9400	8600	2476,80	24768,00	24364,80	49132,80	24
Sala Polivalente 1	54	3490	1990	1500	432,00	4320,00	5158,08	9478,08	24
Sala Polivalente 2	58	5100	1535	3565	1026,72	10267,20	3978,72	14245,92	25
Sala Polivalente 3	59	3800	700	3100	892,80	8928,00	1814,40	10742,40	25
Sala Polivalente 4	54	3250	1270	1980	570,24	5702,40	3291,84	8994,24	25
Gimnasio	58	6400	5680	720	207,36	2073,60	14722,56	16796,16	24
Lobby	56	30000	21500	8500	2448,00	24480,00	55728,00	80208,00	24
Snack Bar	56	17000	12200	4800	1382,40	13824,00	31622,40	45446,40	24
Total Kcal/h		166815	82085	84730	24402,24	244022,4	212764,32	456786,72	25
Total kW		194,01	95,46	98,54	28,38	283,80	247,44	531,24	
Total TR		55,17	27,15	28,02	8,07	80,70	70,36	151,06	

Tabla 3.16. Resultados del cálculo para el sistema de climatización con tratamiento del aire a través de la recuperación a doble flujo.

3,3,2, Tabla de resultado de la comparación entre la cantidad de calor sensible necesaria para llevar la temperatura de la cámara de mezcla hasta la temperatura de calor sensible del local del aire de inyección sin tratamiento del aire de renovación y con tratamiento del aire de renovación.

Q_{ah},	136054,08	Kcal/h
	158,23	kW
	44,99	TR

Tabla 3.17. Resultado de la cantidad de calor ahorrado por el sistema de recuperación de calor a doble flujo.

Por tanto al conocer el valor que representa la utilización de los recuperadores de calor de flujos paralelos hemos podido llegar al cumplimiento de este objetivo demostrando la diferencia en consumo y ahorro energético de los dos sistemas.

Hoy en día se fabrican en el mundo Unidades Manejadoras de Aire (UMA) que vienen con este sistema instalado de diferentes capacidades. Como fabricantes de estos equipos tenemos: SIBERZONE, ECOGEO, SODECA, GREE, así como la mayoría de los fabricantes de climatizadores, porque ya es una regulación en la Comunidad Económica Europea (CEE), de construir edificaciones, cero consumo de energía, donde estos edificios deben de tener cero fugas de aire tratado en los sistemas de calefacción, climatización y de ventilación y extracción.

A partir de este trabajo se ha tomado como medida, llevar esta tecnología a la política de ALMEST que es una de las mayores empresas inversionistas de país en estos momentos, y que tiene como misión la construcción de más de 5 000 habitaciones para el turismo para el año 2 030, comenzando su aplicación en los hoteles de alto estándar en la Ciudad de la Habana, como es el caso del hotel Prado y Malecón y el Gran Hotel, enclavados en el casco histórico de la Ciudad de la Habana.

A continuación mostramos el esquema de funcionamiento de las Unidades Manejadoras de Aire (UMA) con el sistema de recuperación de calor a doble flujo a la entrada de la Unidad.

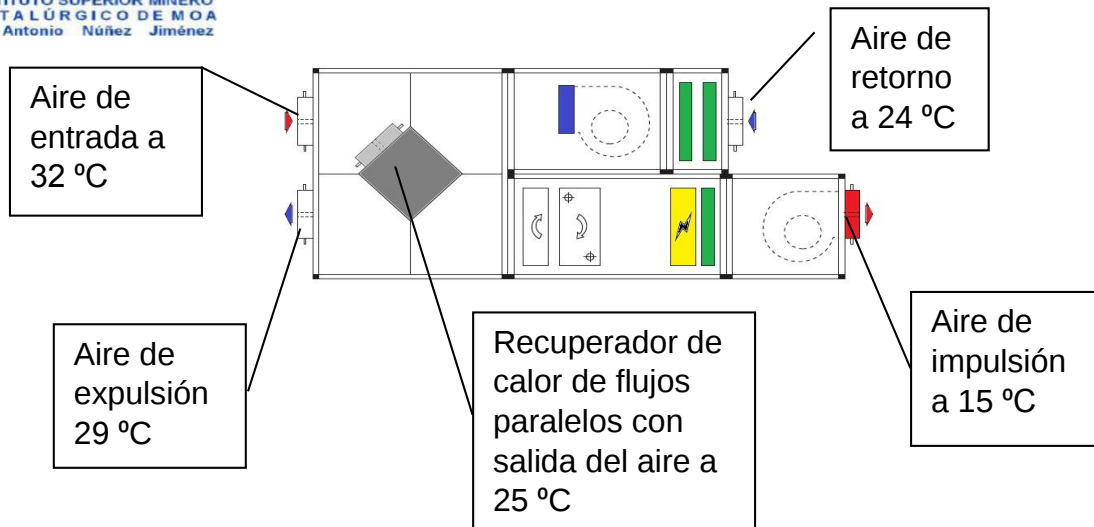


Figura 3.3. Esquema de la Unidad Manejadora de Aire con recuperación de calor.

3.4. Cálculo de autoridad de las válvulas de control.

Cuando deseamos determinar las pérdidas energéticas en un sistema de distribución de agua fría para la climatización, nos basaremos en el comportamiento de una válvula de control con una autoridad acorde a un sistema con su carga total y su comportamiento para un 50 % de la carga.

Si tomamos como ejemplo, una válvula de 3/4" (20 mm) con un K_v de 0,12-1,2 m³/h de caudal, un diferencial de presión 25-400 kPa y una presión diferencial del actuador de 500 kPa la acoplamos a un equipo de 7 kW (2 TR). Si por una cuestión de confort el termostato indica a la válvula de control disminuir la carga del equipo terminal a un 50 %, es decir 3,5 kW (1 TR), el caudal de agua fría necesario para esta carga térmica disminuiría a un 20 % de su valor inicial, siendo el flujo de agua de aproximadamente 0,61 m³/h,

A continuación calcularemos la autoridad de la válvula de control, al ocurrir el incremento del diferencial de presión por disminución de la carga térmica y a su vez el caudal de agua fría.

$$K_v = 0,12 \div 1,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$P_d = 25 \div 400 \text{ kPa}$ -Presión diferencial de la válvula de control,

$P_{da} = 500 \text{ kPa}$ -Presión diferencial de actuador de la válvula de control,

$$\text{Presión diferencial media de la válvula es } \frac{25+400}{2} = 212,5 \text{ kPa}$$

$$\frac{212,5 \text{ kPa}}{400 \text{ kPa}} = 0,53 \text{ kPa, esta sería la autoridad de la válvula de control en un sistema}$$

equilibrado de presión diferencial dinámico.

Tratándose del fenómeno que ocurre en los sistemas que no se encuentran equilibrados dinámicamente. Calcularemos la verdadera autoridad de la válvula cuando disminuyen la carga térmica en un 50 % y el caudal de agua fría a un 20 % del caudal original.

Atendiendo a lo demostrado en el ejemplo anterior, donde se planteaba que la presión diferencial sobre las válvulas de control sería de 7,2 veces la presión de diseño, para el caso del circuito secundario de agua fría habitacional dos. Determinaremos la autoridad real de este sistema para la válvula de control del ejemplo.

$$P_{dv} = 212,5 \text{ kPa} \cdot 7,2$$

$$P_{dv} = 1530 \text{ kPa}$$

$$\frac{P_v}{P_{dv}} = \frac{212,5}{1530} = 0,14 \quad \text{Autoridad real de la válvula de control cuando no existe}$$

equilibrado de presión dinámica.

Ejemplo: La instalación de bombeo del circuito secundario de agua fría habitacional dos del hotel en estudio la máxima presión diferencial de la bomba es de 420 kPa, Las condiciones de diseño de la bomba es un caudal de 85 m³/h y 200 kPa, la presión diferencial sobre el circuito más desfavorable es de 201 kPa y que 164 kPa de esos 201 kPa se aplican sobre la válvula de control, Su autoridad por cálculo es entonces 164 kPa/201 kPa = 0,82, La relación C es 201 kPa/420 kPa = 0,48 y la pérdida de carga por cálculo en la tubería es de 420 kPa – 201 kPa = 219 kPa, A primera vista parece que la autoridad de la válvula de 0,82 es suficiente.

Pero, para un caudal total medio del 20% en la instalación con un 50 % de la carga térmica, tendremos un caudal de 17 m³/h con una presión diferencial en el sistema de 400 kPa y la pérdida de carga en la tubería se reduce en un factor de 55. Es decir a 219 kPa/55 = 4 kPa. La presión diferencial sobre el circuito más desfavorable es ahora de 400 kPa – 4 = 396 kPa, 396 kPa/201 kPa = 2, por tanto la presión en la bomba es dos veces más alta que en condiciones de diseño. La presión diferencial sobre la válvula de control totalmente cerrada es de 396 kPa/55 kPa = 7,2 veces más alta que el valor de diseño. Entonces, la autoridad de la válvula de control cae a 55 kPa/396 kPa = 0,1, un 1/8 de la autoridad en condiciones de diseño.

Por tanto, para una instalación con C=0,47, una autoridad de válvula de control correcta en condiciones de diseño (0,8) se reduce a 0,1 cuando el caudal medio es

el 20 % de este valor, Por esto, se considera que $C=0,47$ es el límite por debajo del cual los controladores de presión diferencial locales son esenciales para un control preciso y estable.

