



PONTIFICIA **UNIVERSIDAD CATÓLICA** DEL PERÚ

Esta obra ha sido publicada bajo la licencia Creative Commons  
Reconocimiento-No comercial-Compartir bajo la misma licencia 2.5 Perú.

Para ver una copia de dicha licencia, visite  
<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/2.5/pe/>



# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA**  
DEL PERÚ

### SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA HOTEL CUATRO ESTRELLAS UBICADO EN LA CIUDAD DE LIMA

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

**Daniel Gutierrez Giraldo**

**ASESOR: Enrique José Barrantes Peña**

Lima, Julio del 2009

## RESUMEN

El presente proyecto plantea el diseño de un sistema de climatización para un hotel, categoría cuatro estrellas, ubicado en la ciudad de Lima. Dicho hotel posee once pisos y un sótano, dentro de él se encuentran sesenta y ocho habitaciones, una sala de espera, una sala de estar, un bar, un salón principal con dos foyers (vestíbulos), seis salas de reuniones y un comedor con dos halls (vestíbulos).

Previamente al desarrollo del proyecto se establecen definiciones relacionadas con los sistemas de aire acondicionado, componentes y accesorios. A su vez se mencionan normas y recomendaciones a seguir para el diseño.

El sistema de climatización planteado como solución brindará confort térmico a los huéspedes y personas que hagan uso de las áreas comunes y de servicio del hotel de acuerdo a las recomendaciones del manual ASHRAE HVAC APPLICATIONS 2007 Capítulo 5. Este proyecto contempla la instalación de un chiller (enfriador de agua) tipo tornillo refrigerado por aire de 882.6 kW (252 Toneladas de refrigeración), el cual posee dos bombas en su circuito de bombeo. Ambas bombas son de la misma capacidad ya que trabajarán alternadamente, una de las bombas servirá como respaldo de la otra ante alguna falla.

La particularidad del sistema propuesto es el uso de un chiller (enfriador de agua) tipo tornillo con flujo de refrigerante variable. De tal manera que se llega a cumplir con los requerimientos de confort para los distintos ambientes el hotel y a la vez se comprueba el ahorro que pueda lograrse en el monto de inversión comparado con los sistemas convencionales que utilizan chillers (enfriadores de agua) tipo scroll refrigerados por aire.



“QUIERO DEDICAR ESTE TRABAJO A MIS PADRES Y ABUELOS QUE ME APOYARON INCONDICIONALMENTE A LO LARGO DE LA CARRERA”.

## ÍNDICE

<b><u>INTRODUCCIÓN</u></b>	1
<b><u>CAPÍTULO 1 -CONDICIONES DE DISEÑO</u></b>	3
<b>1.1. Confort térmico</b>	3
1.1.1 Termorregulación humana y balance energético	4
1.1.2 Condiciones para confort térmico	6
1.1.3 Índices Ambientales	8
<b>1.2. Condiciones Exteriores de diseño</b>	10
<b>1.3. Características generales para acondicionamiento de interiores</b>	11
1.3.1 Características generales de las cargas térmicas	11
1.3.2 Conceptos de diseño	11
1.3.3 Hotel	12
1.3.3.1 Habitaciones	13
1.3.3.2 Áreas Comunes	14
1.3.3.3 Área de Servicios	15
1.3.4 Control de humedad	15
<b>1.4 Clasificación de las ganancias de calor</b>	16
<b>1.5 Descripción del hotel</b>	17
<b>1.6 Tipos de Sistemas</b>	19
1.6.1 Sistemas de expansión directa	19
1.6.2 Sistemas de agua helada	25
1.6.2.1 Central de refrigeración	27
<b>1.7 Selección del tipo de sistema</b>	28
<b><u>CAPÍTULO 2 - DISEÑO DEL SISTEMA</u></b>	33
<b>2.1 Parámetros de diseño</b>	33
2.1.1 Temperaturas exteriores de aire	33
2.1.2 Condiciones interiores de aire	34
2.1.3 Datos de los materiales involucrados en la construcción	34
<b>2.2 Cálculos y Diseño</b>	35

2.2.1	Método para la Conversión de las ganancias de Calor en Cargas de Enfriamiento y Calefacción	35
2.2.2	Cálculo de carga térmica	36
2.2.3	Cálculo de la caída de presión en ductos	47
2.2.4	Diseño de tuberías de agua helada	49
2.2.5	Cálculo de renovación de aire	50
<b>2.3</b>	<b>Selección de Equipos</b>	51
2.3.1	Selección del enfriador de agua ( <i>Chiller</i> )	51
2.3.2	Selección de Bombas	57
2.3.2.1	Selección de bombas para el enfriador de agua (chiller) tipo Scroll	58
2.3.2.2	Selección de bombas para el enfriador de agua (chiller) tipo Tornillo	59
2.3.3	Selección de Unidades Serpentin Ventilador (Fan coil) y Unidades Manejadoras de Aire	60
2.3.4	Selección de Extractores e Inyectores	61
<b>2.4</b>	<b>Especificaciones de equipos</b>	63
2.4.1.1	Enfriador de agua ( <i>Chiller</i> )	63
2.4.1.2	Generalidades	63
2.4.1.3	Gabinete	63
2.4.1.4	Compresores y motor	64
2.4.1.5	Evaporador	64
2.4.1.6	Condensador	64
2.4.1.7	Panel de control	65
2.4.1.8	Empalme del enfriador de agua ( <i>Chiller</i> )	65
2.4.2	Bombas de agua helada	65
2.4.3	Equipos Serpentin Ventilador ( <i>Fan Coil</i> ) y Manejadoras de Aire	66
2.4.3.1	Serpentin Ventilador ( <i>Fan Coil</i> )	66
2.4.3.2	Manejadoras de Aire	68
2.4.3.2.1	Gabinete	68
2.4.3.2.2	Ventiladores	69
2.4.3.2.3	Serpentin de enfriamiento	69
2.4.3.2.4	Filtros de aire	70
2.4.4	Extractores e inyectores de aire	70
2.4.4.1	Extractor e inyector centrífugo	70
2.4.4.2	Extractor e inyector centrífugo en gabinete	71
2.4.4.3	Extractor axial	71
<b>2.5</b>	<b>Designación de equipos por ambiente</b>	72
<b><u>CAPÍTULO 3 - PRESUPUESTO DEL PROYECTO</u></b>		74
<b>LISTADO DE PLANOS</b>		84
<b>CONCLUSIONES</b>		85
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>		87

### LISTA DE SÍMBOLOS Y SIGLAS

a.m.	Antes del meridiano
AMCA	Air Movement and Control Association
ANSI	American National Standards Institute
ARI	Air Conditioning and Refrigeration Institute
ASHRAE	American Society of Heating, refrigeration and Air-conditioning Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
Btu	British Thermal Unit
CFM	Cubic Feet per Meter (Pies cúbicos por minuto, ft <sup>3</sup> /min). 1 CFM = 0.000472 m <sup>3</sup> /s = 0.472 L/s
CHVAC	Commercial Heating, Ventilation and Air conditioning
CLO	Valor del aislamiento producido por la vestimenta. 1 clo = 0.88 ft <sup>2</sup> .°F.h/Btu
CLTD	Cooling Load Temperature Difference
C.N.E.	Código Nacional de Electricidad (Perú)
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas (°C)
$\Delta P$	Caída de presión (pulgadas de columna de H <sub>2</sub> O) 1 in H <sub>2</sub> O = 248.84 Pascal
EA	Extractor Axial
EC	Extractor Centrífugo

ECG	Extractor Centrífugo en gabinete
Ø	Diámetro (pulgadas) 1 pulgada = 0.0254 m
FC	Fan Coil
FCV	Fan Coil vertical
FPM	Feet per meter (Pies por minuto)
gpm	Galones por minuto
h	Hora 1 hora = 3600 segundos
hp	Horse power (Caballo de fuerza)
in	Pulgadas
in H <sub>2</sub> O	Pulgadas de columna de agua
kg	Kilogramo
kW	Kilovatios
L/s	Litro por segundo
m	Metros
m <sup>2</sup>	Metro cuadrado
m <sup>3</sup>	Metro cúbico
min	Minutos
mm	milímetro
MT3	Sistema Tarifario Eléctrico para Media Tensión
NEMA	National Electrical Manufactures Association (Asociación Nacional de fabricantes eléctricos, USA)
PR	Presión de corrección de presión
p.m.	Posterior al meridiano
Qs	Calor Sensible
Ql	Calor Latente
Qt	Calor Total
RPM	Revoluciones por minuto
RTS	Radiant Time Series
SMACNA	Sheet metal and Air conditioning Contractors National Association



TBH	Temperatura de bulbo húmedo
TBS	Temperatura de bulbo seco
Ton	Tonelada de Refrigeración (aprox. 3.5 kW)
U	Coefficiente global de transmisión de calor
UMA	Unidad manejadora de aire
V	Voltios
VC	Ventilador Centrífugo
VCG	Ventilador Centrífugo en gabinete



## INTRODUCCIÓN

El turismo es uno de los rubros que mayores perspectivas de desarrollo tiene nuestro país; es por ello que proveer de una infraestructura hotelera, que satisfaga los requerimientos de los turistas tanto extranjeros como nacionales, podría desencadenar un futuro auge económico. Como ejemplo se puede nombrar la cumbre de la APEC <sup>1</sup> celebrada hace pocos meses en Lima, dicho evento demandó de una industria hotelera de primera clase para los políticos y empresarios extranjeros.

El objetivo del sistema de climatización es brindar confort térmico a los huéspedes y personas que harán uso de las instalaciones del hotel; en este sentido el presente trabajo desarrolla paso a paso los cálculos, el diseño y la elaboración del presupuesto del sistema más apropiado que permita satisfacer los requerimientos de confort planteados para cada ambiente del hotel.

Antes de llevar a cabo el cálculo térmico, se debe detallar ciertas características del hotel como la orientación del sol, la distribución de los ambientes, el número de ocupantes y el aporte de calor por luminarias. Todos estos datos son de vital importancia para el cálculo de la carga térmica.

Posteriormente se evalúan tanto técnica como económicamente las dos opciones de enfriador de agua (chiller) que pueden disponerse en el hotel y luego de un largo

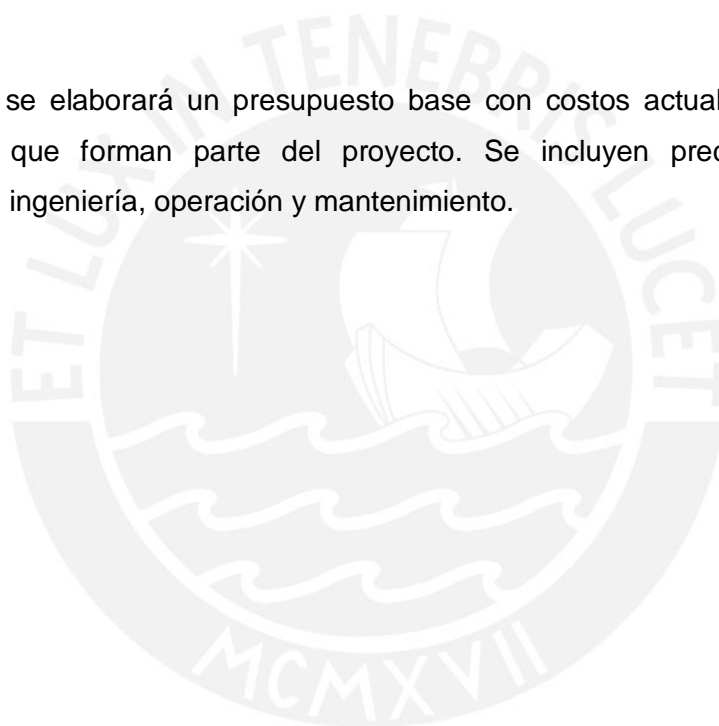
---

<sup>1</sup> APEC: Asia-Pacific Economic Cooperation

análisis comparando precios, eficiencias, consumos y dimensiones se llega a la conclusión que un enfriador de agua (chiller) tipo tornillo refrigerado por aire es la mejor opción para este tipo de aplicación

Asimismo se van a realizar cálculos de la caída de presión en bombas, caída de presión en ductos y el cálculo de caudales de aire de renovación e inyección. Por otro lado se han seleccionado las bombas, el enfriador de agua (chiller), los serpentines-ventilador (fan coils) y las manejadoras de aire que cumplen con los requisitos para cada ambiente del hotel.

Por último se elaborará un presupuesto base con costos actuales de los equipos y materiales que forman parte del proyecto. Se incluyen precios de adquisición, instalación, ingeniería, operación y mantenimiento.



## CAPÍTULO 1

### CONDICIONES DE DISEÑO

#### 1.1 Confort térmico

El principal propósito de los sistemas de aire acondicionado y ventilación es proveer confort térmico. Es por ello que antes de definir y diseñar dichos sistemas habrá que tener una idea clara de lo que implica el concepto de confort térmico. La Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Aire Acondicionado y Refrigeración (ASHRAE) indica que el confort térmico es la condición de la mente que expresa satisfacción con el ambiente térmico, Ref. 1.

En general, el confort ocurre cuando las temperaturas del cuerpo son sostenidas dentro de rangos estrechos, la humedad de la piel es baja y el esfuerzo fisiológico de la regulación se minimiza.

El confort también depende del comportamiento, el cual es iniciado consciente o inconscientemente y es guiado por sensaciones térmicas y de humedad para reducir la incomodidad. Algunos ejemplos son la alteración de prendas de vestir, el cambio de actividad, el cambio de postura o posición, abrir una ventana o salir de un ambiente.

Sorprendentemente, a pesar de los climas, condiciones de vida, y diferencias culturales en todo el mundo, las temperaturas que las personas eligen como confort para

condiciones similares de vestido, actividad, humedad y movimiento del aire son muy parecidas.

### 1.1.1 Termorregulación humana y balance energético

La actividad metabólica en los seres humanos genera constantemente calor dentro de sus cuerpos. Este calor debe ser disipado y regulado para mantener temperaturas normales. Los seres humanos poseen una serie de mecanismos termorreguladores que mantienen constante la temperatura del cuerpo. Asimismo ASHRAE enuncia: "Temperaturas de la piel mayores a 118°F (45°C) o menores a 64.5°F (18°C) causan dolor. La temperatura de la piel asociada con el confort en actividades sedentarias son de 91.5°F (33°C) a 93 (34°C) y decrece con el aumento de actividad", Ref. 2. El confort térmico no se consigue con mantener a cero el balance de energía entre el cuerpo y el ambiente, sino por el contrario se llega a dicho confort cuando se cede calor a un determinado ritmo, si este ritmo se incrementa sentimos frío, y si decrece sentimos calor.

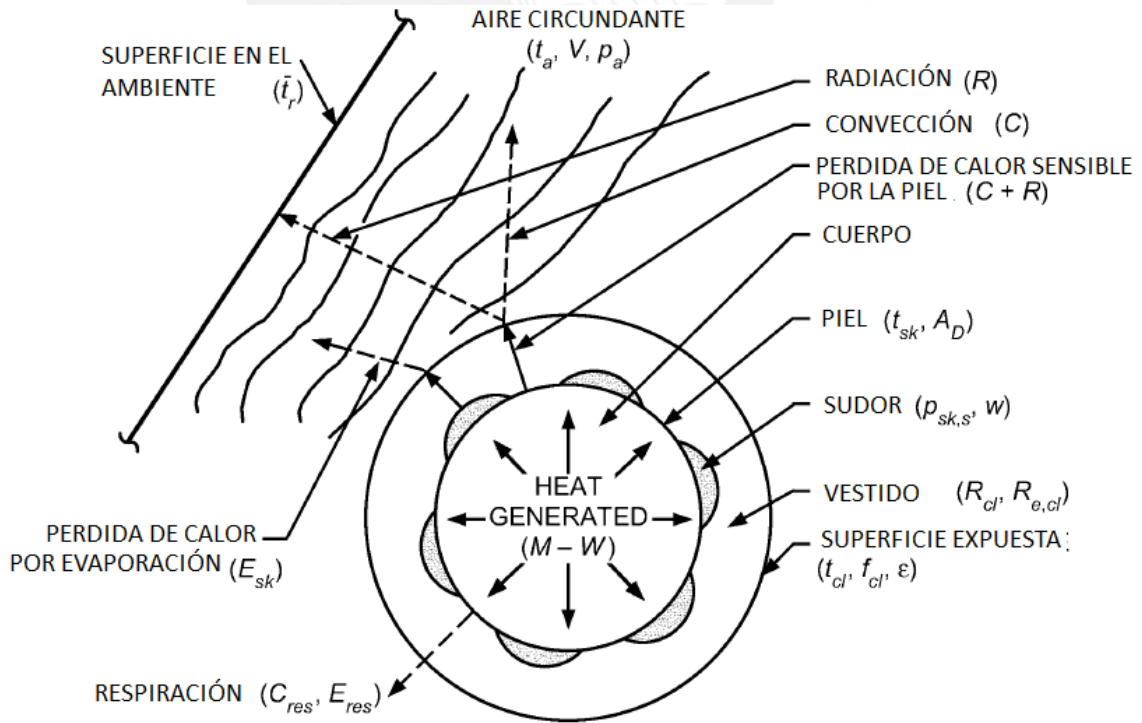


Figura 1.1 Interacción térmica del cuerpo humano y el ambiente (Ref. 2)

La figura 1.1 muestra la interacción térmica del cuerpo humano con el ambiente. El calor neto generado (M-W), que es la diferencia entre el metabolismo M y el trabajo mecánico desarrollado W, es transferido al ambiente a través de la superficie de la piel ( $q_{sk}$ ) y la respiración ( $q_{res}$ ) con algún excedente o déficit almacenado (S), causando el aumento o disminución de la temperatura del cuerpo.

$$M - W = q_{sk} + q_{res} + S \dots\dots\dots (1.1)$$

$$M - W = (C+R+ E_{sk}) + (C_{res}+E_{res}) + (S_{sk}+S_{cr})\dots\dots\dots (1.2)$$

Donde:

M = tasa de producción de calor metabólico, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

W = tasa de trabajo mecánico realizado, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

$q_{sk}$  = tasa total de pérdida de calor por piel, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

$q_{res}$  = tasa total de pérdida de calor por medio de la respiración, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

C+R = calor sensible perdido por la piel, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

$E_{sk}$  = tasa de calor por convección perdido por respiración, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

$C_{res}$  = tasa de calor por evaporación perdido por respiración, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

$S_{sk}$  = tasa de calor almacenado en compartimentos de la piel, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

$S_{cr}$  = tasa de calor almacenado en compartimentos del núcleo, Btu/h\*ft<sup>2</sup> (W\*m<sup>2</sup>)

En el régimen transitorio, se considera al cuerpo humano dividido en dos compartimentos:

- El interior, o núcleo, representado por el esqueleto, la masa muscular y los órganos internos
- El exterior, representado por la piel (la fracción de piel con respecto a la masa total del cuerpo, depende del caudal de sangre que fluye desde el núcleo a la piel)

Y, se basa en las siguientes hipótesis:

- El intercambio de calor por conducción desde la piel hacia el exterior es despreciable.
- La temperatura de cada compartimiento es uniforme (98°F (37°C) para el núcleo y 93°F (34) para la piel).
- El metabolismo, el trabajo externo y las pérdidas por respiración están asociados al núcleo.
- El intercambio de calor entre núcleo y piel tiene lugar por contacto directo (conducción) y a través del flujo de la sangre controlado por el mecanismo de termorregulación (convección).

### 1.1.2 Condiciones para confort térmico

Estudios realizados por Rohles (1973) y Rohles y Nevins (1971) en 1600 estudiantes de edad universitaria revelaron correlaciones entre el nivel de confort, la temperatura, la humedad, el sexo y la duración de exposición, Ref. 3. La escala de sensaciones desarrollado a partir de estos estudios se llama "Escala de sensación térmica ASHRAE" y se presenta a continuación, Ref 4:

- +3 MUY CALIENTE
- +2 CALIENTE
- +1 LIGERAMENTE CALIENTE
- 0 NEUTRAL
- 1 LIGERAMENTE FRIO
- 2 FRIO
- 3 MUY FRIO

El "clo" es una unidad usada para especificar el efecto de aislamiento producido por la vestimenta. Para un cuerpo desnudo corresponde un clo = 0 y para un traje típico de trabajo compuesto por saco, chaleco, camisa y pantalón, corresponde un clo = 1. Se ha determinado que para condiciones de diseño correspondientes a 78°F (26°C), 50% de humedad relativa y 25.22 mm. de Hg (0.933 pulg. de Hg) de presión de vapor, los individuos de ambos sexos muestran una sensación de confort después de un periodo de tres horas.

Por otro lado, dentro de las primeras horas de exposición los hombres sienten ligeramente más calor que las mujeres, bajo un mismo conjunto de temperaturas y humedades dadas. En ese sentido la humedad es el índice más significativo para determinar que tan comfortable se sienten los hombres con respecto a las mujeres.

En la siguiente figura se presentan las zonas de bienestar según la Norma de Confort 55 de ASHRAE en términos de temperatura efectiva, basadas en actividades sedentaria y grados de vestimenta típicos para verano (0,5 clo) e invierno (0,9 clo). El 80% de las personas, adecuadamente vestidas, encuentra el ambiente térmicamente aceptable dentro de estas zonas.

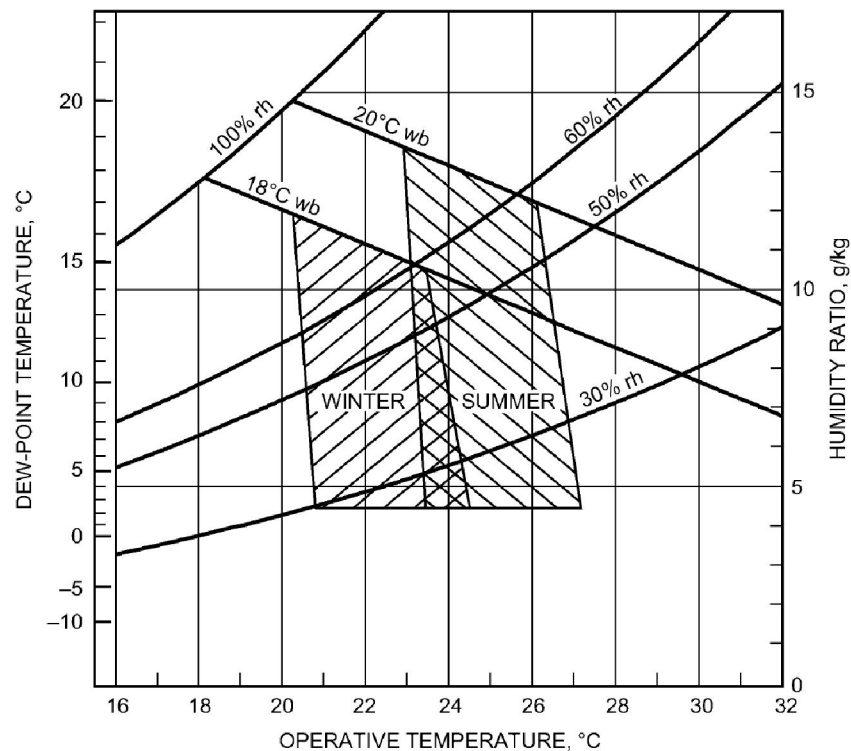


Figura 1.2 Zonas de confort para verano e invierno según ASHRAE

Se observa la amplitud de ambas zonas, sobre todo en lo que se refiere a la humedad relativa. Su valor afecta al bienestar de las personas dentro de los límites antes indicados y en las proximidades de la neutralidad térmica.



Los niveles superiores e inferiores de humedad relativa para dichas zonas de confort son menos precisos. A baja humedad se puede secar la piel y las superficies mucosas dando lugar a quejas sobre el confort debido a la sequedad de la nariz, la garganta, los ojos y la piel, es por ello que el Estándar 55 de ASHRAE recomienda que la temperatura del punto de rocío en espacios ocupados no debe de ser menor a 2,22°C. De la misma forma cuando la humedad es alta la sensación térmica por sí sola no es un índice confiable del confort térmico. El malestar al parecer es debido a la sensación de humedad en sí, al aumento de fricción entre la piel y la ropa y otros factores. Para prevenir esto, Nevins et al. (1975) recomienda que en las zonas de confort la humedad relativa no debe exceder el 60%, Ref. 5.

Las zonas de confort mostradas en la Figura 1.2 y las consideraciones mencionadas anteriormente son referenciales para cualquier tipo de ambiente; en el presente trabajo se desea climatizar un hotel es por ello que se especificarán los rangos de humedades relativas y las temperaturas de bulbo seco para cada ambiente específico del hotel en la Tabla 2 del Anexo 1.

### 1.1.3 Índices Ambientales

Existen muchos parámetros para describir el ambiente en términos de confort, los parámetros más usados para el diseño son los siguientes:

- Temperatura: El adecuado control de la temperatura del medio ambiente que circunda el cuerpo humano elimina el esfuerzo fisiológico de acomodación, obteniéndose con ellos un mayor confort y la consiguiente mejora del bienestar físico.
- Humedad: Una gran parte del calor que posee el cuerpo humano se disipa por evaporación a través de la piel. La evaporación se favorece cuando la humedad relativa del aire es baja y se retarda si ésta es alta, es por ello que la regulación de la humedad tiene una importancia tan vital como la de la temperatura para conseguir el confort térmico. Un exceso de humedad no sólo da como resultado

reacciones fisiológicas perjudiciales, sino que también afecta a las cualidades de muchas de las sustancias contenidas en ambiente, como por ejemplo la ropa y los muebles.

- Temperatura del punto de rocío: Es una buena medida de humedad en el ambiente y es directamente relacionado con la presión de vapor de agua en el aire saturado. La utilidad de punto de rocío en específicas condiciones de confort es, como sea, limitado.
- Movimiento del Aire: La transferencia de calor del cuerpo por convección depende de la velocidad del aire en movimiento. Evidencias muestran que uno se siente más confortable en un ambiente caliente si el movimiento del aire es alto. Asimismo si la temperatura del ambiente es baja, uno se siente incomodo si el movimiento del aire es alto.
- Pureza del Aire: Las personas respiramos normalmente, alrededor de 15 Kg. de aire cada día, por lo que debemos de considerar la importancia que tiene su adecuada limpieza y renovación. La disminución de oxígeno y el aumento del anhídrido carbónico en el ambiente, la dilución de malos olores y la eliminación de partículas sólidas son factores que se deben tomar en cuenta no solo por lo perjudiciales que son para la salud sino también por las molestias que causan al ser humano. Asimismo el humo, ya sea producido en el interior de la del ambiente, debe ser evacuado a causa de lo pernicioso que resulta para la vista y el aparato respiratorio.

Por lo tanto se debe acondicionar el aire para conseguir una atmósfera sana y confortable controlando simultáneamente la temperatura, humedad, circulación del aire y limpieza del mismo de acuerdo a los requerimientos de la edificación

## 1.2 Condiciones Exteriores de diseño

Son aquellas condiciones climatológicas existentes en el medio ambiente. Se consideran las siguientes condiciones para el proyecto:

- a. Condiciones normales de Verano
- b. Condiciones normales de Invierno

Las condiciones normales de verano son recomendables en aplicaciones destinadas al confort o a la refrigeración industrial, en las que ocasionalmente es tolerable que se sobrepasen las condiciones ambientales del proyecto. Estas condiciones normales fijadas para el ambiente exterior consisten en admitir una simultaneidad de valores fijados para las temperaturas de los termómetros seco y húmedo y del contenido de humedad, las cuales se pueden sobrepasar algunas veces dentro del año y durante cortos periodos de tiempo.

El segundo tipo de condiciones exteriores son las llamadas condiciones normales de invierno, que son recomendables para instalaciones de confort y calefacción industrial. La temperatura seca interior podrá ser inferior a la indicada algunas veces durante el año, generalmente en las primeras horas de la mañana. Con la calefacción la variación de temperatura se produce por debajo de las condiciones exigidas de confort en la hora de máxima carga de calefacción (ausencia de personal, iluminación o ganancia solar, y con la mínima temperatura exterior). El calor almacenado en la estructura del edificio cuando se trabaja con carga parcial (durante las horas del día) reduce la capacidad necesaria del equipo para el funcionamiento a plena carga.

### **1.3 Características generales para acondicionamiento de interiores**

#### **1.3.1 Características generales de las cargas térmicas**

- Idealmente, cada cuarto provisto por unidades HVAC<sup>2</sup> debe tener climatización independiente, sino el aire acondicionado para cada cuarto se verá comprometido.
- Típicamente, los ambientes no son ocupados todo el tiempo. Para una adecuada flexibilidad, cada unidad de ventilación, enfriamiento y calefacción debe tener la opción de ser regulada o de apagarse.
- La concentración de luz eléctrica y de huéspedes es típicamente baja, las actividades son generalmente sedentarias o ligeras. La ocupación de las habitaciones es de naturaleza transitoria, con un mayor uso de las mismas por la noche.
- La extracción de aire se realiza usualmente por el baño.
- Las cargas de las habitaciones y del edificio deben estar bien definidas, sin necesidad de anticipar futuros cambios en el diseño. Asimismo se deben dejar previstas cargas térmicas para ambientes que no posean climatización en el proyecto original.

#### **1.3.2 Conceptos de diseño**

Las grandes fluctuaciones de carga y la diversidad dentro y entre las habitaciones requieren un diseño flexible para veinticuatro horas de confort. Además de abrir la ventana, la única forma de proveer control flexible de temperatura es tener componentes individuales e independientes para cada cuarto que controlen frío, calor y ventilación.

La deshumidificación se puede lograr mediante la reducción de la temperatura y el flujo de aire en el equipo. Asimismo, otra forma de deshumidificar es usar deshumidificadores desecantes.

---

<sup>2</sup> HVAC: Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado

Algunas personas son lo suficientemente sensible a los sonidos es por ello que algunos equipos pueden perturbarlos cuando duermen. Niveles superiores de ruido pueden ser aceptables en áreas comunes. Los fan-coil<sup>3</sup> son usualmente más silenciosos que los sistemas unitarios, pero estos sistemas son más fáciles de reparar en caso de que algún componente falle.

### 1.3.3 Hotel

Los hoteles constan usualmente de habitaciones simples, contiguas unas a otras, con baños independientes.

Asimismo los hoteles poseen instalaciones secundarias multipropósito entre las cuales se encuentran la sala de reuniones, el comedor, las salas de estar, el vestíbulo, etc. El rango de hoteles va desde hoteles de lujo hasta hoteles económicos como se muestra en la Tabla 1 del Anexo 1.

Un hotel puede ser dividido en tres áreas principales:

1. Habitaciones
2. Áreas comunes
  - Vestíbulos, atrio, y salas de estar
  - Sala de reuniones
  - Restaurante y comedor
  - Piscinas
  - Gimnasio
3. Áreas de Servicio
  - Cocinas
  - Almacenes
  - Lavandería
  - Oficinas
  - Cuartos de máquinas.

---

<sup>3</sup> Fan coil : Serpentín-ventilador (Unidad de enfriamiento )

Las dos áreas principales utilizadas por los huéspedes son las habitaciones y las áreas comunes, es por ello que lograr el máximo confort en estas zonas es determinante para el hotel. Normalmente las áreas de servicio son menos críticas que el resto del hotel con excepciones de ciertos lugares donde se necesite un ambiente controlado.