En el ejemplo anterior quedó demostrado que los dispositivos de control disminuyen su autoridad a medida que aumentan las presiones diferenciales sobre estos, impidiendo que los mismos actúen proporcionalmente en el suministro de agua fría al climatizador, para garantizar la temperatura de confort en los diferentes locales. Haciendo un análisis con respecto a esta misma válvula, acoplada a un equipo terminal que debe de entregar una carga térmica, de acuerdo a la demanda de un local y esta no garantiza proporcionalidad en el flujo de agua a enviar, nos encontraremos con una entrega inadecuada del caudal de agua, Tomando como ejemplo el siguiente análisis, determinaremos las pérdidas de energía que se gastan por este concepto.

Si en un local se encuentra ubicado un equipo climatizador con una carga térmica de 7 kW (2 TR) y por baja actividad es necesario bajar su carga a un 50 %, el flujo de agua fría demandado sería de alrededor de $0,61 \text{ m}^3/\text{h}$. Esto se lograría con la autonomía de la válvula de control de 0,53 tal como explicábamos anteriormente, si existiese un adecuado equilibrado de presión dinámica, pero como no es el caso, la válvula tendría una autonomía de solo 0,14, lo que implicaría que la válvula de control nunca cerraría para buscar el 50 % de la carga en el climatizador. Por consiguiente, seguiría circulando a través de esta el mismo flujo de agua que para la condición de carga térmica máxima.

3.5. Costes producidos por el inconfort.

Durante el invierno, con tiempo frío, hace demasiado calor cerca de la caldera y demasiado frío en los pisos superiores. Los usuarios del edificio aumentan la temperatura de impulsión. Entonces, los ocupantes de los pisos superiores dejan de quejarse y los próximos a la caldera tienen que abrir las ventanas. Durante el tiempo cálido se aplica la misma situación. Hace demasiado frío cerca de las bombas y demasiado calor en los demás sitios. Un grado de más o de menos en una sola habitación, raramente supone una diferencia para el confort personal o para los costes energéticos. Pero cuando la temperatura media del edificio no es la adecuada, se convierte en un problema costoso. Un grado por encima de 20°C aumenta los costes de calefacción como mínimo entre un cinco y un ocho por

ciento. Un grado por debajo de 23 °C aumenta los costes de refrigeración entre un 10 y un 16 %.

3.6. Costes de bombeo comparados con los costes de in confort.

Utilizando valores típicos, para una distribución de caudal constante bien equilibrada, se calculan estos costes de bombeo relativos, como % del consumo estacional de las unidades de producción, por medio de la fórmula siguiente:

$$C_{pr} = \frac{1,42 \cdot H}{S_c \cdot \Delta T_c}$$

H: altura de la bomba en metros C,A,

ΔT_c : ΔT de diseño en °C

S_c : carga estacional/carga de diseño media,

En refrigeración: Para $\Delta T_c = 6$, $S_c = 0,8$ y $H = 20$ m, C,A,, $C_{pr} = 6\%$, Si $S_c = 0,4$, $C_{pr} = 12\%$.

En un sistema de distribución a caudal constante equilibrado, los costes de bombeo reales, como porcentaje del consumo estacional de la unidad de producción, se aproximan al 2 % en calefacción y al 6 a 12 % en refrigeración. Estos valores se reducen en un sistema de distribución a caudal variable.

En la mayoría de los casos, 1 °C de desviación en la temperatura ambiente cuesta más que todos los costes de bombeo de distribución. En conclusión, cualquier acción destinada a reducir el consumo de bombeo debe realizarse de forma que no afecte negativamente al funcionamiento de los bucles de control de las unidades terminales.

El aumento de ΔT_c reduce los costes de bombeo relativos. En calefacción, por ejemplo, algunas instalaciones se calculan para una $\Delta T_c = 10$ °C, mientras que en algunos países una $\Delta T_c = 30$ °C es bastante común.

El control proporcional también permite la reducción de los costes de bombeo, Con un control todo/nada, una carga del 50 % se obtiene aproximadamente con un caudal del 50 %, mientras que con un control proporcional estable la misma carga se obtiene con sólo un 20 % del caudal, (Figura 4,10).

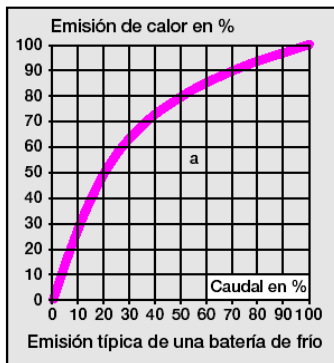


Figura 3,4, Selección de la característica de la válvula de control para compensar el terminal.

Con una bomba de velocidad variable, hay quien afirma que el ahorro de energía tiene relación con el (caudal)³. Esta opinión es demasiado optimista. La energía de bombeo depende del producto $H \times q$ (altura de bomba $\times$ caudal), La $\Delta p (= H)$ de la instalación depende de $R \times q^2$ (resistencia de la instalación $\times$ el cuadrado del caudal), pero R no es constante. Por el contrario, aumenta para reducir el caudal y, por último, H no es proporcional a q^2 .

A continuación se da una estimación más acertada de la energía de bombeo con bombas de velocidad variable:

$$W = \frac{50 \cdot (2 - a) \cdot \lambda \cdot (a + C + \lambda^2 - C\lambda^2) \cdot \eta_d}{\eta}$$

$$C = \frac{\Delta P \text{ de diseño para el circuito mas alejado}}{\text{Altura de la bomba por cálculo}}$$

Donde

W = coste de Bombeo en % del proyecto.

λ = Fracción de caudal.

η = Rendimiento eléctrico $\times$ rendimiento bomba.

η_d = η en condiciones de cálculo.

a = 0 cuando se mantiene constante el Δp cerca del último terminal.

a = 1 al mantener constante el Δp en el centro de la instalación.

Por tanto para un rendimiento $\eta = 0,6 \cdot 0,67 = 0,4$, $\lambda = 0,5$ ya que se tomara el 50 % del total del caudal, $\eta_d = 0,84 \cdot 0,8 = 0,67$, tomando el valor de **C** = 0,48 demostrado anteriormente en el acápite 4,11,, para a = 0 tendremos un

W = 50,45 % y para a = 1, **W** = 67,10 %

Por lo que, mediante este cálculo podemos decir que el ahorro de la energía de bombeo con bombas de velocidad variable con un Δp constante ubicado cerca de

los terminales, como es el caso de nuestra instalación, se tiene un ahorro del 50,45% de la energía total de este sistema, consiguiendo reducir el consumo estacional de las unidades de producción entre un 3 y 6 % del coste real del sistema.

3.7. Pérdidas del sistema sin la instalación de las válvulas de equilibrado.

Para establecer las pérdidas que se producen en el sistema cuando este no posee la instalación de las válvulas de equilibrado hidráulico de presión diferencial, es necesario conocer de antemano el coeficiente de operatividad del sistema (COP), para que este sea factible debe tener un valor de 3,01. Tomando este valor como referencia y utilizando la carga de climatización total de la instalación podemos saber qué consumo tendrá la misma.

Luego de obtener este valor de consumo lo afectaremos por un 16 %, ya que este será el coste de energía adicional debido a una desviación constante de la temperatura de confort, esto quiere decir que por cada 1 °C de desviación de temperatura el costo va a variar entre un 10 y un 16 % de la energía

Por lo que podemos entonces decir que:

$$COP = \frac{Carga\ total}{Cons.Elect.}$$

Sustituyendo el consumo de electricidad podemos obtener la siguiente ecuación:

$$Cons.Elect. = \frac{Carga\ total}{COP} = \frac{715\ kW}{3,01} = 238\ kW/h$$

Una vez obtenido el valor del consumo eléctrico, será afectado por la desviación de la temperatura como se explicaba anteriormente, para este cálculo se tomó un 16 % del coste de la energía adicional por la desviación constante en la temperatura dando como resultado 38,08 kW/h.

Como podemos observar es una cantidad considerable de energía que no se está utilizando, es decir se pierde, si tomamos como ejemplo que el Hotel este trabajando 90 días con baja ocupación y se siga suministrando esta energía, se perderán 8 2252,8 kW/90 días equivalente a 82,25 MW/90 días por lo que es un gasto de energía innecesario.

Este valor considerable de energía que se pierde se recupera con una adecuada instalación de válvulas de control diferencial en un sistema de equilibrado hidráulico dinámico con bobas de caudal variable.

3.8. Valoración económica.

Para realizar la valoración económica de este trabajo investigativo se tuvieron en cuenta los ahorros mostrados por las propuestas antes planteadas, con esta se pudo tener además de una fiabilidad del sistema, un considerable ahorro energético que esto lo llevaremos a costos para ver si es factible también en el campo económico.

Por tanto para el sistema de recuperación donde no ahorramos un total de 158,23 (kW/h) por lo que el consumo de la enfriadora sería de 462,03 (MW/año), y para establecer un valor real del ahorro, afectando el resultado dado por el 90 % de ocupación del Hotel al año, dando como valor final de 415,8 (MW/año).

Con esto nos ahorraríamos un total de 55 097,2 usd/(kW-año) lo que sería equivalente a 55 097,2 cuc/(kW-año). Dado que el precio de la energía generada por kW/h es de un equivalente 0,1325 usd/kW/h y el valor del dólar (USD) a nivel de negocio de empresas tiene el mismo valor que la moneda convertible cubana (CUC).

Para realizar este mismo análisis en el sistema de Equilibrado Hidráulico se tuvo en cuenta un caso diferente ya que el ahorro es de 38,08 kW/h, pero no en el año entero sino que por solo 90 días en caso de una Temporada Baja en ocupación del Hotel.

Esto representó un ahorro de 82 252,8 kW/90 días, por lo que representa en dinero si lo afectamos por el precio de la energía generada con un valor de 0,1325 usd/kW/h este nos daría un total de 10886,4 cuc/kW/90 equivalente a 5,04 cuc/kW/h.

Una vez de haber conocido el ahorro económico que representan los dos sistemas se dice que con la suma de ambos obtendríamos un total del dinero ahorrado por estos sistemas de 55 102,25 cuc/kW/h como se muestra en la siguiente ecuación

$$Can. tot. ahorr. = ahorro siste. recuper. + ahorr. sist. equili.$$

Por lo que se tenemos que las compras de las manejadoras con la recuperación a doble flujo es de un valor total con el equipamiento entero de 321 539,6 CUC, las bombas de Caudal Variable son de 23 534,4 CUC con todos los accesorios y las válvulas de equilibrado hidráulico tienen un precio de 12 962,61 CUC, Podemos decir que tenemos un coste de inversión de 358 036,6 CUC.

Si tomáramos este valor total de 358 036,6 CUC y se lo dividiéramos al total de dinero que se logra con la recuperación de calor y el equilibrado hidráulico con un valor de 55 102,25 CUC, este nos dará un total de cinco, ese valor representa el tiempo en que tardaría el Hotel para recuperar el valor de la inversión en años de explotación y según las políticas económicas de ALMEST que es la empresa inversora de este proyecto, es factible cuando la inversión se recupera en un intervalo de cinco a seis años. Por lo que podemos decir que nuestro sistema es realizable económicamente.

3.9. Impacto Medio Ambiental.

El confort y la salud de los huéspedes es el principal motivo en cualquier instalación hotelera. En la nuestra, los equipos Manejadores de Aire instalados, cuentan con un sistema automatizado de control de dióxido de carbono, este proporciona limpieza y calidad en el aire que entra nuevo al local, manteniendo un índice de higiene apropiado una calidad y un confort del aire estupendo para los clientes al que se le presta el servicio.

Los equipos de hoy en día que se instalan en las instituciones de turismo de Cuba son específicos, ya que deben mantener un consumo adecuado a las normas cubanas, por tanto, este trabajo se basó especialmente, por el ahorro de energía en el sistema de clima del hotel, instalando recuperadores de calor y equilibrando el sistema, con estos nos ahorramos una circunstancial cantidad de energía, trayendo esto consigo un ahorro en el combustible fósil que se utiliza para crear dicha electricidad, ahorrándonos este combustible, es un por ciento que no se extrae del interior del planeta contribuyendo así al cuidado del ecosistema, y al cuidado de nuestro mundo.

Otros de los contaminantes al medio que eliminamos en este trabajo es el ruido interior de hotel y exterior, provocado por las vibraciones en el sistema, este es uno

de los factores que más afecta al confort de la instalación, ya que muchas veces resulta casi imposible eliminarlo o detectarlo causando inconformidad de los clientes y una contaminación del medio por la molestia del ruido constante.

3.9. Conclusiones del Capítulo.

- Se estableció la metodología del cálculo para conocer la carga térmica total del hotel en la que, los resultados del capítulo arrojaron un total de 640 TR aproximadamente, con un número real de enfriadora de ocho.
- Se realizó la selección del equipamiento, que se instalará en la institución, a partir de los resultados de la carga térmica de los locales del Hotel Packard.
- Se estableció el valor de la temperatura en la salida del recuperador y de las temperaturas en las cámaras de mezcla de las UMA, sin el tratamiento del aire de renovación y con el tratamiento del aire de renovación con los equipos recuperadores de calor incorporados en el climatizador, dando como resultado, temperaturas en la cámara de mezcla de 29 °C aproximadamente, para el caso sin tratamiento del aire de renovación y de 25 °C aproximadamente para el caso con tratamiento del aire de renovación.
- Se enmarcó el resultado en los valores de calor sensible necesarios para llevar la temperatura del aire en la cámara de mezcla hasta los valores de temperatura de calor sensible de los diferentes locales, atendiendo a las dos condiciones: una sin el tratamiento del aire de renovación con el aire viciado que se expulsa de los locales y el otro con el tratamiento, utilizando los equipos recuperadores incorporados en las UMA.
- Comprobamos la cantidad de calor que se ahorra instalando los recuperadores de calor de flujos paralelos a caudal constante, dando como valor final una disminución de la carga térmica general del hotel de 157,8 kW.
- Quedaron realizadas las metodologías para conocer los costes por un incomfort a causa de un sistema sin equilibrar hidráulicamente donde mostro que equivale a un 12 % del gasto energético total.
- Se manifestó el cálculo de los costes de bombeos de la instalación donde se reflejó que es de un 50 % del total del consumo eléctrico mostrando que es superior al del incomfort en los locales.
- Se introdujo el cálculo para conocer las pérdidas ocasionadas por un sistema sin equilibrio hidráulico con las válvulas de presión diferencial, arrojando un resultado de 38,08 kW/h, se experimentó con un ejemplo donde la ocupación del Hotel disminuía por 90 días dando como valor un total de 82,25 MW/90 días.

- Se estableció un Análisis Económico de las dos propuestas planteadas, donde se obtuvo un valor de ahorro para el sistema de recuperación de calor de 55 097,2 cuc/(kW·año), y para el sistema de Equilibrado Hidráulico de 10 886,4 cuc/(kW/90) días equivalente a 5,04 cuc/(kW/h).
- Quedó manifestado el total de dinero que se ahorran los sistemas propuestos dando un valor de 55 102,25 cuc/(kW/h).
- Se logró establecer el tiempo que se necesita, para recuperar el gasto de la inversión solamente con la cantidad de dinero que se recupera por los sistemas instalados, dando un máximo de tiempo de cinco años.

CONCLUSIONES GENERALES.

- La carga térmica total del Hotel estará dada por 2 512.3 kW, afectada por un factor de simultaneidad de 0,85, obtuvimos un total de 2 136.3 kW equivalente a ocho enfriadoras, con una carga total de 281 kW cada una.
- El valor de la temperatura de salida del recuperador y de las temperaturas en las cámaras de mezcla de las UMA sin el tratamiento del aire de renovación y con el tratamiento del aire de renovación con los equipos recuperadores de calor incorporados en el climatizador, dan como resultado, temperaturas en la cámara de mezcla de 29 °C aproximadamente, para el caso sin tratamiento del aire de renovación y de 25 °C aproximadamente para el caso con tratamiento del aire de renovación,
- La cantidad de calor que se ahorra, instalando los recuperadores de calor de flujos paralelos, a caudal constante, dan como valor final, una disminución de la carga térmica general del hotel, de 157.76 kW.
- El cálculo donde se mostró la importancia de la autoridad de las válvulas de control, reflejó que una autoridad mayor a 0,4 no es la adecuada para el sistema, dándonos como resultado, una autoridad de 0,4.
- Realizando las metodologías, para conocer los costes por un inconfort a causa de un sistema sin equilibrar hidráulicamente, mostró que equivale a un 12 % del gasto energético total.
- Efectuando del cálculo de los costes de bombeos de la instalación, mostró que es de un 50 % del total del consumo eléctrico, mostrando, que es superior al del inconfort en los locales.
- Las pérdidas ocasionadas por un sistema sin equilibrio hidráulico con las válvulas de presión diferencial, arrojo un resultado de 38,08 (kW/h), se experimentó con un ejemplo, donde la ocupación del Hotel disminuía por 90 días dando como valor, un total de 82,25 (MW/90 días).
- Un Análisis Económico, de las dos propuestas planteadas, reflejó un valor de ahorro para el sistema de recuperación de calor de 55 097,2 cuc/(kW-año), y para el sistema de Equilibrado Hidráulico de 10 886,4 cuc/(kW/90 día equivalente a 5,04 cuc/(kW/h), los sistemas propuestos dan un valor total de ahorro de 55102,25 cuc/(kW/h).