### 1.3.3.1 Habitaciones

El aire acondicionado en las habitaciones debe ser silencioso, fácilmente ajustable e independiente. Asimismo se debe contemplar la inyección de aire fresco.

Por otro lado los sistemas de climatización a instalar deben requerir poco espacio y ofrecer bajos costos de inversión y mantenimiento.

Adicionalmente a los criterios de diseño presentados en la Tabla 2 del Anexo 1 se deben considerar los siguientes factores para los servicios de HVAC:

- Una respuesta rápida para el control de la temperatura
- Aire de distribución independiente
- Extracción en los baños
- Suministro de aire de ventilación
- Control de humedad
- Nivel de ruido aceptable
- Controles simples
- Fiabilidad
- Facilidad de mantenimiento
- Eficiencia operativa
- Espacio

La gran diversidad en el diseño, propósito y uso en los hoteles permiten que el análisis y el estudio de las cargas sea de mucha importancia. La diversidad de las cargas es posible debido al uso transitorio de los cuartos y la diversidad de los servicios que brinda el hotel.

La climatización en las habitaciones es necesaria debido a que los cuartos se encuentran normalmente orientados hacia el exterior lo cual se traduce en una fuente de carga térmica debido a la transferencia de calor a través de las paredes y ventanas; asimismo las personas, la iluminación, los electrodomésticos, la ventilación, etc. producen una variación en la carga térmica.

Debido a la naturaleza de los cambios de la carga sensible y el uso transitorio de las habitaciones, grandes fluctuaciones de esta carga son comunes a lo largo del día. Por ejemplo la variación de la carga térmica debido a la ventilación puede variar de 10% a 100% a lo largo del día.

Usualmente los sistemas HVAC deben trabajar a carga parcial y raramente serán exigidos al 100% durante mucho tiempo.

### 1.3.3.2 Áreas Comunes

En las áreas comunes por lo general se exhibe las bondades del hotel. Es por ello que se debe prestar especial atención a estas áreas para incorporar sistemas que cumplan satisfactoriamente los requerimientos. Las posiciones de los difusores y rejillas deben ser coordinadas con el arquitecto para que de esta manera los ambientes guarden la estética del hotel.

Adicionalmente a los criterios de diseño mostrados en la tabla 2 del Anexo 1 se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Disponibilidad de calefacción y aire acondicionado durante todo el año.
- Unidades independientes para cada área común.
- Operación económica y satisfactoria a carga parcial.
- Coordinar con las áreas de servicio una correcta presurización del aire, por ejemplo entre la cocina y los comedores.

Las horas de uso de cada área común varían ampliamente, por ejemplo el vestíbulo funciona normalmente 24 horas al día, mientras que áreas como el comedor, las salas de reuniones y el bar funcionan intermitentemente, de modo que la carga térmica varía frecuentemente.

### 1.3.3.3 Área de Servicios

Las condiciones de climatización para estas áreas son generalmente menos críticas, sin embargo existen espacios que requieren especial atención.

Los criterios recomendados para estas áreas se muestran tabla 3 del Anexo 1.

### 1.3.4 Control de humedad

El control de humedad es de vital importancia para asegurar la calidad del aire, asimismo dicho control minimiza costosos problemas de moho y humedad en el hotel. La humedad puede introducirse a las habitaciones de las siguientes maneras:

- Ingreso directo de aire sin acondicionar mediante los equipos de HVAC.
- Infiltración de la humedad a través de las puertas, ventanas, grietas, etc. ya que existe una inadecuada presurización del ambiente.
- La humedad se introduce a través de las paredes exteriores del edificio debido a una diferencia de presión de vapor.
- O también puede generarse un exceso de humedad debido a una carga latente interior.

Remover el vapor de agua del aire es el camino más factible para controlar el moho y los hongos. Se puede lograr un buen control de la humedad siguiendo las siguientes técnicas:

- Introducir aire seco de ventilación directamente a las habitaciones
- Mantener una pequeña presión positiva en los cuartos para minimizar las infiltraciones de calor y humedad dentro de los mismos.



- Proporcionar una mayor capacidad de deshumidificación al aire, haciendo que este ingrese por niveles inferiores de humedad a los establecidos para el ambiente.
- Mejorar el recubrimiento de los cuartos.

#### **1.4 Clasificación de las ganancias de calor**

La ganancia de calor es la razón por la cual el calor es transferido o generado en el local. Esta ganancia de calor tiene dos componentes:

- Calor Latente: Se manifiesta en un incremento de la humedad del aire
- Calor Sensible: Se manifiesta a través de un aumento de la temperatura del aire.

Las cargas por calor sensible consideradas para el cálculo de los diferentes ambientes del hotel serán:

1. Transmisión de calor por superficies exteriores
2. Transmisión de calor por superficies interiores
3. Radiación Solar
4. Emisión de calor por los ocupantes
5. Calor inducido por ventilación
6. Calor desprendido por los aparatos

Asimismo las cargas de calor latente consideradas serán:

1. Humedad cedida por las personas
2. Humedad cedida por la ventilación
3. Calor latente procedente de aparatos

## 1.5 Descripción del hotel

Para un estudio realista de las cargas de refrigeración y calefacción es indispensable un estudio preciso y completo, es por ello que en la siguiente descripción se detallará punto por punto las características del hotel que consiste este proyecto:

### 1. Ubicación del edificio:

El hotel se encuentra ubicado en la calle Grimaldo del Solar N° 239-243-247 en el distrito de Miraflores, ciudad de Lima. La orientación del sol, el área de terreno construida y las edificaciones próximas se muestran en el Anexo 2.

### 2. Destino del local

El edificio será utilizado como establecimiento de hospedaje bajo la clasificación de hotel, categoría cuatro estrellas, según el reglamento de establecimientos de hospedajes del Ministerio de Comercio Exterior y Turismo (MINCETUR)

### 3. Dimensiones del local

Las dimensiones de los distintos ambientes del hotel se muestran en los planos de planta y corte. (Planos PL-1, PL-2, PL-3, PL-4, PL-5, PL-6, PL-7, PL-8, PL-9, PL-10, PL-11, PL-12, PL-13, PL-14 y PL-15)

### 4. Altura del techo.

De la misma manera los planos de corte de los planos muestran las alturas de los techos y de los cielos rasos. (Planos PL-14 y PL-15)

### 5. Ocupantes

El número de ocupantes considerado para las áreas comunes depende de la distribución del inmobiliario, mientras que para las habitaciones se considera 2 personas por cuarto.

6. Alumbrado.

Se considera una tasa promedio de 20 Watts por metro cuadrado, dato proporcionado por el proyectista de la parte eléctrica del proyecto.

7. Utensilios, maquinaria comercial, equipos electrónicos; situación, potencia indicada, etc.

Se considerarán las cargas térmicas de los equipos que disipen calor, tales como televisores, computadoras, etc.

8. Horarios de funcionamiento

Los equipos de aire acondicionado tienen horarios de trabajo distintos dependiendo donde se encuentren ubicados; por ejemplo, los equipos de las habitaciones trabajan alrededor de 14 horas, mientras que los equipos del comedor y del bar trabajan alrededor de 12 horas, por otro lado los equipos del vestíbulo, la sala de estar y la oficina de control trabajan 24 horas. Las condiciones límites exteriores para el cálculo de la carga térmica se da en el mes de Febrero, mientras que para el cálculo de calefacción la condición límite exterior se da en el mes de Agosto.

9. Situación del equipo y servicios;

Los equipos y ductos se pueden colocar en las zonas donde existe cielo raso, asimismo el hotel cuenta con múltiples tragaluces por donde se puede realizar el recorrido de ductos de aire y extracción o tuberías de agua helada; para mayor detalle remitirse a los planos (Planos PL-1,PL-2,PL-3,PL-4,PL-5,PL-6,PL-7,PL-8,PL-9,PL-10,PL-11,PL-12,PL-13,PL-14 y PL-15)

10. Tarifa eléctrica

Debido a que el hotel se encuentra en proceso de construcción la tarifa designada por la empresa eléctrica aún no se ha determinado, pero según las recomendaciones del proyectista eléctrico se estima que el hotel trabajará bajo la tarifa MT3, según OSINERGMIN<sup>4</sup>, para instalaciones en la ciudad de Lima.

---

<sup>4</sup> OSINERGMIN: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Mina

## 1.6 Tipos de Sistemas

Existen varios tipos de sistemas de aire acondicionado que intentan controlar la temperatura, humedad y calidad del aire.

Cada una de ellos posee características propias y el control ejercido sobre los parámetros de temperatura, humedad, pureza del aire, etc. no siempre se puede efectuar en su totalidad; especialmente cuando el aire se distribuye hacia espacios con características diferentes.

Los sistemas se clasifican en función de los fluidos que transportan la energía térmica (calor o frío) hasta los locales.

Los tipos básicos son:

- Expansión directa
- Sistemas de Agua Helada

Aunque es posible que en una misma instalación existan varios sistemas, por ejemplo un sistema puede eliminar la carga térmica perimetral, y el otro la carga térmica del núcleo o interior.

A continuación se explicará los componentes específicos de cada sistema, sus variantes y las instalaciones donde estos pueden ser aplicados para facilitar una evaluación del sistema adecuado para el presente proyecto.

### 1.6.1 Sistemas de expansión directa

Los equipos de expansión directa utilizan el ciclo de refrigeración para llevar a cabo la transferencia de calor entre el aire caliente de la sala y el refrigerante. El aire es forzado por un ventilador para que atraviese el serpentín evaporador por donde fluye gas refrigerante a baja temperatura.

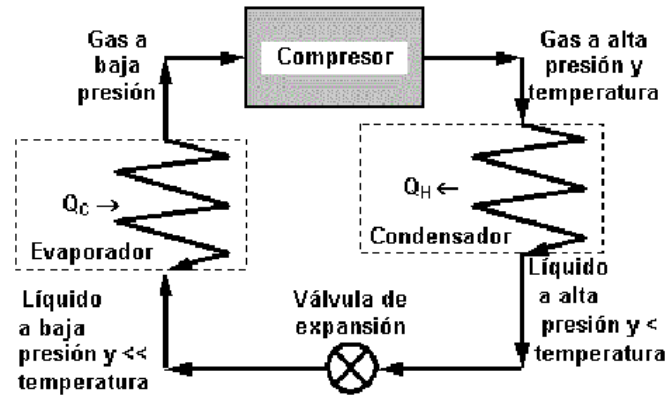


Figura 1.3 Ciclo de refrigeración (Ref. 6)

En el equipo están incluidos los siguientes elementos:

- Toma de aire exterior: Aire para ventilación y refrigeración
- Toma de aire de retorno: Entrada de aire de retorno o recirculado
- Filtro: Elimina la suciedad del aire
- Serpentín de enfriamiento: Enfría y seca el aire
- Ventilador: Propulsión de aire
- Rejillas: Distribución de aire dentro de cada espacio acondicionado
- Aparato de refrigeración (compresor, condensador, enfriador y tuberías): Elemento enfriador.

Adicionalmente se puede pedir al proveedor que el equipo conste con un serpentín de calefacción el cual sirve para calentar el aire en invierno y regular la humedad, o se puede optar por convertir la unidad en bomba de calor:

Si el ambiente es de dimensiones mayores se le pueden añadir ductos para distribuir el aire a las distintas zonas

Estos equipos pueden ser compactos y divididos, los compactos constan de una sola unidad, mientras que los divididos están formados por dos o más unidades.

En cuanto al servicio que prestan, los equipos se denominan unitarios, si se trata de equipos independientes en cada habitación, o individuales cuando un solo equipo atiende a varios ambientes del local.

a) Equipo portátil:

Este es un equipo unitario compacto o dividido de descarga directa y transportable de una habitación a otra, este tipo de equipos solamente requiere de una sencilla instalación constando de una abertura en el marco o el cristal de la ventana o pared para permitir el paso de un pequeño tubo, por sus características resuelve de forma adecuada las necesidades mínimas de acondicionamiento en habitaciones de viviendas o en espacios pequeños.

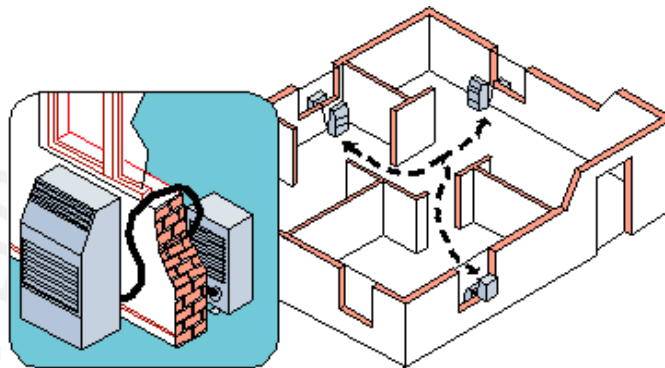


Figura 1.4 Equipo dividido tipo portátil (Ref. 7)

b) Equipo de ventana:

Los equipos de ventana son unitarios, compactos y de descarga directa, normalmente se colocan uno por cada habitación o si el área es grande se colocan varios según los requerimientos. La instalación se realiza en una ventana o muro, ya que en la sección posterior del equipo se tiene la toma de aire fresco y la descarga el aire viciado.

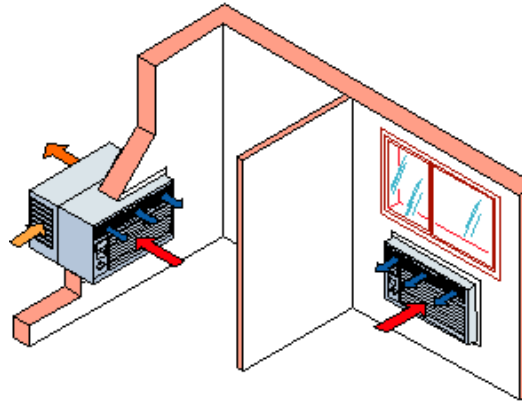


Figura 1.5 Equipo unitario tipo ventana (Ref. 7)

c) Equipo tipo consola:

Estos equipos son unitarios, compactos y de descarga directa, se puede colocar una consola o varias por cada habitación, la instalación se realiza pegado a un muro ya que requiere de una toma de aire exterior. Se pueden colocar en el suelo o colgado del muro.

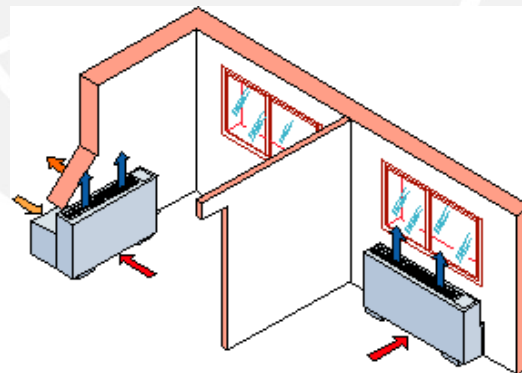


Figura 1.6 Equipo unitario tipo consola (Ref. 7)

d. Equipos divididos tipo mini-split:

Este tipo de equipos son unitarios y de descarga directa. Se diferencian de los compactos en que la unidad formada por el compresor y el condensador va al

exterior, mientras que la unidad evaporadora se instala en el interior, ambas unidades se conectan a través de las líneas de refrigerante. Con una sola unidad exterior se puede instalar una unidad interior (sistema split<sup>5</sup>) o varias unidades interiores (sistema multi-split). Las unidades interiores pueden ser de tipo pared, de techo o consolas, y todas ellas disponen de control independiente.

El agujero necesario para unir la unidad interior y la exterior es de reducidas dimensiones por ejemplo un pase cuadrado de 10 cm de lado es suficiente para pasar los dos tubos del refrigerante.