RECOMENDACIONES

- Se deben establecer los equipos de recuperación de calor a doble flujo y el equilibrado hidráulico en todos los sistemas de climatización centralizada, de los hoteles y edificios,
- Realizar un estudio más detallado del equilibrado hidráulico, ya que este aporta más ahorro, en dependencia de la ocupación de la entidad,
- Incrementar en Cuba los ahorros de energía eléctrica, por las energías renovables, ya que en el mundo de hoy se utilizan en grandes escalas, para lograr el cuidado del planeta y un ahorro considerable de los combustibles fósiles,
- Utilizar conductos en las redes de distribución totalmente herméticos, para contribuir aún más al ahorro, por las pérdidas innecesarias que llega a tener los conductos con aberturas u otra perturbación que afecte al sistema,

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. "Guía técnica, Ahorro y recuperación de la energía," [Online], Available: http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Climatizacion_Ahorro_y_Recup_Inst_Climatización
2. "Técnicas de Recuperación de Energía y Bioclimatización," [Online], Available: <http://www.altertech.es/documentacion/>
3. A, H, CURCH, Bombas y Maquinas Soplañtes Centrifugas, 1968,
4. AGUIRRE, A,, "Ingeniería Hidráulica aplicada a los sistemas de distribución de agua", Valencia, España: Departamento de Mecánica de Fluidos, Universidad Politécnica de Valencia, 1996,
5. AGUIRRE, C,, "Ahorros de energía en sistemas HVAC de hoteles mediante el uso de variadores de velocidad", In,,: <http://www.conae.gob.mx/ahorro/escos.html#inicio>, 2001,
6. ÁLVAREZ-GUERRA PLACENCIA, M,; RODRÍGUEZ SANTOS, "Temas avanzados de refrigeración y acondicionamiento de aire", Universidad de Cienfuegos: UNIVERSO SUR, 2008,
7. Bombas Zeda, Orientaciones Tecnicas, 1999
8. C,R, WESTAWAY, Cameron Hydraulic Data, 1977,
9. CARLOS J, RENEDO, Delfín Silio y Pablo Ara, Equilibrado Hidráulico en las Instalaciones de Aire acondicionado, 2015,
10. CRANE, "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías", McGraw-Hill, 1977,
11. DATOS ÚTILES, INSTALACIONES INDUSTRIALES, 1999,
12. DIOSDADO PÉREZ FRANEO, Equipos de Bombeo, 1967,
13. DONALD KERN, Proceso de Transferencia de Calor, 1969,
14. FRIOCLIMA, "Enfriadoras de agua de condensación por aire con compresores alternativos y baterías de condensadores en W", In,, 2002,
15. IGOR KARASSIK Y ROY CARTER, Bombas Centrifugas (Selección, Operación y Mantenimiento), 1968,
16. INSTALACIONES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA: AHORRO ENERGÉTICO CON RECUPERADORES DE CALOR," [Online], Available: <http://www.instalacionesyeficienciaenergetica.com>,
17. JAMES BRAMBAUG, HVAC, Pocket Refernce, 2005,

18. LEONEL R, GARCELL Y PUYANS, Flujo por Tubería, 2003,
19. MCQUISTONG, F,; PARKER, J, D,; SPITLER, J, D,, "Calefacción Ventilación y Aire Acondicionado", LIMUSA WILEY, 2008,
20. MONTERO LAURENCIO, R,; HECHAVARRÍA HERNÁNDEZ, J, R,; BORROTO NORDELO, A,, "Carga térmica y consumo energético en edificación turística con climatización centralizada a flujo variable", Universidad, Ciencia y Tecnología, 2011,
21. MORERA SAMADA, A, D,, "Operación de las redes hidráulicas para la climatización de hoteles", In,, 2011,
22. OFICINA NACIONAL DE NORMALIZACIÓN, "NC -220-1,2,6-9 Requisitos de diseño para la eficiencia energética",
23. OFICINA NACIONAL DE NORMALIZACIÓN, "NC-45- 1-3 Bases del diseño para el turismo", In,, 1999,
24. PÉREZ TELLO, C,; CAMPBELL RAMÍREZ, H, E,, "Comportamiento térmico de edificios", México: Instituto de Ingeniería Universidad Autónoma de Baja California, 2003,
25. PÉREZ TELLO, C,; CAMPBELL RAMÍREZ, H, E,; et al,, "Análisis de cubiertas reflectivas como alternativa de ahorro de energía por climatización en edificaciones turísticas", In CIER 2005, Varadero, Cuba, 2005,
26. RAVINOVICH, E, Z,, "Hidráulica", Moscú, Rusia: Editorial Mir, 1986,
27. RECUPERATOR SpA - Recuperatori di Calore, Recupeartori a Piastre, Recuperatori Rotativi, Risparmio Enegetico," [Online], Available: http://www.recuperator.eu/esp/prodotti_rotativi.html,
28. ROBERT PETITJEAN, Equilibrado Hidráulico con Controladores de Presión Diferencial, 2002,
29. ROBERT PETITJEAN, Equilibrado Hidráulico y Tratamiento del agua, 1989,
30. SANTOS GONZÁLEZ, R,, "Procedimiento para el diseño de sistemas secundarios de climatización centralizada por agua fría", Universidad de Holguín, 2011,
31. STRETER, Mecánica de los Fluidos ,1968,
32. URIBAZO ARZUAGA, E, R,; RODRÍGUEZ ÁLVAREZ, B,; et al,, "Identificación del sistema de climatización de un hotel", 2004,
33. W,F,STOCKER, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire,1987,

34. WILLIAMS MC ADAMS, Transmisión de Calor, 1970,
35. WILLIS CARRIER, Manual de Climatización y Refrigeración, 1982

PAGINAS WEB

- [www,standardhidraulica,com](http://www.standardhidraulica.com)
- [www,construir,com](http://www.construir.com)
- [www,fdi,com](http://www.fdi.com)
- [www,tahydronics,com](http://www.tahydronics.com)
- [www,tehsa,com](http://www.tehsa.com)
- [www,wirsbo,com](http://www.wirsbo.com)
- [www, alcontres,com](http://www.alcontres.com)
- [www,fondom,com](http://www.fondom.com)
- [www,rodabilsa,com](http://www.rodabilsa.com)

ANEXOS

Tabla A 1, Resultados del cálculo para la selección de la bomba del circuito Primario de Agua Fría

Pérdidas de Carga Lineales (1)										Pérdidas de Carga en Válvulas y Accesorios (2)												
N° Tramos	Potencia (kW)	Ø Nominal (mm)	Longitud (2xL)	Delta T (°C)	Ø Interior (m)	Caudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	<u>PdC (mmca/m)</u>	<u>PdC (mca)</u>	Codos 90°	Codos 45°	<u>Tee</u>	Válvula de Corte	Válvula de Equilibrio	Válvula Reguladora de 2V	Válvula <u>Antiretorno</u>	Filtro con <u>Tamiz</u>	Long. <u>Equiv.</u> Total	<u>PdC (mca)</u>			
										N	LE	N	LE	N	LE	N	LE	N				
1	277.56	100	10	5	0.102	47.8	1.6	37.3	0.4	2	8	0	0	0	0	0	0	1	40	61.8	2.3	
2	555.33	150	4.5	5	0.159	95.7	1.3	15.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14	0.2	
3	832.89	200	4.5	5	0.207	143.5	1.2	8.9	0.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0.2	
4	1110.66	200	4.5	5	0.207	191.3	1.6	14.7	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0.3	
5	1386.77	200	4.5	5	0.207	238.9	2.0	21.6	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0.4	
6	1665.99	250	4.5	5	0.260	287.0	1.5	10.1	0.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	28	0.3	
7	1943.14	250	4.5	5	0.260	334.7	1.8	13.2	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	28	0.4	
8	2221.32	300	13	5	0.309	382.6	1.4	7.4	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	36	0.3	
9	277.56	100	10	5	0.102	47.8	1.6	37.3	0.4	2	8	0	0	0	0	0	1	10	1	40	59.8	2.2
Resumen																						
Total PDC Lineales (1)										1.2												
Total PDC Accesorios (2)										6.6												
Total (1)+(2)										7.8												
<u>Coef. Seguridad 20% de (1) y (2)</u>										2.3												
Total Promedio de Seguridad										10.1												
Total PDC Equipamiento (3)										4												
Total General										14.1												

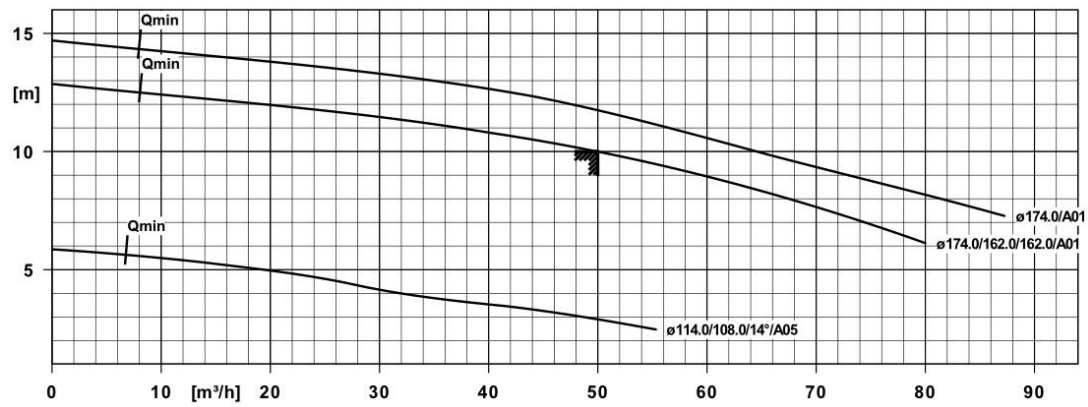
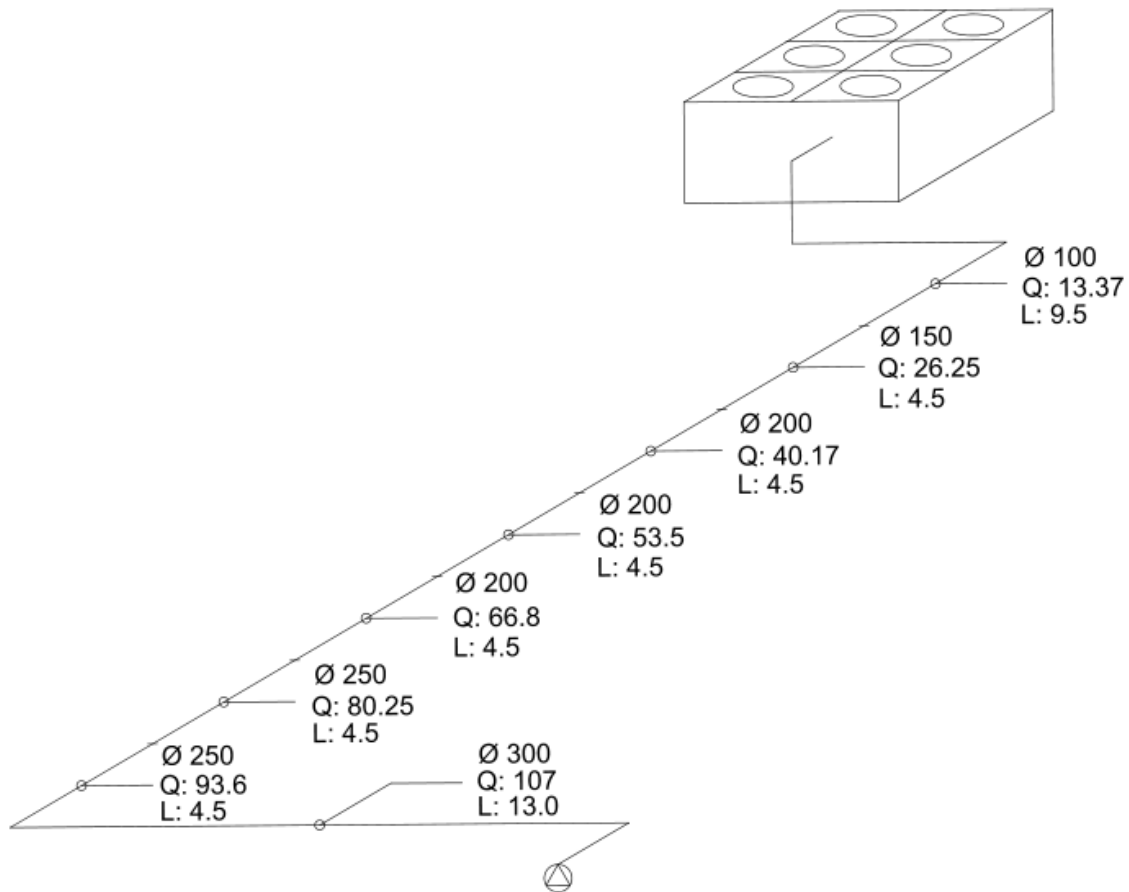


Figura A1, Curva de la bomba del circuito Primario de Agua Fría,



Esquema A1. Diagrama de los tramos más críticos del circuito Primario de Agua Fría.

Tabla A2, Tabla de los resultados del bomba del circuito Secundario de Agua Fría Habitacional 1,

Pérdidas de Carga Lineales (1)										Pérdidas de Carga en Válvulas y Accesorios (2)										
N° Tramos	Potencia (kW)	Ø Nominal (mm)	Longitud (2xL)	Delta T (°C)	Ø Interior (m)	Cudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	PdC (mmca/m)	PdC (mca)	Codos 90°	Codos 45°	Tee	Válvula de Corte	Válvula de Equilibrio	Válvula Reguladora de 2V	Válvula Cheque Antiretorno	Filtro con Tamiz	Long. Equip. Total	PdC (mca)	
1	3.53	20	7	5	0.020	0.6	0.5	41.3	0.3	4	2.8	0	0	0	0	0	0	7	21	0.9
2	6.85	25	10	5	0.026	1.2	0.6	37.9	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2.4	0.1
3	13.91	32	10	5	0.033	2.4	0.8	42.2	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3.2	0.1
4	20.76	40	10	5	0.040	3.6	0.8	34.1	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	1	13	0.5
11	27.82	40	10	5	0.040	4.8	1.1	56.9	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3.6	0.2
12	34.67	50	10	5	0.050	6.0	0.8	29.0	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0.1
13	41.73	50	10	5	0.050	7.2	1.0	40.1	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0.2
14	48.58	50	10	5	0.050	8.4	1.2	52.3	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0.3
15	62.49	65	14	5	0.066	10.8	0.9	21.7	0.3	4	10	0	0	0	1	8	1	6	0	4.8
16	124.98	80	18	5	0.080	21.5	1.2	29.3	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	0.2
17	187.46	100	18	5	0.102	32.3	1.1	18.8	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	0.2
18	226.28	100	15	5	0.102	39.0	1.3	26.1	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	0.3
19	289.60	125	12	5	0.125	49.9	1.1	15.3	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12	0.2
20	421.84	150	20	5	0.159	72.7	1.0	9.4	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14	0.1
21	704.59	200	12	5	0.207	121.4	1.0	8.6	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0.1
22	859.26	200	17	5	0.207	148.0	1.2	9.4	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	0.2
23	1038.34	200	17	5	0.207	171.6	1.4	12.1	0.2	6	48	0	0	0	0	0	0	0	198	2.4
Resumen																				
Total PDC Lineales (1)										5.6										
Total PDC Accesorios (2)										7.2										
Total (1)+(2)										12.7										
Coef. Seguridad 20% de (1) et (2)										3.8										
Total Promedio de Seguridad										16.6										
Total PDC Equipamiento (3)										4										
Total General										20.6										

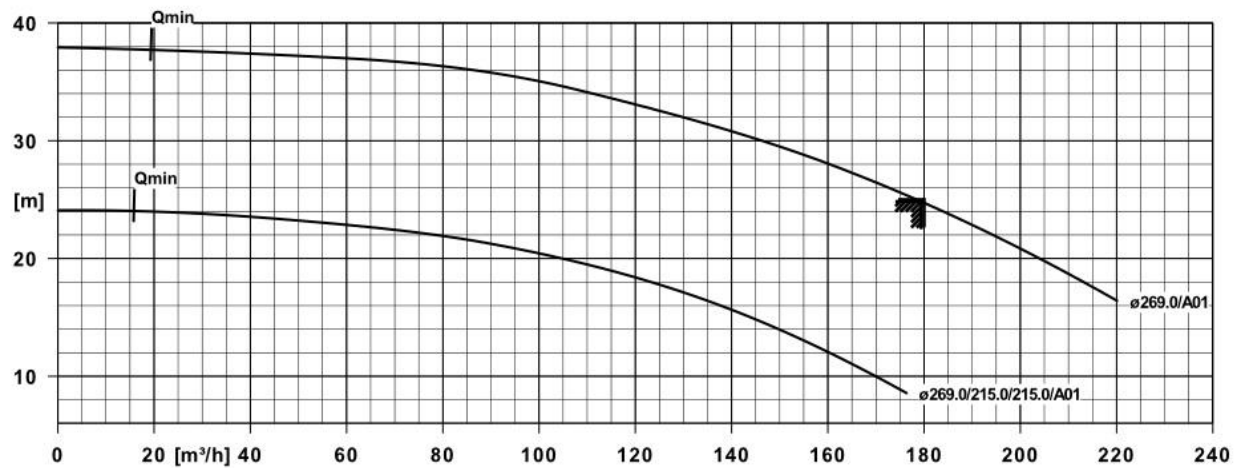
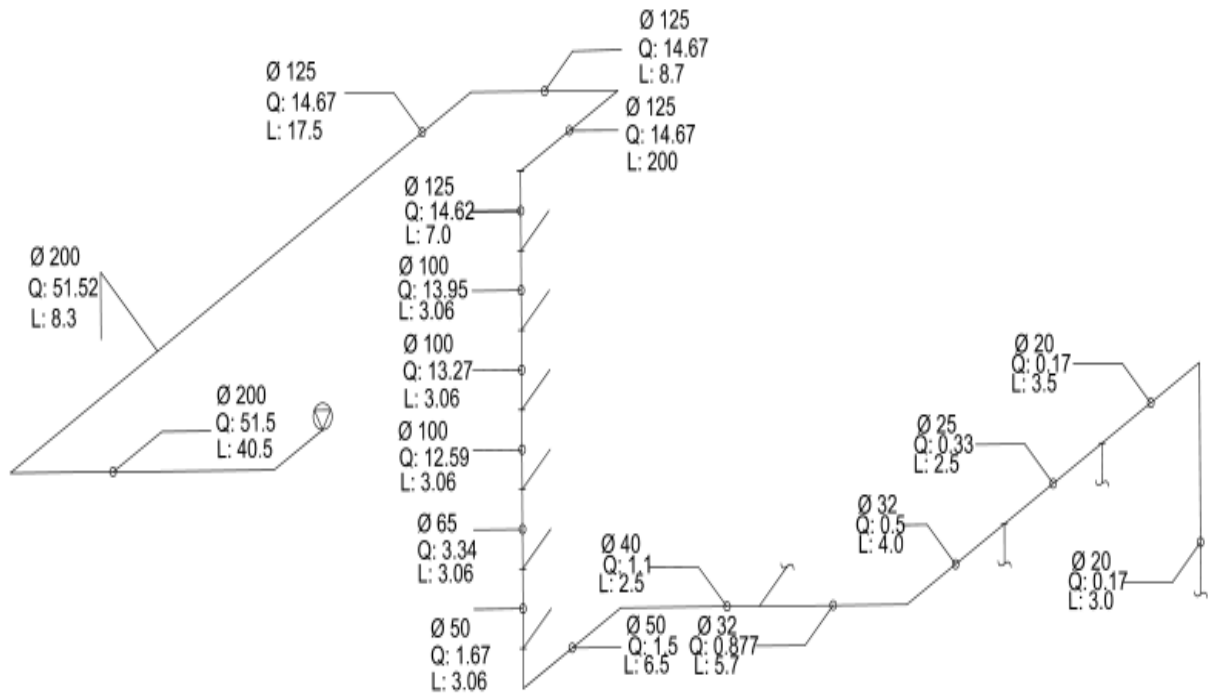