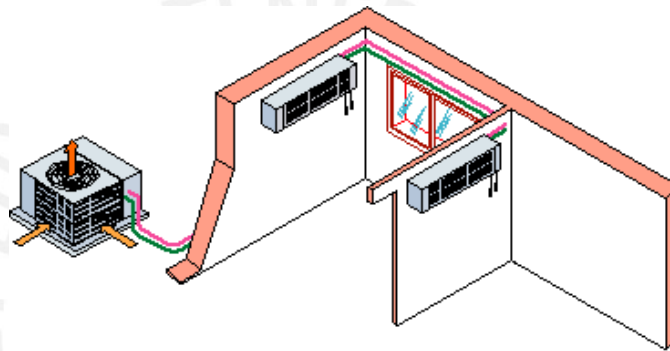


Figura 1.7 Equipo dividido con unidades multi-split. (Ref. 7)

e. Equipo compacto individual:

Es un equipo de descarga indirecta y cuya emisión de aire se realiza a mediante una red de conductos, difusores y rejillas de suministro; generalmente se instala un equipo para todo un conjunto del local. El control de los equipos es individual y se realiza de acuerdo con las condiciones de confort del sitio más representativo; por ejemplo, en una vivienda se debería instalar el control (termostato) en la sala.

El equipo necesita una toma de aire fresco, es por ello que se le puede instalar en el techo, en el balcón, en el falso cielo o en un armario existiendo diferentes modelos horizontales y verticales.

---

<sup>5</sup> Split: Partido



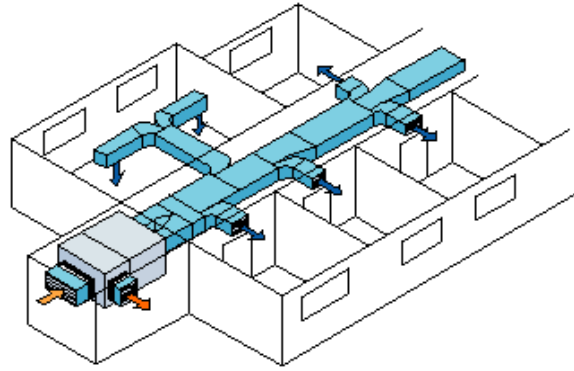


Figura 1.8 Equipo compacto individual. (Ref. 7)

f. Equipo dividido individual (splits ducto):

Es también un equipo de descarga indirecta cuya emisión del aire se realiza mediante una red de conductos, difusores y rejillas de suministro. Al igual que los equipos divididos unitarios esta formado por dos unidades: el condensador se ubican en el exterior, mientras que la unidad evaporadora se instala en el interior, conectada a la red de conductos; ambas unidades se conectan mediante tuberías por donde circula el refrigerante.

Como en el caso anterior, se suele instalar un equipo para toda el área y el control se realiza de acuerdo a las condiciones de confort de la habitación más representativa.

Para asegurar una correcta ventilación de las áreas acondicionadas, la unidad interior requiere una toma de aire del exterior.

El control de estas unidades autónomas suele ser escalonado. En la mayoría de los casos el ventilador funciona continuamente. Este tipo de unidades encuentran su aplicación en habitaciones grandes y en zonas segregadas. También se instalan en residencias particulares, oficinas, establecimientos comerciales o grupos de oficinas que constituyen zonas individuales.

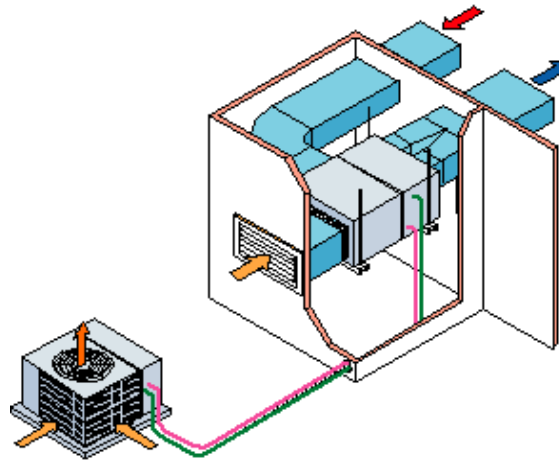


Figura 1.9 Esquema de un equipo dividido individual. (Ref. 7)

La desventaja de los equipos compactos se debe a que todo el sistema de refrigeración se encuentra en un solo equipo; esto implica que la instalación se debe realizar en alguna pared o ventana de tal forma que la parte del condensador quede ventilado por el aire exterior. Las perforaciones realizadas traen consigo infiltraciones de aire y ruido, además se condiciona a que los ambientes posean paredes exteriores, ya que si algún ambiente se encuentra en la zona central del edificio no podrá optar por este tipo de sistema.

Por su parte la desventaja de los equipos divididos es que cada uno de ellos necesita una unidad condensadora, o también llamada unidad exterior, en un ambiente que posea ventilación (techos, balcones, jardines adyacentes, etc.); esto condiciona, si se tiene pensado colocar varios de estos equipos en un edificio, a que se prevea un ambiente lo suficientemente espacioso para colocar las unidades condensadoras.

### 1.6.2 Sistemas de agua helada

El sistema de agua helada con serpentín ventilador (*fan-coil*) mantiene el aspecto del acondicionador individual, mientras por otro lado se aproxima a un sistema central.

Cada unidad serpentín ventilador (*fan coil*) contiene los siguientes elementos:

- Toma de aire exterior: Aire para ventilación y refrigeración

- Toma de aire de retorno: Entrada de aire de retorno o recirculado
- Filtro: Elimina la suciedad del aire
- Serpentín de enfriamiento: Enfría y seca el aire.
- Ventilador: Propulsor de aire
- Rejillas: Distribución de aire dentro de cada espacio acondicionado

El aire exterior se introduce a través de la pared o el plenum en cada unidad. Cada una de estas unidades está combinada con una central o varias centrales donde se sitúa el enfriador de agua llamado *chiller*, además también se deben considerar el empleo de bombas, tuberías de agua y torre de enfriamiento si fuera el caso.

La temperatura de la habitación se controla por medio de una válvula de agua situada al ingreso o salida del serpentín ventilador (*fan-coil*)

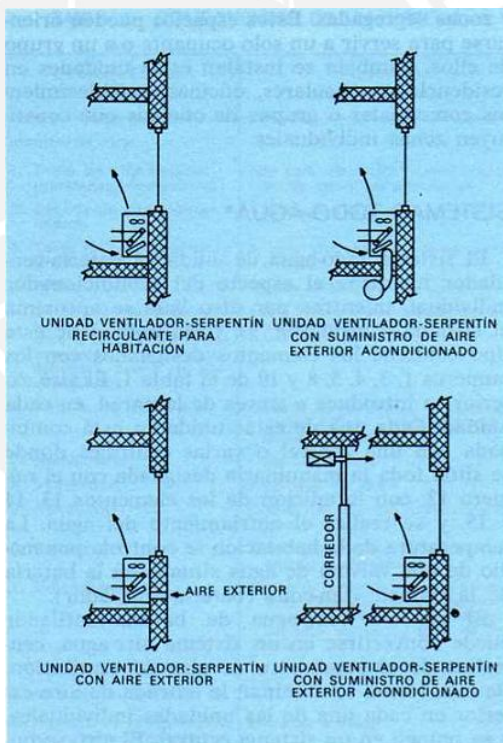


Figura 1.10 Unidades serpentín ventilador (*fan coil*) de habitación (Ref. 8)

Adicionalmente, el serpentín ventilador (*fan-coil*) pueden contar con serpentines de calentamiento de aire, los cuales sirven para estaciones intermedias del año.

### 1.6.2.1 Central de refrigeración

El diseño de una planta eficiente y energéticamente confiable es esencial para asegurar la rentabilidad del hotel. El enfriador de agua (*chiller*) debe operar eficientemente a carga parcial. Se deben tomar algunas medidas de seguridad en caso de que el equipo falle. Los diseños deben considerar equipos de recambio debido a que los repuestos y el personal calificado para realizara las reparaciones no siempre esta disponible.

Los enfriadores de agua (*chillers*) deberían poseer múltiples compresores ya que podría seguir trabajando a carga parcial si es que alguno de los compresores fallará, además esto mejora el control sobre la carga térmica. Las torres de enfriamiento, bombas, etc., deben tener las mismas consideraciones.



Figura 1.11 Enfriador de agua (*Chiller*) (Ref.9)

Estos sistemas son aplicables en los edificios de muchas habitaciones, como hoteles, moteles, oficinas de fábricas y pequeños centros médicos.

### 1.7 Selección del tipo de sistema

La mayoría de hoteles utiliza sistemas de agua helada o sistemas de expansión directa para las habitaciones. Dentro de los sistemas de agua helada podemos encontrar los siguientes tipos de serpentín ventilador (*fan coil*):

- Serpentín ventilador de dos tuberías
- Serpentín ventilador de dos tuberías con resistencias eléctricas
- Serpentín ventilador de cuatro tuberías

Asimismo dentro de los sistemas de expansión directa podemos encontrar las siguientes variantes:

- Equipo tipo divido individual (splits ducto)
- Equipo divido tipo mini-split

La selección de un sistema en particular debe estar basada en lo siguiente:

- Costo inicial
- Bajo costo de operación, especialmente a carga parcial
- Mantenimiento

Tanto el serpentín (fan-coil) ventilador como los sistemas de expansión directa presentan una variedad de configuraciones, tales como horizontales, verticales, expuestas, y ocultas.

Los equipos deben estar dispuestos en la habitación de forma que provea una excelente difusión de aire sin crear espacios incómodos. El aire no debe ser insuflado directamente sobre la cabeza de la cama y se debe mantener la inyección de aire frío lejos del huésped.

Los equipos son comúnmente localizados sobre el falso cielo en la entrada de la habitación, sobre el falso cielo en el baño, en los perímetros de la habitación o sobre el piso oculto por falsas paredes.

En el caso de utilizar equipos serpentín ventilador (fan-coil), se prefiere colocar estos en la entrada de la habitación, sobre el falso cielo, debido a que el flujo de aire puede ser direccionado fácilmente por los ductos. Asimismo posicionarlos en esta zona permite una relativa accesibilidad para el mantenimiento. Ver figuras 1 y 2 del Anexo 1.

Muchas de las unidades son diseñadas para descarga libre, es por ello que los difusores se deben seleccionar teniendo en cuenta las recomendaciones del fabricante con respecto al ruido y el caudal de aire. Por otro lado, la inyección de aire no debe interferir con las cortinas o con las paredes.

Otros factores que deben ser considerados son:

- Niveles de ruido aceptables en todas los modos de operación
- Un adecuado tamaño de las rejillas y difusores
- Acceso para mantenimiento, reparación y reemplazo de filtros.

La ventilación y la extracción deben seguir los códigos locales. Se debe considerar que el caudal de ventilación varía la carga térmica.

Se prefiere proveer de aire fresco a la habitación directamente; normalmente el aire exterior es acondicionado por una unidad de tratamiento de aire y distribuido por ductos a cada habitación. Este suministro de aire fresco asegura las condiciones de confort y permite un balance de aire (habitaciones presurizadas) incluso durante el funcionamiento a carga parcial del equipo, asimismo controla el moho y la presencia de hongos.

Las unidades de HVAC, ya sean serpentín ventilador (fan-coil) o sistemas expansión directa, son normalmente controladas por termostatos, los cuales poseen opciones para regular temperatura, humedad y velocidad del ventilador. Asimismo tienen la opción de apagar y encender el equipo.

Luego de analizar todos los conceptos señalados anteriormente se pueden comparar ambas opciones en la siguiente tabla.

Tabla 1.1 Características de los sistemas de expansión directa y agua helada  
(Datos consultados a empresas proyectistas GCI S.A.C y Coinrefri S.A.C)

	SISTEMAS DE AGUA HELADA	SISTEMAS DE EXPANSIÓN DIRECTA
Temperatura	Excelente	Regular
Humedad	Bueno	Regular
Renovación de Aire	Regular	Malo
Filtración	Regular	Malo
Nivel Sonoro	Bueno	Bueno
Integración	Excelente	Malo
Flexibilidad	Excelente	Bueno
Coste de instalación	Regular	Bueno
Coste de funcionamiento	Excelente	Bueno
Coste de mantenimiento	Excelente	Excelente
Coste de operación	Bueno	Malo
Tiempo de servicio	15 años aproximadamente	6 años aproximadamente
Eficiencia	Bueno	Regular
Fiabilidad	Excelente	Bueno

Además cabe mencionar que la capacidad total instalada en los sistemas de agua helada es menor a la de los sistemas de expansión directa ya que se trabaja con la máxima carga térmica simultánea.

Un impedimento que presentan los sistemas de expansión directa es la distancia máxima entre la unidad evaporadora y condensadora. Estos sistemas tienen dentro de su circuito de refrigeración gas refrigerante mezclado con aceite, el cual lubrica el motor del compresor, es por ello que si se disponen recorridos muy extensos, mayores a 50 metros, el compresor podría quedarse sin el aceite necesario para lubricar sus piezas y el sistema colapsaría. Es por ello que se tiene que tener mucho cuidado al ubicar las unidades condensadoras y evaporadoras dentro de una edificación. Por otro lado los sistemas de agua helada no presentan este impedimento ya que en vez de refrigerante con aceite lo que circula por su circuito de refrigeración es agua, la cual es bombeada por una bomba centrífuga y la distancia no es un problema ya que se selecciona la bomba con respecto al caudal y la caída de presión a vencer.

Luego de señalar las bondades y debilidades de cada sistema y de evaluar los criterios señalados en el punto 1.3.3 se elige diseñar en base a los sistemas de agua helada.





## REFERENCIAS

1. ASHRAE HANDBOOK  
Fundamentals. Atlanta, GA: ASHRAE Inc., 2005, Cáp. 8, pág. 8.1
2. Ibíd.
3. Op.citp. pág. 8.11
4. Ibíd.
5. Op.citp. pág. 8.12
6. Organismo Supervisor de de Inversión en Energía y Mina  
2008 “Pliegos Tarifarios del Servicio Público de Electricidad”. *Tarifas eléctricas. Portal de OSINERGMIN*. Lima, noviembre.  
Consultada: 8 de noviembre del 2008.  
<<http://www2.osinerg.gob.pe/Tarifas/Electricidad/PliegosTarifariosUsuarioFinal.aspx?Id=150000>>
7. Fisicanet  
2000 “Ciclos termodinámicos”. *Termodinámica. Portal de la categoría Física*. Argentina, Mayo. Consultada: 20 de Julio del 2008.  
<[http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap07\\_ciclos\\_terminicos.php](http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap07_ciclos_terminicos.php)>
8. Portal de la Refrigeración Aire Acondicionado y Ventilación  
2004 “Tipos de equipos de aire acondicionado”. *Tipos de equipos de aire acondicionado. Portal de Aire Acondicionado*. México D.F, Abril. Consultada: 20 de Noviembre de 2007.  
<<http://www.portalrefrigeracion.com/articulos/tiposequiposaa.htm>>
9. Jhonson Controls  
2008 “York Latitude Air-cooled Screw Chiller”. *York Chiller products. Integrated HVAC Equipment*. Milwaukee, Noviembre. Consultada: 10 de Noviembre de 2008.  
<[http://www.johnsoncontrols.com/publish/us/en/products/building\\_efficiency/integrated\\_hvac\\_systems/Industrial\\_\\_\\_Commercial\\_HVAC\\_Equipment/chiller\\_products/screw\\_\\_air-cooled0.html](http://www.johnsoncontrols.com/publish/us/en/products/building_efficiency/integrated_hvac_systems/Industrial___Commercial_HVAC_Equipment/chiller_products/screw__air-cooled0.html)>
10. CARRIER AIR CONDITION COMPANY  
Manual de Aire Acondicionado. Barcelona: Marcombo S.A, 1986, Cáp. 9 pág, 12,13 y14.