Figura A2, Curva de la bomba del Circuito Secundario de Agua Fría
Habitacional 1



Esquema A2. Diagrama de los tramos más críticos del circuito Secundario de
Agua Fría Habitacional

Tabla A3, Tabla de resultados de la bomba del circuito Secundario de Agua Fría en Zonas Comunes 1,

Pérdidas de Carga Lineales (1)										Pérdidas de Carga en Válvulas y Accesorios (2)												
N° Tramos	Potencia (kW)	Ø Nominal (mm)	Longitud (2xL)	Delta T (°C)	Ø Interior (m)	Cudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	PdC (mmca/m)	PdC (mca)	Codos 90°	Codos 45°	Tee	Válvula de Corte	Válvula de Equilibrio	Válvula Reguladora de 2V	Válvula Cheque Antiretorno	Filtro con Tamíz	Long. Equip. Total	PdC (mca)			
1	51.69	50	5	5	0.050	8.9	1.3	58.3	0.3	N	LE	N	LE	N	LE	N	LE	N		2.9		
2	77.43	65	11	5	0.066	13.3	1.1	31.6	0.3	0	0	4	12	0	0	0	0	0	12	0.4		
3	107.1	80	6	5	0.080	18.5	1.0	22.4	0.1	2	6	0	0	0	0	0	0	0	6	0.1		
4	107.1	80	6	5	0.080	18.5	1.0	22.4	0.1	2	6	0	0	0	0	0	0	0	6	0.1		
5	107.1	80	5	5	0.080	18.5	1.0	22.4	0.1	0	0	2	8	0	0	0	0	0	8	0.2		
6	152.4	100	21	5	0.102	26.2	0.9	13.1	0.3	0	0	4	20	0	0	0	0	0	20	0.3		
7	156.7	100	15	5	0.102	27.0	0.9	13.7	0.2	0	0	2	10	0	0	0	0	0	10	0.1		
8	262.2	100	107	5	0.102	45.2	1.5	33.8	3.6	6	24	0	2	1.8	12	0	1	40	97.8	3.3		
RESUMEN																						
Total PDC Lineales (1)																			5.1			
Total PDC Accesorios (2)																			7.4			
Total (1)+(2)																			12.5			
Coef. Seguridad 20% de (1) et (2)																			3.8			
Total Promedio de Seguridad																			16.3			
Total PDC Equipamiento (3)																			4			
Total General																			20.3			

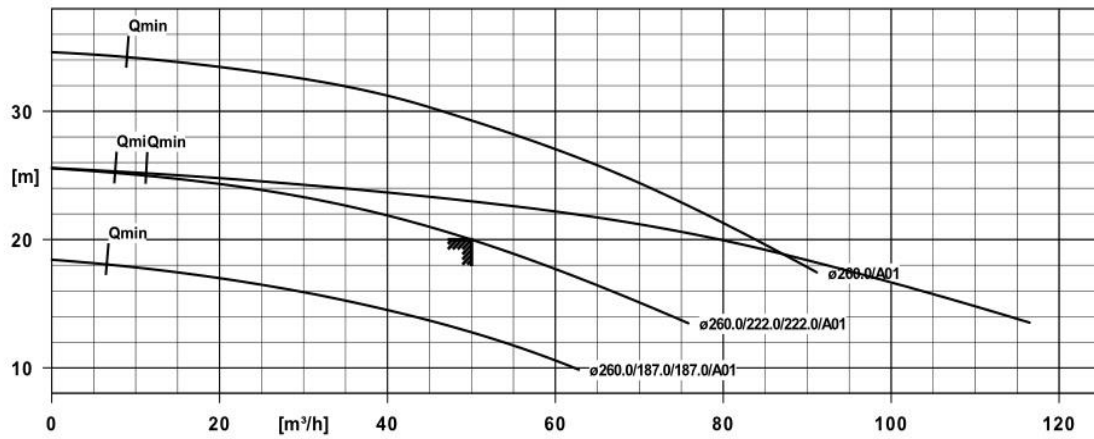
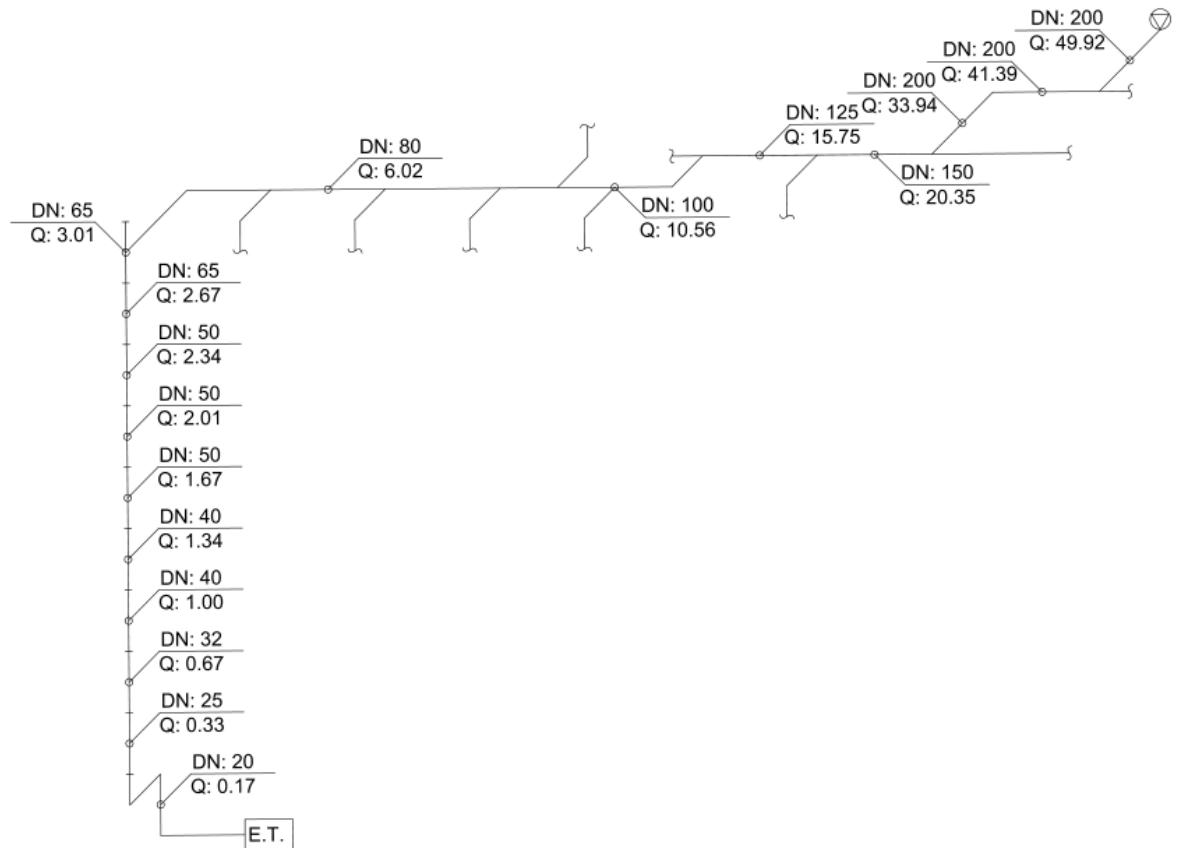


Figura A3, Curva de la bomba de circuito Secundario de Agua Fría de Zonas Comunes 1



Esquema A3. Diagrama de los tramos más críticos del circuito Secundario de Agua Fría de Zonas Comunes 1,

Tabla A4, Tabla de resultados de la bomba del circuito Secundario de Agua Fría en Habitacional 2,

Pérdidas de Carga Lineales (1)										Pérdidas de Carga en Válvulas y Accesorios (2)									
N° Tramos	Potencia (kW)	Ø Nominal (mm)	Longitud (2xL)	Delta T (°C)	Ø Interior (m)	Cudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	PdC (mmca/m)	PdC (mca)	Codos 90°	Codos 45°	Tee	Válvula de Corte	Válvula de Equilibrio	Válvula Reguladora de 2V	Válvula Cheque Antiretorno	Filtro con Tamiz	Long. Equiv. (m)	PdC (mca)
1	3.53	20	6	5	0.020	0.6	0.5	41.3	0.2	N	LE	N	LE	N	LE	N	LE	N	
2	6.85	25	6	5	0.026	1.2	0.6	37.9	0.2	0	0	2	2.4	0	0	0	0	0	2.4
3	13.91	32	6	5	0.033	2.4	0.8	42.2	0.3	0	0	2	3.2	0	0	0	0	3.2	
4	20.76	40	14	5	0.040	3.6	0.8	34.1	0.5	2	2.6	0	2	3.6	0	0	0	6.2	
5	52.11	50	17	5	0.050	9.0	1.3	59.1	1.0	0	0	2	5	0	0	0	0	5	
6	52.11	50	17	5	0.050	9.0	1.3	59.1	1.0	0	0	2	5	0	0	0	0	5	
7	72.87	65	17	5	0.066	12.6	1.0	28.4	0.5	0	0	2	6	0	0	0	0	6	
8	93.84	80	17	5	0.080	16.2	0.9	17.7	0.3	0	0	2	8	0	0	0	0	8	
9	135.36	80	15	5	0.080	23.3	1.3	33.7	0.5	2	6	0	4	16	0	0	0	22	
10	156.12	100	9	5	0.102	26.9	0.9	13.6	0.1	0	0	0	2	10	0	0	0	10	
11	177.08	100	17	5	0.102	30.5	1.0	17.0	0.3	0	0	0	2	10	0	0	0	10	
12	208.22	100	17	5	0.102	35.9	1.2	22.6	0.4	0	0	0	2	10	0	0	0	10	
13	239.57	100	17	5	0.102	41.3	1.4	28.9	0.5	0	0	0	2	10	0	0	0	10	
14	249.95	100	0.12	5	0.102	43.1	1.5	31.1	0.0	2	8	0	2	10	0	0	0	18	
15	467.93	150	62	5	0.159	80.6	1.1	11.3	0.7	4	24	0	0	4	28	2	2.8	1	160.8
Resumen																			
Total PDC Lineales (1)																		6.4	
Total PDC Accesorios (2)																		6.0	
Total (1)+(2)																		12.4	
Coef. Seguridad 20% de (1) et (2)																		3.7	
Total Promedio de Seguridad																		16.1	
Total PDC Equipamiento (3)																		4	
Total General																		20.1	

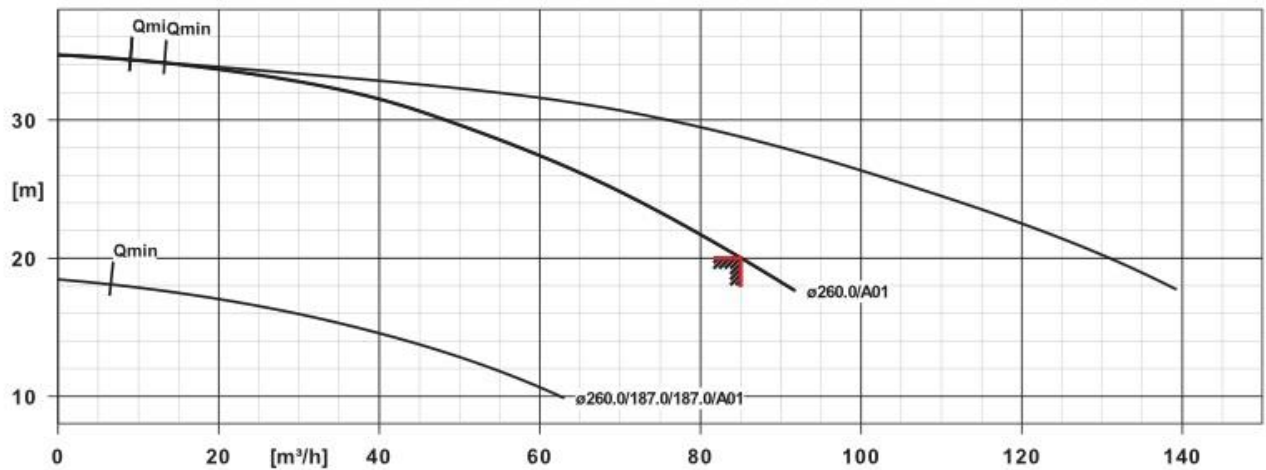
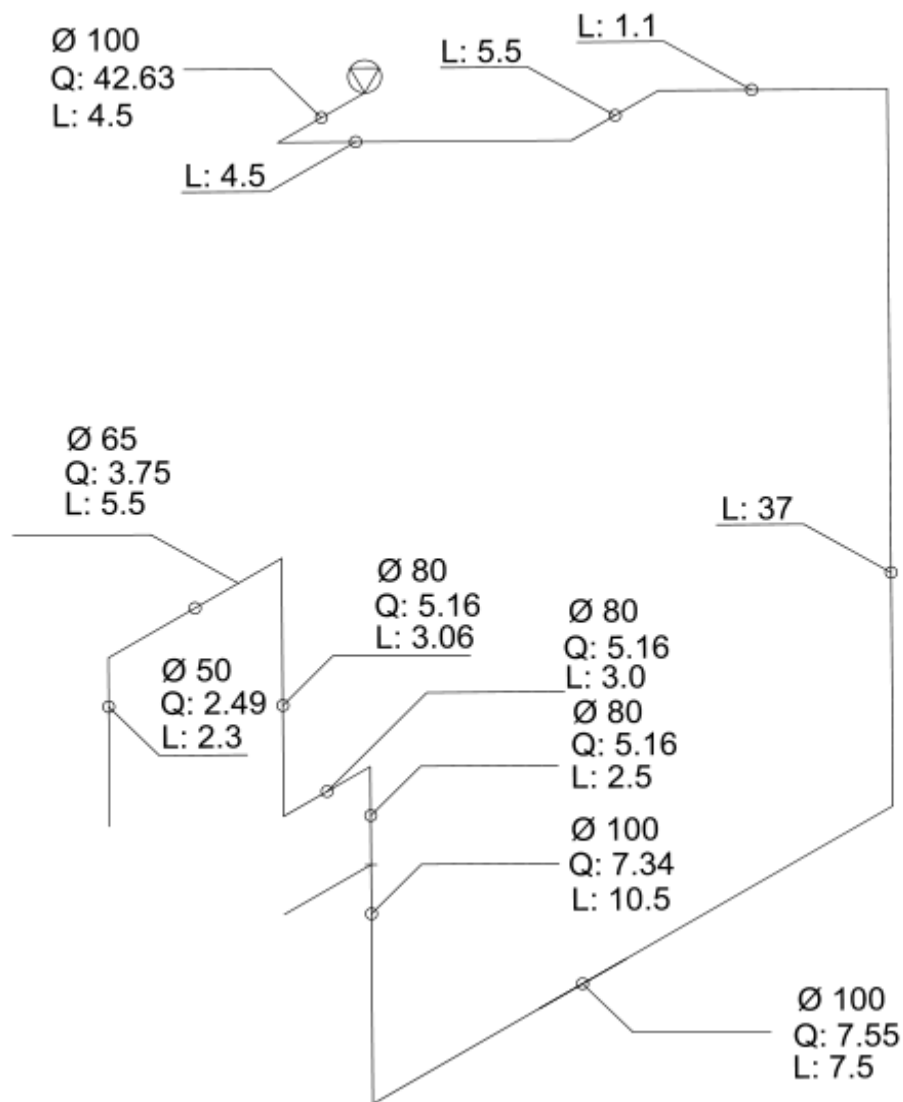


Figura A4, Curva de la bomba de circuito Secundario de Agua Fría de Zonas Habitacional 2



Esquema A4. Diagrama de los tramos más críticos del circuito Secundario de Agua Fría de Zonas Habitacional 2

Tabla A5, Tabla de resultados de la bomba del circuito Secundario de Agua Fría en Zonas Comunes 2

Pérdidas de Carga Lineales (1)										Pérdidas de Carga en Válvulas y Accesorios (2)										
N° Tramos	Potencia (kW)	Ø Nominal (mm)	Longitud (2xL)	Delta T (°C)	Ø Interior (m)	Cudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	PdC (mca/m)	PdC (mca)	Codos 90°	Codos 45°	Tee	Válvula de Corte	Válvula de equilibrio	Válvula reguladora de 2V	Válvula Cheque	Filtro con Tamiz	Long. equiv. Total	PdC (mca)	
1	3.53	20	13	5	0.020	0.6	0.5	41.3	0.5	6	4.2	0	0	0	0	0	0	19	0.8	
2	6.85	25	12	5	0.026	1.2	0.6	37.9	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	2.4	0.1	
3	10.38	32	10	5	0.033	1.8	0.6	25.3	0.3	0	0	0	2	3.2	0	0	0	3.2	0.1	
4	17.44	32	16	5	0.033	3.0	1.0	62.6	1.0	4	4	0	0	0	0	0	0	4	0.3	
5	22.84	40	12	5	0.040	3.9	0.9	40.3	0.5	0	0	0	2	3.6	0	0	0	3.6	0.1	
6	31.14	50	15	5	0.050	5.4	0.8	24.0	0.4	0	0	0	2	5	0	0	0	11	0.3	
7	34.67	50	12	5	0.050	6.0	0.8	29.0	0.3	0	0	0	2	5	0	0	0	5	0.1	
8	69.34	65	12	5	0.066	11.9	1.0	26.1	0.3	0	0	0	2	6	0	0	0	6	0.2	
9	261.37	100	12	5	0.102	45.0	1.5	33.6	0.4	0	0	0	2	10	0	0	0	10	0.3	
10	275.49	100	12	5	0.102	47.5	1.6	36.9	0.4	0	0	0	2	10	0	0	0	10	0	
11	289.60	100	12	5	0.102	49.9	1.7	40.2	0.5	0	0	0	2	10	0	0	0	10	0	
12	303.51	125	18	5	0.125	52.3	1.2	16.6	0.3	4	20	0	0	0	0	0	0	20	0	
13	304.55	125	75	5	0.125	52.5	1.2	16.7	1.3	6	30	0	0	2	12	0	0	42	1	
14	1069.56	200	150	5	0.207	184.2	1.5	13.7	2.1	8	64	0	0	2	20	2	4	1	80	3
Resumen																				
Total PDC Lineales (1)										6.4										
Total PDC Accesorios (2)										7.0										
Total (1)+(2)										13.4										
Coef. Seguridad 20% de (1) et (2)										4.0										
Total Promedio de Seguridad										17.4										
Total PDC Equipamiento (3)										4										
Total General										21.4										