## CAPÍTULO 2

### DISEÑO DEL SISTEMA

#### 2.1 Parámetros de diseño

Los siguientes son los parámetros empleados en el diseño del sistema y representan las condiciones máximas de funcionamiento bajo las cuales operará en forma satisfactoria. También son los valores para seleccionar los equipos en los casos que corresponda.

##### 2.1.1 Temperaturas exteriores de aire

Por lo general las condiciones exteriores de proyecto se obtienen de las estaciones meteorológicas o en su defecto, de mediciones hechas en el mismo lugar. Para el presente diseño los datos climatológicos fueron proporcionados por el Servicio de Meteorología e Hidrología (SENAMHI) a través de su estación meteorológica ubicada en el Hospital Central de la FAP ubicado en Miraflores, Ref. 1. A continuación se muestran las temperaturas máximas y mínimas halladas con sus respectivas humedades.

VERANO

Temperatura Bulbo Seco	:	29.3 °C (85°F)
Humedad Relativa	:	63.3 %

## INVIERNO

Temperatura Bulbo Seco	:	14.4 °C (58°F)
Humedad Relativa	:	83 %

### 2.1.2 Condiciones interiores de aire

Estas condiciones se obtuvieron de la Figura 1.2.

## VERANO

Temperatura Bulbo Seco	:	23.5 °C ± 1°C (75°F ± 2°F)
Humedad Relativa	:	55 % ± 10%

## INVIERNO

Temperatura Bulbo Seco	:	20 °C ± 1°C (68°F ± 2°F)
Humedad Relativa	:	55 % ± 10%

### 2.1.3 Datos de los materiales involucrados en la construcción

Los valores que se mostrarán serán de vital importancia para calcular la carga térmica sensible de los ambientes. La mayoría de los valores fueron obtenidos de especificaciones técnicas de proveedores; algunos otros fueron tomados de las lista de opciones que nos permite utilizar el programa de cálculo CHVAC<sup>6</sup>.

Cabe resaltar que algunos materiales restringen con mayor medida el intercambio de calor en comparación con otros; por ejemplo, un vidrio reflejante permite un menor ingreso de calor radiante al ambiente que un vidrio templado simple. Por otro lado la orientación del edificio influirá en gran manera la aportación de calor sobre los diferentes ambientes del hotel.

A continuación se muestran los valores de los coeficientes globales de transmisión de los muros, vidrios y demás materiales utilizados en la construcción del edificio en mención; por otro lado también se proporcionan los factores de sombra de los vidrios y materiales traslúcidos.

<sup>6</sup> CHVAC: Programa de cálculo térmico basado en procedimientos de cálculo según ASHRAE, elaborado por Elite Software.

Tabla 2.1 Factores de transmisión de calor o sombra  
(Valores consultados a empresas proyectistas GCI S.A.C y Coinrefri S.A.C)

Coeficiente de conducción muros exteriores y techos	0.35 BTU/h.°F.pie2	1.99 Watt/m <sup>2</sup> °C
Coeficiente de conducción muros interiores	0.35 BTU/h.°F.pie2	1.99 Watt/m <sup>2</sup> °C
Coeficiente de conducción de vidrios	1.00 BTU/h.°F.pie2	5.678 Watt/m <sup>2</sup> °C
Factor de sombra de vidrios templados	0.7	0.7
Factor de sombra de vidrio templado reflectivo de 8mm de espesor	0.62	0.62
Coeficiente de conducción de policarbonato	0.4 BTU/h.°F.pie2	2.271 Watt/m <sup>2</sup> °C
Factor de sombra policarbonato de 3 capas	0.7	0.7

## 2.2 Cálculos y Diseño

### 2.2.1 Método para la Conversión de las ganancias de Calor en Cargas de Enfriamiento y Calefacción

El programa CHVAC creado por ELITE SOFTWARE realiza cálculos de carga térmica usando el método CLTD o el método RTS (serie de tiempo radiante). El método RTS se describe en las ediciones más recientes del manual de ASHRAE FUNDAMENTALS, mientras que el método de CLTD pertenece a ediciones anteriores. El método de RTS es especialmente exacto ya que calcula el efecto retardado de las ganancias de calor radiante durante cada una de las últimas 24 horas con el fin de determinar la carga actual de refrigeración. Esto significa, por ejemplo, que el programa le da la debida consideración a objetos externos que generan sombra sobre una ventana en la mañana y a zonas donde se producen picos de carga en la tarde.

El método CLTD, por otra parte, es un procedimiento que se puede verificar en forma manual y está basado en el método de función de transferencia (TFM). Dicho método puede ser usado para aproximar la carga térmica correspondiente a tres formas de ganancia de calor:

- Ganancia o pérdida de calor por conductividad a través de las paredes, ventanas y techos.

- Ganancia de calor radiante a través de las ventanas.
- Ganancia de calor interna debido a las personas, iluminación y equipos.

Además este método también incluye la carga térmica a partir de infiltraciones y ventilación.

Se puede elegir entre los métodos RTS y CLTD en la ventana de MASTER DATA del programa; pero si se trabaja con el método RTS no se cuenta con la suficiente información para poder ingresar todos los parámetros de entrada, es por ello que para el presente proyecto se realizarán los cálculos mediante el método CLTD.

A continuación se presenta una de las interfaces del mencionado programa.

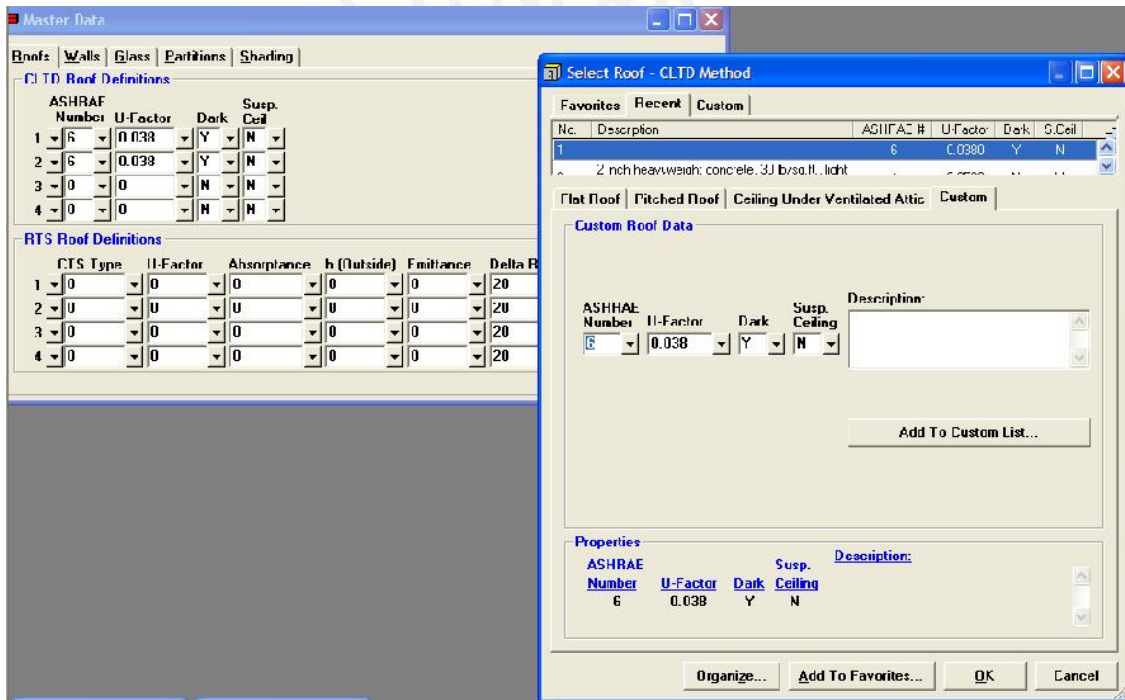


Figura 2.1 Ingreso de coeficientes de conducción térmica para el método CLTD

### 2.2.2 Cálculo de carga térmica

A continuación se presenta el cálculo detallado, mediante el método CLTD, para un ambiente del hotel. Durante el desarrollo del procedimiento se utilizan relaciones termodinámicas y expresiones extraídas de los manuales y estándares de ASHRAE. Posteriormente se mostrará un resumen de todos los valores obtenidos para los

diferentes ambientes del hotel, los cuales fueron obtenidos con ayuda del programa CHVAC.

El ambiente a ser evaluado se denomina Foyer A, ubicado en el primer piso, y el cual se encuentra rodeado por ambientes sin acondicionar como el servicio higiénico de mujeres, la zona de control y la pared que colinda con el vecino. A continuación se muestran los parámetros de ingreso.

Tabla 2.2 Parámetros de ingreso (Datos del Foyer A)

Parámetro	Unidades	Valor	Unidades	Valor
Área del ambiente	pies <sup>2</sup>	361	m <sup>2</sup>	33.54
Luminarias	W / pies <sup>2</sup>	1.86	W / m <sup>2</sup>	20
Personas	personas	35	personas	35
Altura de techo	pies	8.2	m	2.5
Calor sensible por personas	BTUh /persona	250	W /persona	73
Calor latente por personas	BTUh /persona	200	W /persona	59
Aporte de Equipos	W / pies <sup>2</sup>	0	W/m <sup>2</sup>	0
Factor de diversidad de personas		85%		85%

La carga térmica para cualquier ambiente está conformada por calor sensible y calor latente, el procedimiento de cálculo de dichas cargas se muestra a continuación.

Primero, es necesario conocer la hora donde se concentra la mayor carga térmica debido a las condiciones exteriores. En este caso particular el ambiente se ubica en la zona central del hotel, es decir ninguna de sus paredes se encuentra expuestas al sol, es por ello que la carga térmica dependerá primordialmente de la cantidad de personas que se encuentran en el ambiente.

Para nuestro caso particular la mayor carga térmica se presentará entre las 8 am y 12 am del mes de marzo; las condiciones para esta fecha se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 2.3 Condiciones del Foyer A

DATOS	VALORES	VALORES
Temperatura de bulbo húmedo exterior	23.8 °C	75 °F
Temperatura de bulbo seco exterior	29 °C	85 °F
Humedad exterior	16.43 gramos/kg. de aire seco	115.03 granos/lb de aire seco
Temperatura de bulbo seco de ambientes contiguos sin acondicionar	28.3°C	83°F
Temperatura de bulbo seco interior, condición de diseño.	23.8 °C	75 °F

La hora de mayor demanda depende de la latitud, altitud y longitud de la ciudad, esto se facilita mediante el programa CHVAC que cuenta tanto con las coordenadas geográficas así como las condiciones exteriores de Lima, las cuales están incorporadas en una base de datos.

Para el cálculo de la carga térmica total y el cálculo psicrométrico utilizaremos las siguientes relaciones:

$$PR = (\text{Presión barométrica del lugar de } 29.86 / \text{Presión estándar ASHRAE de } 29.921)$$

$$PR = 0.998$$

Para determinar el calor sensible aportado por las paredes, ventanas, puertas, techo y piso del Foyer A se tiene la ecuación 2.1 y se toman los coeficientes de conducción de la tabla 2.1.

$$\text{Calor sensible (Qs)} = A \times U \times \Delta T_1 \text{ (TBS)} \dots\dots\dots (2.1)$$

Donde:

A= Área

U= Coeficiente de conducción

$\Delta T_1$  (TBS)= Variación de la temperatura de bulbo seco (Temperatura equivalente)

Además para la ecuación 2.1 se considera que  $\Delta T_1$  (TBS) es la variación entre la temperatura de bulbo seco de los ambientes contiguos al Foyer A y la temperatura

interior a la que se desea llegar, la cual es de 75°F (23.8°C). Las áreas de los techos, paredes y pisos son tomados de los planos de arquitectura, PL-02, PL-15 y PL-16.

De aplicar la ecuación 2.1 al recinto obtenemos que  $Q_s$  es igual a 3 107 Btu/h. (1.09 kW)

A este valor de calor sensible aportado por las paredes, techos y piso se le debe adicionar el calor aportado por las personas ( $Q_{sp}$ ) e iluminación ( $Q_i$ ) los cuales se pueden calcular mediante los valores de la tabla 2.2. El factor de diversidad indica que el ambiente en la hora pico está ocupado por el 85% del máximo de personas admisibles, es decir que el cálculo de la carga sensible se realiza como si el ambiente estuviera ocupado por 29 personas. A continuación se muestra un esquema del aporte de calor sensible por iluminación y personas del ambiente.

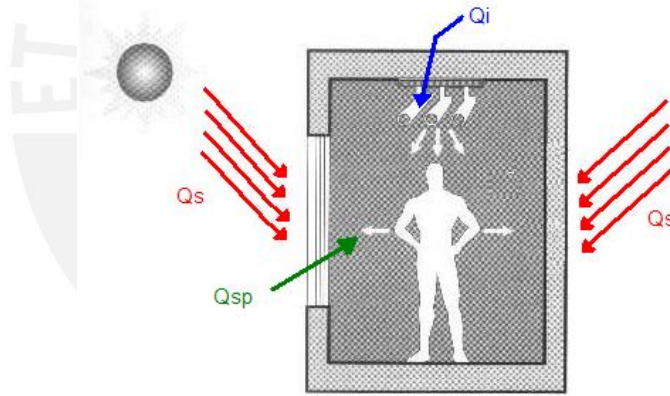


Figura 2.2 Carga térmica

La suma de estos valores da como resultado el calor sensible total del ambiente  $Q_{se}$  y se realiza según la ecuación 2.2. Cabe mencionar que las personas también aportan calor latente así que habrá que tener en cuenta este dato en el cálculo del calor latente.

$$Q_{se} = Q_s + Q_i + Q_{sp} \dots \dots \dots (2.2)$$

Al valor de calor sensible ( $Q_{se}$ ) se le debe adicionar el calor de reserva ( $Q_{rs}$ ) que para nuestro caso es de 1 288 Btu/h (0.377 kW) dando un total de 14 122 Btu/h (4.135 kW)



Una vez obtenido el calor sensible del ambiente se realiza el cálculo del caudal de aire(C) necesario para extraer dicho calor. Para este fin utilizaremos la ecuación 2.3.

$$Q_{se} = 14\,222 \text{ Btu/h} = PR \times 1.1 \times C \times \Delta T_2 \dots\dots\dots (2.3)$$

De esta ecuación despejamos el caudal (C) en función de las otras variables, se debe tomar en cuenta que la diferencia de temperaturas ( $\Delta T_2$ ) es entre la entrada y la salida del aire del serpentín del evaporador.

Luego de realizar la operación se obtiene un caudal de 465 cfm (219.4556 L/s).

Una vez obtenido el caudal se calcula el caudal de aire de ventilación; para este punto tomamos las recomendaciones del Pocket Guide de ASHRAE, ver Anexo 3. En esta tabla se indica que el ratio mínimo a considerar es de 7.5 cfm por persona, pero se elige un valor de 10 cfm por persona para poder estar por encima del mínimo. Por lo tanto para las 35 personas que pueden llegar a ocupar el Foyer A se tiene un caudal de ventilación de 350 cfm (165.2 L/s), cabe señalar que para calcular este caudal no se aplica el factor de diversidad ya que en algún momento el ambiente puede llegar a su máximo aforo y se necesitará renovar esta cantidad de aire. El caudal de aire externo aporta tanto calor sensible como calor latente tal como se mostrará más adelante.