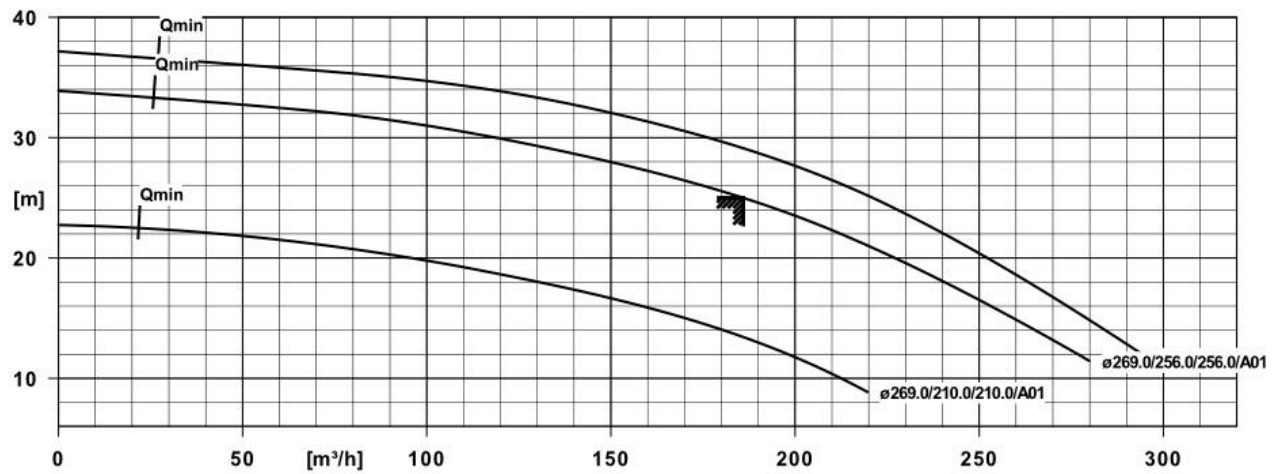
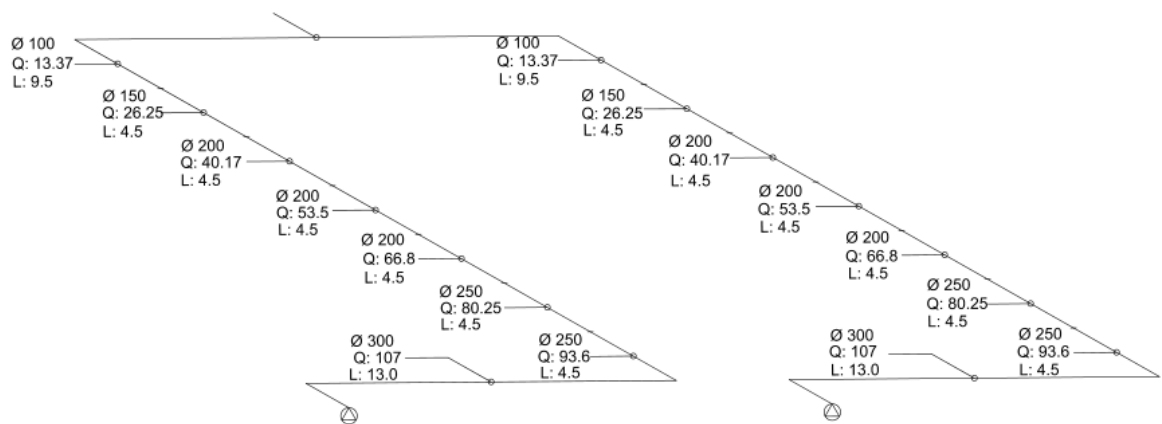


Figura A5, Curva de la bomba de circuito Secundario de Agua Fría de Zonas Comunes 2,



Esquema A5. Diagrama de los tramos más críticos del circuito Secundario de Agua Fría de Zonas Comunes 2,

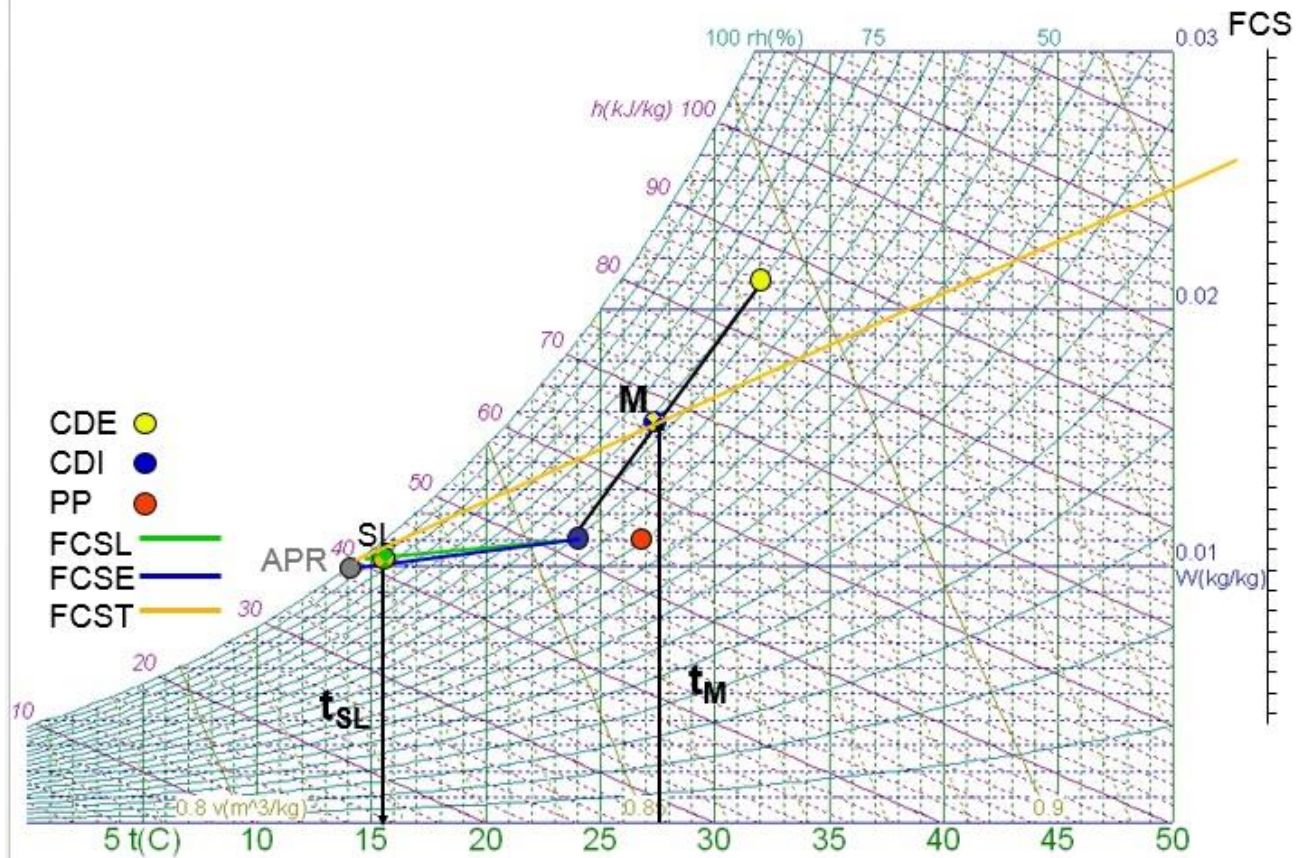


Figura A6, Diagrama Psicrométrico utilizado para el cálculo,

$Q_{sv}=1,2 \cdot V_v(t_e-t_i)$	
$Q_{sv}(kW)$	10,13333333
$Q_{LV}=2970 \cdot V_v(W_e-W_i)$	
$Q_{LV}(kW)$	26,6475
$Q_{TV}=Q_{SV}+Q_{LV}$	
$Q_{TV}(kW)$	36,78083333
$Q_{S'V}=Q_{SV} \cdot FD$	
$Q_{S'V}(kW)$	1,013333333
$Q_{T'V}=Q_{TV} \cdot FD$	
$Q_{T'V}(kW)$	3,678083333
$Q_{SB}=Q_{SL}+Q_{SV}$	
$Q_{SB}(kW)$	37,13333333
$Q_{TL}=Q_{LL}+Q_{SL}$	
$Q_{TL}(kW)$	28
$Q_{TB}=Q_{SB}+Q_{TL}$	
$Q_{TB}(kW)$	65,13333333

$FCST=Q_{SB}/Q_{TB}$	
FCST	0,57011259
$FCSL=Q_{SL}/(Q_{SL}+Q_{LL})$	
FCSL	0,964285714
$FCSE=(Q_{SL}+Q_{S'V})/(Q_{TL}+Q_{T'V})$	
FCSE	0,884312761
$VSL=(Q_{LS}+Q_{S'V})/(1,2(TL-TAPR)(1-FD))$	
VSL	2,59382716
$VR=VSL-V_v$	
VR	1,538271605
$TM=((VR \cdot TL)+(V_v \cdot T_e))/VSL$	
TM	27,25559257
$TSL=TAPR+FD \cdot (TM-TAPR)$	
TSL	15,32555926
$Q_{TB}=Q_{SL}+Q_{LL}+Q_{SV}+Q_{LV}$	
QTB	64,78083333

Tabla A6, Calculo de Ciclo Evolutivo del Aire de la Manejadora del Bar de Tapas