Cabe indicar que el calor sensible aportado por el aire exterior de ventilación no es tan representativo como el calor latente que este mismo aporta. El calor sensible aportado por el aire de ventilación viene dado por la siguiente fórmula:

$$Q_{se \text{ exterior}} = PR \times 1.1 \times C \times \Delta T_3 \dots\dots\dots (2.4)$$

Donde:

PR: 0.998

C: Caudal = 350 cfm

$\Delta T_3$ : Diferencia entre la temperaturas exterior e interior al ambiente = 10 °F

Entonces se tiene un calor por el aire exterior ( $Q_{se \text{ exterior}}$ ) de 3 844 Btu/h (1.125 kW).

Finalmente el calor sensible neto a extraer del ambiente es:

$$Q_{se\ neto} = Q_{se} + Q_{se\ exterior} = 17\ 967\ Btu/h \dots\dots\dots (2.5)$$

De manera similar se obtiene el calor latente del ambiente. Esta ganancia de calor esta compuesta principalmente por la presencia del aire fresco ( $Q_{la}$ ) y el aporte de las personas ( $Q_{lp}$ ), las infiltraciones por puertas y ventanas se evitarán manteniendo una presión positiva en el ambiente.

Para el calor latente se utiliza la ecuación 2.6:

$$Q_l = Q_{lp} + Q_{la} \dots\dots\dots (2.6)$$

Para calcular el calor latente debido a las personas ( $Q_{lp}$ ) se utilizará el valor de la tabla 2.2. En el ambiente analizado se tiene un total de 35 personas a una tasa de 200 Btu/h por persona y un factor de diversidad de 85%, esto nos da como resultado 5 950 Btu/h (1.742 kW).

Por otro lado se debe considerar el calor latente generado por los 350 cfm de aire fresco que ingresan para fines de ventilación ( $Q_{la}$ ); lo que se busca es disminuir la humedad del aire exterior hasta las condiciones de confort de la sala.

El calor latente a remover se obtiene utilizando una carta psicométrica, en la cual se ubican las condiciones iniciales y las condiciones a las que se desea llegar; tal como se muestra en la figura 2.3 se puede apreciar al lado derecho de la carta la cantidad de masa de agua contenida en el aire seco para cada punto.

Para la condición de aire exterior, 85°F de bulbo seco, se tiene 115.03 granos/lb de aire seco y para la condiciones interiores, 75°F de bulbo seco, se tiene 64.7 granos/lb de aire seco. A través de siguiente ecuación se obtiene el calor latente que se desea remover.

$$\text{Calor latente } (Q_{la}) = PR \times 0.68 \times 350 \times (115.03 - 64.71) \dots\dots\dots (2.7)$$

$$\text{Calor latente } (Q_{la}) = 11\ 952\ Btu/h$$

Finalmente al calor latente proveniente del aire exterior ( $Q_{la}$ ) se le adiciona el calor latente aportado por las personas ( $Q_{lp}$ ) y se obtiene el calor latente neto.

$$Q_{la\ neto} = Q_{la} + Q_{lp} \dots\dots\dots (2.8)$$

$$Q_{la\ neto} = 11\ 952\ \text{Btu/h} + 5\ 950\ \text{Btu/h} = 17\ 902\ \text{Btu/h} \ (5.242\ \text{kW})$$

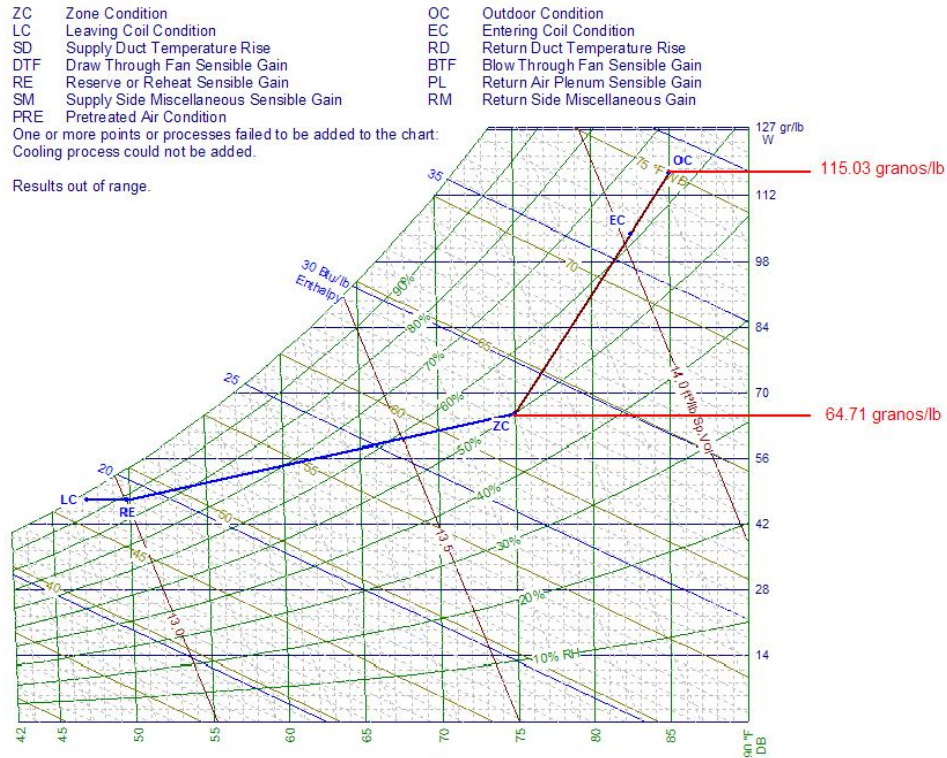


Figura 2.3. Carta psicométrica del proceso

Una vez determinado el calor latente neto se obtiene el calor total del Foyer A que viene a ser la suma del calor sensible neto y el calor latente neto.

$$\text{Calor Total (Qt)} = Q_{se\ neto} + Q_{la\ neto} = 17\ 967\ \text{Btu/h} + 17\ 902\ \text{Btu/h} = 35\ 869\ \text{Btu/h} \ (10.502\ \text{kW})$$

De esta misma manera se calcula las cargas térmicas sensibles, latentes y totales así como el caudal de aire a ser insuflado para el resto de ambientes del hotel; en la tablas 2.4 y 2.5 se muestra un resumen de lo mencionado anteriormente.

Tabla 2.4 Resumen de Cargas térmicas

AMBIENTE	CALOR SENSIBLE (Btu/h)	CALOR SENSIBLE (kW)	CALOR LATENTE (Btu/h)	CALOR LATENTE (kW)	CALOR TOTAL (Btu/h)	CALOR TOTAL (kW)
House Keeping	4,269	1.68	340	8	4,609	1.81
Control	6,116	2.40	850	0.33	6,966	2.74
Comedor Empleados	9,083	3.57	2,040	0.80	11,123	4.37
Lobby	81,639	32.06	4,222	1.66	85,861	33.71
Estar 2	16,081	6.31	5,798	2.28	21,879	8.59
Bar	21,136	8.30	8,696	3.41	29,831	11.71
Bar	21,136	8.30	8,696	3.41	29,831	11.71
Salón Principal	49,554	19.46	40,408	15.87	89,962	35.32
Salón Principal	49,554	19.46	40,408	15.87	89,962	35.32
Foyer A	17,967	7.06	17,902	7.03	35,869	14.08
Foyer B	16,732	6.57	14,321	5.62	31,053	12.19
Sala 2A	28,115	11.04	10,230	4.02	38,345	15.06
Sala 2B	17,162	6.74	13,299	5.22	30,461	11.96
Sala 2C	13,073	5.13	8,695	3.41	21,768	8.55
Sala 3A	37,092	14.56	6,830	2.68	43,922	17.25
Sala 3B	36,906	14.49	7,753	3.04	44,659	17.54
Sala 3C	26,067	10.24	4,799	1.88	30,866	12.12
Hall-1	10,045	3.94	1,710	0.67	11,755	4.62
Hall-2	12,681	4.98	9,555	3.75	22,236	8.73
Comedor	201,138	78.98	53,194	20.89	254,332	99.87
Dormitorio 1 - 4to piso	11,289	4.43	515	0.20	11,804	4.64
Dormitorio 2 - 4to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 3 - 4to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 4 - 4to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 5 - 4to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 6 - 4to piso	11,344	4.45	515	0.20	11,859	4.66
Estar 1 - 4to piso	12,586	4.94	9,556	3.75	22,142	8.69
Estar 2 - 4to piso	11,738	4.61	9,555	3.75	21,293	8.36
Dormitorio 1 - 5to piso	11,289	4.43	515	0.20	11,804	4.64
Dormitorio 2 - 5to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 3 - 5to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 4 - 5to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 5 - 5to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 6 - 5to piso	11,344	4.45	515	0.20	11,859	4.66
Dormitorio 7 - 5to piso	13,560	5.32	580	0.23	14,140	5.55
Dormitorio 8 - 5to piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 9 - 5to piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 10 - 5to piso	13,055	5.13	340	0.13	13,395	5.26
Dormitorio 1 - 6to piso	11,289	4.43	515	0.20	11,804	4.64
Dormitorio 2 - 6to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 3 - 6to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 4 - 6to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 5 - 6to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 6 - 6to piso	11,344	4.45	515	0.20	11,859	4.66
Dormitorio 7 - 6to piso	13,560	5.32	580	0.23	14,140	5.55
Dormitorio 8 - 6to piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 9 - 6to piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 10 - 6to piso	13,055	5.13	340	0.13	13,395	5.26
Dormitorio 1 - 7to piso	11,289	4.43	515	0.20	11,804	4.64
Dormitorio 2 - 7to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 3 - 7to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 4 - 7to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 5 - 7to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82

Tabla 2.4 Resumen de Cargas térmicas (Continuación)

AMBIENTE	CALOR SENSIBLE (Btu/h)	CALOR SENSIBLE (kW)	CALOR LATENTE E (Btu/h)	CALOR LATENTE (kW)	CALOR TOTAL (Btu/h)	CALOR TOTAL (kW)
Dormitorio 6 - 7to piso	11,344	4.45	515	0.20	11,859	4.66
Dormitorio 7 - 7to piso	13,560	5.32	580	0.23	14,140	5.55
Dormitorio 8 - 7to piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 9 - 7to piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 10 - 7to piso	13,055	5.13	340	0.13	13,395	5.26
Dormitorio 1 - 8to piso	11,289	4.43	515	0.20	11,804	4.64
Dormitorio 2 - 8to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 3 - 8to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 4 - 8to piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 5 - 8to piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 6 - 8to piso	11,344	4.45	515	0.20	11,859	4.66
Dormitorio 7 - 8to piso	13,560	5.32	580	0.23	14,140	5.55
Dormitorio 8 - 8to piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 9 - 8to piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 10 - 8to piso	13,055	5.13	340	0.13	13,395	5.26
Dormitorio 1 - 9no piso	11,289	4.43	515	0.20	11,804	4.64
Dormitorio 2 - 9no piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 3 - 9no piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 4 - 9no piso	12,635	4.96	501	0.20	13,136	5.16
Dormitorio 5 - 9no piso	9,174	3.60	545	0.21	9,719	3.82
Dormitorio 6 - 9no piso	11,344	4.45	515	0.20	11,859	4.66
Dormitorio 7 - 9no piso	13,560	5.32	580	0.23	14,140	5.55
Dormitorio 8 - 9no piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 9 - 9no piso	11,308	4.44	544	0.21	11,852	4.65
Dormitorio 10 - 9no piso	13,055	5.13	340	0.13	13,395	5.26
Dormitorio 1 - 10mo piso	10,799	4.24	522	0.20	11,321	4.45
Estar 1 - 10mo piso	9,902	3.89	885	0.35	10,787	4.24
Dormitorio 2 - 10mo piso	12,625	4.96	501	0.20	13,126	5.15
Dormitorio 3 - 10mo piso	12,625	4.96	501	0.20	13,126	5.15
Estar 4 - 10mo piso	9,902	3.89	885	0.35	10,787	4.24
Dormitorio 4 - 10mo piso	10,763	4.23	515	0.20	11,278	4.43
Dormitorio 5 - 10mo piso	16,034	6.30	691	0.27	16,725	6.57
Estar 5 - 10mo piso	18,339	7.20	680	0.27	19,019	7.47
Estar 6 - 10mo piso	18,339	7.20	680	0.27	19,019	7.47
Dormitorio 6 - 10mo piso	16,005	6.28	661	0.26	16,666	6.54
Dormitorio 1 - 11vo piso	14,068	5.52	522	0.20	14,590	5.73
Estar 1 - 11vo piso	12,445	4.89	885	0.35	13,330	5.23
Dormitorio 2 - 10vo piso	15,744	6.18	501	0.20	16,245	6.38
Dormitorio 3 - 10vo piso	15,744	6.18	501	0.20	16,245	6.38
Estar 4 - 10vo piso	12,445	4.89	885	0.35	13,330	5.23
Dormitorio 4 - 10vo piso	14,047	5.52	515	0.20	14,562	5.72
Dormitorio 5 - 10vo piso	16,696	6.56	690	0.27	17,386	6.83
Estar 5 - 10vo piso	18,591	7.30	680	0.27	19,271	7.57
Estar 6 - 10vo piso	18,591	7.30	680	0.27	19,271	7.57
Dormitorio 6 - 10vo piso	16,592	6.52	661	0.26	17,253	6.77
Azotea	365,700	143.60	400,240	157.16	765,940	300.76

Tabla 2.5 Resumen de Caudales de aire

AMBIENTE	CAUDAL TOTAL (CFM)	CAUDAL TOTAL (L/s)	CAUDAL DE AIRE EXTERIOR (CFM)	CAUDAL DE AIRE EXTERIOR (L/s)
House Keeping	199	93.9	0	0.0
Control	272	128.4	0	0.0
Comedor Empleados	375	177.0	0	0.0
Lobby	3898	1839.7	330	155.7
Estar 2	669	315.7	120	56.6
Bar	850	401.2	170	80.2
Bar	850	401.2	170	80.2
Salón Principal	1519	716.9	790	372.8
Salón Principal	1519	716.9	790	372.8
Foyer A	465	219.5	350	165.2
Foyer B	495	233.6	280	132.1
Sala 2A	1609	759.4	370	174.6
Sala 2B	1528	721.1	420	198.2
Sala 2C	1130	533.3	260	122.7
Sala 3A	1609	759.4	370	174.6
Sala 3B	1528	721.1	420	198.2
Sala 3C	1130	533.3	260	122.7
Hall-1	448	211.4	240	113.3
Hall-2	448	211.4	240	113.3
Comedor	8747	4128.1	1040	490.8
Dormitorio 1 - 4to piso	545	257.2	120	56.6
Dormitorio 2 - 4to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 3 - 4to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 4 - 4to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 5 - 4to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 6 - 4to piso	548	258.6	120	56.6
Estar 1 - 4to piso	443	209.1	240	113.3
Estar 2 - 4to piso	401	189.3	240	113.3
Dormitorio 1 - 5to piso	545	257.2	120	56.6
Dormitorio 2 - 5to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 3 - 5to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 4 - 5to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 5 - 5to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 6 - 5to piso	548	258.6	120	56.6
Dormitorio 7 - 5to piso	657	310.1	140	66.1
Dormitorio 8 - 5to piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 9 - 5to piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 10 - 5to piso	632	298.3	135	63.7
Dormitorio 1 - 6to piso	545	257.2	120	56.6
Dormitorio 2 - 6to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 3 - 6to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 4 - 6to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 5 - 6to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 6 - 6to piso	548	258.6	120	56.6
Dormitorio 7 - 6to piso	657	310.1	140	66.1
Dormitorio 8 - 6to piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 9 - 6to piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 10 - 6to piso	632	298.3	135	63.7
Dormitorio 1 - 7to piso	545	257.2	120	56.6
Dormitorio 2 - 7to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 3 - 7to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 4 - 7to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 5 - 7to piso	441	208.1	140	66.1

Tabla 2.5 Resumen de Caudales de aire (Continuación)

AMBIENTE	CAUDAL TOTAL (CFM)	CAUDAL TOTAL (L/s)	CAUDAL DE AIRE EXTERIOR (CFM)	CAUDAL DE AIRE EXTERIOR (L/s)
Dormitorio 6 - 7to piso	548	258.6	120	56.6
Dormitorio 7 - 7to piso	657	310.1	140	66.1
Dormitorio 8 - 7to piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 9 - 7to piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 10 - 7to piso	632	298.3	135	63.7
Dormitorio 1 - 8to piso	545	257.2	120	56.6
Dormitorio 2 - 8to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 3 - 8to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 4 - 8to piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 5 - 8to piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 6 - 8to piso	548	258.6	120	56.6
Dormitorio 7 - 8to piso	657	310.1	140	66.1
Dormitorio 8 - 8to piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 9 - 8to piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 10 - 8to piso	632	298.3	135	63.7
Dormitorio 1 - 9no piso	545	257.2	120	56.6
Dormitorio 2 - 9no piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 3 - 9no piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 4 - 9no piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 5 - 9no piso	441	208.1	140	66.1
Dormitorio 6 - 9no piso	548	258.6	120	56.6
Dormitorio 7 - 9no piso	657	310.1	140	66.1
Dormitorio 8 - 9no piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 9 - 9no piso	546	257.7	140	66.1
Dormitorio 10 - 9no piso	632	298.3	135	63.7
Dormitorio 1 - 10mo piso	521	245.9	125	59.0
Estar 1 - 10mo piso	465	219.5	140	66.1
Dormitorio 2 - 10mo piso	611	288.4	110	51.9
Dormitorio 3 - 10mo piso	611	288.4	110	51.9
Estar 4 - 10mo piso	465	219.5	140	66.1
Dormitorio 4 - 10mo piso	519	244.9	120	56.6
Dormitorio 5 - 10mo piso	779	367.6	240	113.3
Estar 5 - 10mo piso	881	415.8	0	0.0
Estar 6 - 10mo piso	881	415.8	0	0.0
Dormitorio 6 - 10mo piso	778	367.2	220	103.8
Dormitorio 1 - 11vo piso	682	321.9	125	59.0
Estar 1 - 11vo piso	590	278.4	140	66.1
Dormitorio 2 - 10vo piso	765	361.0	110	51.9
Dormitorio 3 - 10vo piso	765	361.0	110	51.9
Estar 4 - 10vo piso	590	278.4	140	66.1
Dormitorio 4 - 10vo piso	681	321.4	120	56.6
Dormitorio 5 - 10vo piso	812	383.2	240	113.3
Estar 5 - 10vo piso	894	421.9	0	0.0
Estar 6 - 10vo piso	894	421.9	0	0.0
Dormitorio 6 - 10vo piso	806	380.4	220	103.8
Azotea	11622	5485.0	11622	5485.0

Por último, el programa CHVAC permite calcular la mayor carga térmica simultánea del hotel utilizando los patrones de horario de funcionamiento:

- Calor Sensible total : 1 930 441 Btu/h
- Calor Latente total: 1 083 658 Btu/h
- Calor total : 3 014 098 Btu/h

Estos valores de cargas térmicas nos servirán para seleccionar el enfriador de agua (*chiller*) apropiado para el hotel.

### 2.2.3 Cálculo de la caída de presión en ductos

Para seleccionar un equipo de aire acondicionado no basta solo con calcular el calor total a remover del ambiente y el caudal de aire a suministrar sino también se debe considerar la caída de presión en el ducto que debe vencer el ventilador, este dato es de vital importancia para seleccionar el motor adecuado.

Para hallar la caída de presión en un equipo se deben sumar las caídas de presión de los ductos rectos y accesorios desde la salida del ventilador del equipo hasta la rejilla o difusor más lejano a este. Se tomará como ejemplo el cálculo de la caída de presión del equipo UMA 3-1, los datos que se encuentran en la siguiente tabla están en pulgadas ya que la caída de presiones y la presión de velocidad obtenidas del *ductulador* se encuentran en pulgadas de columna de agua, ver Anexo 7.

Tabla 2.6 Caída de presión en ducto

Elemento del ducto	Dimensión (in x in)	$\Delta P_{\text{ducto}}^{\text{recto}}$	Longitud (pies)	C	Presión de velocidad (in H <sub>2</sub> O)	Caída de presión total (in H <sub>2</sub> O)	Caída de presión total (Pascal)
Codo recto (ER 3-1, Anexo 4)	15 x 24			2.1	0.075	0.157	39.1
Transformación 1 (ER 4-1, Anexo 4)				0.3	0.075	0.023	5.7
Tramo recto horizontal 1	25 x 24	0.08	3.77			0.003	0.7
Transformación 2 (ER 4-1, Anexo 4)				0.19	0.11	0.021	5.2
Tramo recto horizontal 2	26 x 32	0.08	5.74			0.005	1.2
Codo 90° (CR 3-1, Anexo 4)				0.73	0.13	0.095	23.7
Tramo recto horizontal 3	26 x 32	0.08	5.68			0.005	1.2
Codo 90° (CR 3-1, Anexo 4)	26 x 32			0.73	0.13	0.095	23.7



Tabla 2.6 Caída de presión en ducto (Continuación)

Codo 90°(CR 3-1, Anexo 4)	26 x 32			0.73	0.13	0.095	23.7
Salida del equipo y codo 90° (SR 7-9, Anexo 4)	26 x 32			0.67	0.13	0.087	21.7
Tramo recto vertical	26 x 32	0.08	1.18			0.001	0.2
Codo 90°(CR 3-1, Anexo 4)	26 x 32			1.12	0.13	0.146	36.4
Tramo recto horizontal 4	26 x 32	0.08	10.83			0.009	2.2
Transformación 3 (SR 4-1, Anexo 4)				0.02	0.12	0.002	0.5
Tramo recto horizontal 5	24 x 32	0.08	6.56			0.005	1.2
Transformación 4 (SR 4-1, Anexo 4)				0.02	0.11	0.002	0.5
Tramo recto horizontal 6	22 x 30	0.08	6.56			0.005	1.2
Transformación 5 (SR 4-1, Anexo 4)				0.04	0.09	0.004	1.0
Tramo recto horizontal 7	20 x 22	0.08	6.56			0.005	1.2
Transformación 6 (SR 4-1, Anexo 4)				0.05	0.06	0.003	0.7
Tramo recto horizontal 8	12 x 22	0.08	4.06			0.003	0.7
Codo Recto (SR 3-1, Anexo 4)				4.3	0.06	0.258	64.3
<b>TOTAL</b>						1.029	256.3

Para los tramos rectos la caída de presión se halla con la siguiente fórmula:

$$\Delta P = (\Delta P_{\text{ducto}}) \times (\text{Longitud del ducto}) \dots \dots \dots (2.9)$$

Donde:

$\Delta P_{\text{ducto}}$ : Es la caída de presión en el ducto recto por cada 100 pies; este dato se obtiene del *ductulador* entrando con los valores de caudal y velocidad.

Y para los codos, transformaciones y accesorios se halla la caída de presión con la siguiente fórmula:

$$\Delta P = (C) \times (\text{Presión de velocidad}) \dots \dots \dots (2.10)$$

Donde:

C : Coeficiente local de pérdida, ver Anexo 4.

Presión de velocidad: Esta presión se puede hallar en el *ductulador* entrando con los valores de caudal y velocidad.

Adicionalmente a la caída de presión calculada se le suma la caída de presión la caída de presión de la rejilla de suministro y rejilla de retorno:

$$\Delta P_{\text{total}} = 1.454 + \Delta P_{\text{REJILLAS}} \dots \dots \dots (2.11)$$

El valor de  $\Delta P_{\text{REJILLAS}}$  varía en relación al tamaño y la velocidad del aire que atraviesa la misma; para este caso la rejilla de suministro y retorno nos da una caída de presión de 0.0099 in H<sub>2</sub>O (2.5 Pascal) para cada una, este dato proporcionado por el fabricante PRICE.

Entonces:

$$\Delta P_{\text{total}} = 1.454 + \Delta P_{\text{REJILLAS}} + \Delta P_{\text{FILTRO}} = 1.029 + 0.0099 \times 2 = 1.049 \text{ in H}_2\text{O} \\ (261.3 \text{ Pascal})$$

Análogamente se realiza este procedimiento para los extractores, ventiladores, serpentín ventilador (*fan coil*) y manejadoras de aire del edificio. Cabe mencionar que la caída de presión en el filtro de aire está incluida en los serpentines ventiladores (*fan coil*) y las manejadoras debido a que vienen instalados de fábrica, es decir solo se selecciona el equipo con la caída de presión exterior al mismo. Por otro lado para los ventiladores este detalle no está considerado ya que de fábrica no vienen instalados los filtros de aire y por lo tanto se le debe añadir a la caída de presión calculada  $\Delta P_{\text{total}}$  la caída de presión del filtro. Por ejemplo para un filtro de 30% de eficiencia la caída de presión es de 0.5 in H<sub>2</sub>O (124.5 Pascal) cuando este se encuentra limpio y llega a ser de 1 in H<sub>2</sub>O (249 Pascal) cuando se ensucia, dato proporcionado por el fabricante FLANDERS PRECISION AIR. La caída de presión de los equipos se encuentra en los planos PL-16 y PL-17, se ha redondeado la caída de presión a un decimal ya que de esta manera será más sencillo seleccionar el motor.

#### **2.2.4 Diseño de tuberías de agua helada**

El diseño de tuberías de agua helada se realiza con la consideración de que la velocidad máxima del fluido no exceda los 5.5 pies por segundo (1.68 metros/segundo). (Ref. 3)

De las tablas del Anexo 5 se obtiene el siguiente cuadro resumen de los caudales máximo admisibles para cada diámetro de tubería.

Tabla 2.7 Diámetros de tuberías de agua helada

Diámetro de tubería (in)	Caudal máximo (gpm)	Caudal (L/s)
3/8	3	0.019
1/2	5	0.032
3/4	9	0.057
1	14	0.088
1 ¼	24	0.151
1 ½	34	0.215
2	55	0.347
3	120	0.757
4	200	1.262
5	340	2.145
6	480	3.028
8	850	5.363

Con estos datos y con los resultados obtenidos de los cálculos térmicos se obtienen los respectivos diámetros de las tuberías como se puede apreciar en el plano PL-18.

### 2.2.5 Cálculo de renovación de aire

La renovación de aire en los ambientes tiene como objetivo evitar los siguientes efectos:

- Concentración de malos olores.
- Concentraciones de dióxido de carbono.
- Ingreso de aire fresco.

En la tabla 2.8 se presenta el cálculo de la renovación de aire para los baños del tercer piso. Estos baños son uso privado por lo tanto se toma como recomendación 20 cambios por hora, Ref. 7. Debido al poco espacio que se cuenta para colocar los ductos y extractores se dispone colocar solo un equipo para los tres baños.

Tabla 2.8 Cálculo de caudales de extracción en baños del tercer piso

Ambiente	Área (m <sup>2</sup> )	Altura(m)	Volumen(m <sup>3</sup> )	Cambios por hora	Caudal (CFM)	Caudal (L/s)
SS.HH.-Mujeres	14.31	2.37	33.9	20	400	188.78
SS.HH.-Hombres	11.45	2.37	27.1	20	320	151.02
SS.HH.- Discapacitados	4.13	2.37	9.8	20	115	54.27
TOTAL					835	394.07

El extractor deberá mover un caudal de 835 CFM (394.07 L/s) con una caída de presión en ducto de 0.3 in H<sub>2</sub>O (75 Pascal) según lo explicado en el punto 2.2.3. Este procedimiento se aplica análogamente para los baños restantes del edificio.

Por otro lado, para los inyectores de aire fresco y extractores de las salas de reuniones, salón principal y comedor no se trabaja con el criterio de número de cambios por hora sino que se aplica el criterio de “cfm por persona”, es decir si un ambiente tuviera 30 personas y se define un valor para renovación de aire de 10 cfm por persona, se deberá inyectar un caudal de 300 cfm (141.6 l/s) de aire exterior.

## 2.3 Selección de Equipos

### 2.3.1 Selección del Enfriador de agua (*Chiller*)

Para seleccionar el enfriador de agua (*Chiller*) habrá que tener en cuenta los siguientes parámetros:

- Calor sensible
- Calor latente
- Calor total
- Caudal de agua
- Temperatura de entrada del agua
- Temperatura de salida del agua
- Temperatura de entrada del aire al evaporador

- Características eléctricas

El programa CHVAC permite evaluar el máximo simultáneo del calor sensible, calor latente y calor total del edificio. La temperatura de entrada y salida del agua en el enfriador (*chiller*) son datos que usualmente brindan los fabricantes y se diseña en base a las temperaturas estandarizadas que ellos manejan. La temperatura de entrada de aire al evaporador es la temperatura exterior en la época de verano, ya que esta es la estación crítica. Las características eléctricas con las cuales se seleccionará el enfriador de agua (*chiller*) dependen en gran medida de las especificaciones brindadas por el especialista de esta rama ya que es esta persona la encargada de diseñar el sistema eléctrico de todo el edificio. Finalmente el caudal de agua a utilizar se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$Q = C \times \rho \times C_e \times \Delta T \dots\dots\dots (2.12)$$

Donde:

Calor total:  $Q = 3\,014\,069 \text{ Btu/h}$  (882.55 kW)

Caudal de agua:  $C$

Densidad:  $\rho = 62.265 \text{ lb/ pie}^3$  (997.38 kg/m<sup>3</sup>)

Calor específico:  $C_e = 1 \text{ Btu/ lb } ^\circ\text{F}$  (4.184 kJ / (kg °C))

Diferencia de temperatura de agua en el *chiller*.  $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{F}$  (5°C)

Escribimos de otra manera la ecuación despejando el caudal y obtenemos:

$$C = Q / (\rho \times C_e \times \Delta T) \dots\dots\dots (2.14)$$

$$C = 3\,014\,069 / (62.265 \times 1 \times 10) = 4840 \text{ pie}^3/\text{h} = 603 \text{ gpm} \dots\dots\dots (2.15)$$

Entonces se tienen los siguientes parámetros de selección

- Calor Sensible: 1 930 411 BTU/h (565.2 kW)
- Calor Latente: 1 083 658 BTU/h (317.3 kW)
- Capacidad Total: 3 014 069 BTU/h (882.5 kW)
- Caudal: 603gpm (38.04 L/s)
- Temperatura de entrada de agua: 54°F (dato proporcionado por YORK<sup>7</sup>)
- Temperatura de salida de agua: 44°F (dato proporcionado por YORK)

<sup>7</sup> YORK: Proveedor de equipos de aire acondicionado.

- Temperatura de entrada de aire al evaporador: 85°F (29°C)
- Características Eléctricas: 220 V- trifásico

Con estos datos se puede seleccionar un enfriador de agua (*chiller*) apropiado para nuestra aplicación pero es aquí donde se presentan dos alternativas, las cuales tendrán que ser evaluadas tanto técnica como económicamente ya que ambas cumplen con los requerimientos del hotel.

Las opciones a calificar son las siguientes:

Tabla 2.9 Enfriadores de agua (*Chiller*) tipo *Scroll* y tipo Tornillo

	FLUIDO ENFRIADOR DE REFRIGERANTE	TIPO DE COMPRESOR	CAPACIDAD MÁXIMA	CANTIDAD
OPCIÓN 1	Aire	<i>Scroll</i>	127.5 TON	2
OPCIÓN 2	Aire	Tornillo	263.3 TON	1

Según información del fabricante YORK sólo comercializa enfriadores de agua (*chillers*) tipo *scroll* hasta 180 TON<sup>8</sup> de capacidad es por ello que se seleccionan dos de estos para poder satisfacer los requerimientos del sistema. Por el contrario los enfriadores de agua (*chiller*) tipo Tornillo se fabrican para capacidades mayores y bastará colocar solo uno de ellos para cubrir la carga térmica calculada. Desde este momento se puede identificar que habrá una diferencia en cuanto al espacio que ocuparán en la azotea del hotel las dos opciones de enfriadores de agua (*chillers*) mencionados.

Cabe mencionar que el enfriador de agua (*chiller*) tipo *scroll* trabaja con flujos constantes de refrigerante, por lo tanto para que dicho refrigerante no se subenfrie dentro del intercambiador de calor se deberá trabajar con un circuito primario y secundario de bombeo de agua; el circuito primario servirá para recircular un caudal constante de agua dentro del intercambiador del enfriador de de agua (*chiller*) mientras que el circuito secundario servirá para recircular parte del agua del circuito primario a

<sup>8</sup> TON: Tonelada de Refrigeración equivalente a 12 000 BTU/h (3.51 kW).

los serpentín ventilador (*fan coil*) y manejadoras de aire del hotel. A continuación se presenta una figura que esquematiza ambos circuitos de bombeo.

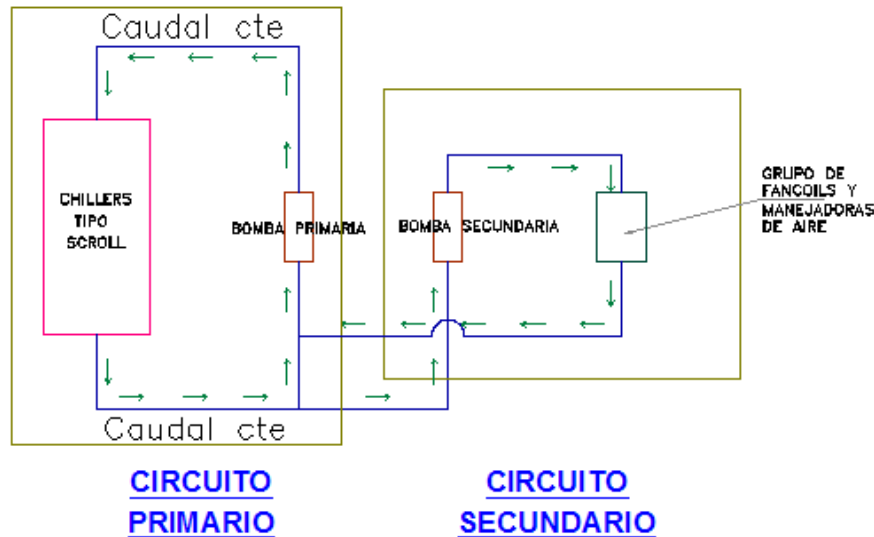


Figura 2.4 Circuitos de Bombeo para enfriador de agua (*chiller*) tipo *Scroll*

Mientras que el caudal de agua en el circuito primario es constante, el caudal del circuito secundario varía en relación a la cantidad de serpentines ventiladores (*fan coils*) y manejadoras se enciendan dentro del hotel, esto va de la mano con la demanda de carga térmica. Asimismo conforme va aumentando el caudal de agua helada dentro del circuito secundario se van encendiendo los compresores de refrigerante del enfriador de agua (*chiller*) para evitar que la temperatura del agua se eleve.

Como se podrá observar en la figura 2.5 el control de la carga térmica es escalonado debido a que se cuenta con 12 compresores en total, 6 para cada enfriador de agua (*chiller*), los cuales pueden entrar o salir de funcionamiento dependiendo de la demanda de carga térmica.

Por otro lado debido a que la bomba del circuito secundario debe trabajar con diferentes caudales se le deberá instalará un variador de frecuencia, el cual actuará sobre las revoluciones del motor, para poder cubrir la demanda de agua helada a las distintas horas del día; por lo general el mínimo caudal de agua con la que puede trabajar esta bomba es el 20% de su carga máxima.

A continuación se presenta una figura que esquematiza el funcionamiento por etapas del sistema.

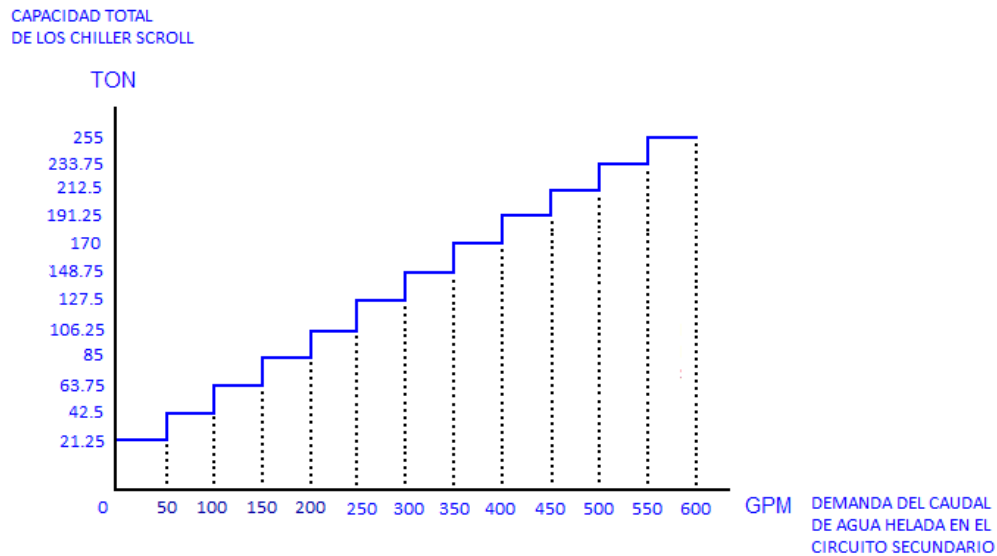


Figura 2.5 Control de la carga térmica mediante uno de los enfriadores de agua (*chiller*) tipo *scroll*

En cambio si se elige el enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo no se utilizará el circuito primario y secundario de bombeo ya que este enfriador viene con un variador de frecuencia incorporado el cual le permite trabajar con un caudal variable de refrigerante sin que este se subenfrie. Por otra parte al no existir la necesidad de mantener un flujo constante de agua en el intercambiador de enfriador de agua (*chiller*) podemos utilizar un solo circuito de bombeo, esto trae consigo dos beneficios la instalación de menos accesorios y el uso de un menor espacio; además el mantenimiento del sistema será más sencillo y menos costoso. A continuación se presenta una figura que esquematiza este tipo de circuito.



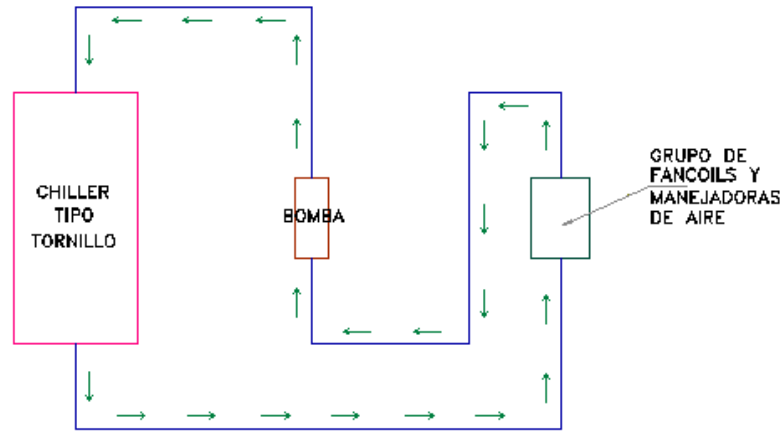


Figura 2.6 Circuitos de Bombeo para el enfriador de agua (*chiller*) tipo *Scroll*

Este tipo de sistema controla la carga térmica dentro del hotel de manera continua y no por etapas como en el caso anterior, es decir al poder variar el flujo de refrigerante y agua se puede controlar para cada punto de la demanda de enfriamiento el caudal de agua de la bomba, esto permite un control más preciso por parte del enfriador de agua (*chiller*). El único inconveniente que presenta es que el *chiller* debe trabajar con un mínimo de caudal de agua de 200 gpm; a continuación se presenta una figura donde se muestra lo explicado.

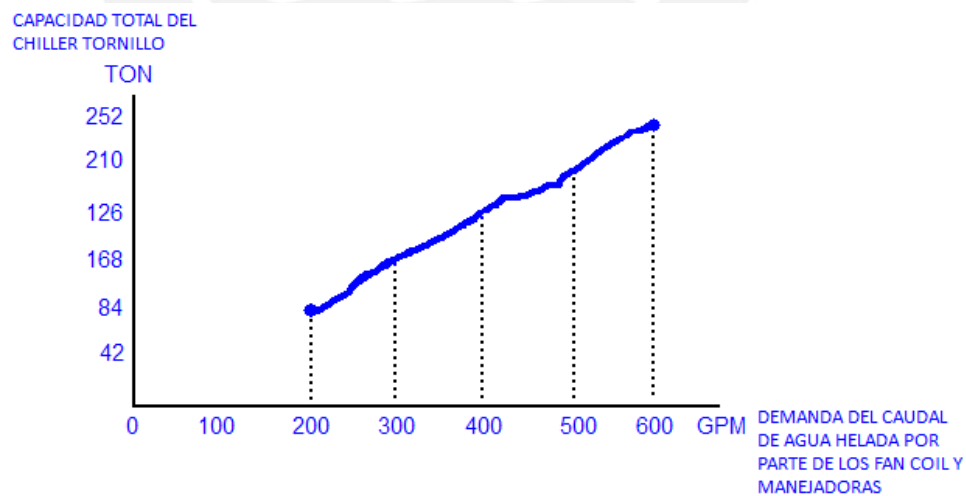


Figura 2.7 Control de la carga térmica mediante el enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo

Para poder evaluar técnicamente ambas opciones a continuación se muestra una tabla con las características técnicas de los enfriadores de agua (*chiller*) tipo *scroll* y tornillo de la marca York.

Tabla 2.10 Características de los Enfriadores de agua (*Chiller*)

Características	<i>Chiller</i> tipo <i>Scroll</i>	<i>Chiller</i> tipo tornillo
Modelo	YLAA0120SE28XAA	YCAV0267SA28VAC
Refrigerante	R407C	R-134a
Dimensiones (largo x ancho x alto) en metros	3.63 x 2.24 x 2.55	8.08 x 2.24 x 2.43
Nivel de ruido a 100% de carga	69 dBA	68 dBA
Eficiencia del compresor a 100% de carga	1.03 kW/TON	0.98 kW/TON
Peso	2936 kg	8756 kg
Variadores de frecuencia	No tiene	2 UND
Control sobre la carga térmica	Por etapas	Continuo
Bombeo de agua helada	Circuito primario y secundario de bombeo	Solo un circuito de bombeo

Con ambas opciones se alcanzarán las condiciones de confort dentro del hotel pero habrá que evaluar más adelante la diferencia en precios de instalación, puesta en marcha, operación y mantenimiento.

### 2.3.2 Selección de Bombas

La selección de una bomba se realiza en base a dos parámetros:

- Caudal
- Caída de presión a vencer

Para nuestro caso el máximo caudal de agua que deberá bombearse desde el enfriador de agua (*chiller*) hasta las unidades serpentín ventilador (*fan coil*) y las unidades manejadoras de aire de todo el hotel es de 603 gpm.

Por otro lado se tendrá que calcular la caída de presión para cada tipo de enfriador de agua (*chiller*) ya que hasta el momento no se ha definido con cual se va a trabajar.

### 2.3.2.1 Selección de bombas para el enfriador de agua (*chiller*) tipo *Scroll*

En el caso de trabajar con los dos enfriadores (*chiller*) tipo *scroll* se tendrá que utilizar un circuito de bombeo primario y un circuito de bombeo secundario

Para calcular la caída de presión en la bomba primaria se tiene que calcular la caída de presión en el suministro y retorno entre la bomba primaria y el enfriador (*chiller*), en el Anexo 8 se muestra el cálculo detallado de la caída de presión en el recorrido de tubería.

Entonces para seleccionar la bomba se tienen los siguientes parámetros:

- Caudal = 603 gpm
- Caída de presión a vencer por la bomba = 40 pies de columna de H<sub>2</sub>O (119443 Pascal)

Para calcular la máxima caída de presión en la bomba secundaria se deben efectuar dos cálculos:

- Primero, se debe calcular la caída de presión entre la bomba y el serpentín ventilador (*fan coil*) o manejadora más alejado
- Segundo, se debe calcular la caída de presión entre la bomba y la unidad que presente mayor restricción al flujo; de ambos cálculos se elige el que sea mayor.

Para el recorrido de tuberías diseñado se ha seleccionado dos equipos que son los que posiblemente puedan causar la mayor caída de presión; primero se eligió el FCV 1-2 debido a que presenta la mayor cantidad de accesorios en su recorrido y por otro lado se eligió el UED S-3 debido a que posee el mayor recorrido de tubería, en el Anexo 8 se muestran los cálculos detallados de la caída de presión en ambos casos.

Para calcular la caída de presión total del FCV 1-2 y UED S-3 se tiene que sumar en ambos casos las caídas de presiones en el suministro y retorno.

- Caída de presión total del FCV 1-2 = 67.78 pies de columna de agua (202397 Pascal)
- Caída de presión total del UED S-3 = 59.43 pies de columna de agua (177463 Pascal )

Como se puede apreciar el equipo con mayor caída de presión es el FCV 1-2, con este dato se puede seleccionar la bomba secundaria.

Parámetros para selección de bomba secundaria:

- Caudal = 603 gpm
- Caída de presión a vencer por la bomba = 68 pies de columna de H<sub>2</sub>O (203053 Pascal)

La caída de presión calculada se aproxima a 68 pies de columna de agua para efectos de selección de bombas comerciales.

### **2.3.2.2 Selección de bombas para enfriador de agua (*chiller*) tipo Tornillo**

El enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo posee en su interior variadores de frecuencia que regulan el caudal de refrigerante a comprimir es por ello que se podría seleccionar una sola bomba de caudal variable y con esta recircular el agua desde el enfriador de agua (*chiller*) hasta el serpentín ventilador FCV 1-2 (*fan coil*) con mayor caída de presión).

Esta bomba tiene que vencer la caída de presión entre el enfriador de agua (*chiller*) y el serpentín ventilador (*fan coil*) FCV 1-2 más la caída de presión entre la bomba y el enfriador (*chiller*). Es decir la caída de presión de la bomba será igual a la suma de las caídas de presión de las bombas calculadas en el punto 2.3.2.1 menos la caída de presión del segundo enfriador de agua (*chiller*) ya que en este caso solo se trabaja con uno.

Entonces para seleccionar esta bomba se tiene los siguientes parámetros:

- Caída de presión total = 100 pies H<sub>2</sub>O (298608 Pascal)
- Caudal = 603 gpm

### 2.3.3 Selección de Unidades Serpentin Ventilador (*Fan Coil*) y Unidades Manejadoras de Aire

Para seleccionar los serpentines ventiladores (*fan coils*) y las unidades manejadoras de aire (UMA) hay que tener en cuenta los siguientes parámetros:

- Calor sensible
- Calor latente
- Calor total
- Caudal de aire insuflado
- Potencia del motor del ventilador
- Características eléctricas

Como ya se mencionó en el punto 2.2.2 el programa CHVAC permite evaluar el máximo calor sensible, calor latente y flujo de aire insuflado por cada equipo.

Cabe mencionar que el calor sensible que se muestran en las tabla del planos PL-16 es el calor neto que debe evacuar el equipo de aire acondicionado ya que por lo general en las tablas de selección de los proveedores se puede apreciar que el calor sensible no está afectado por el calor sensible que emana el motor del ventilador; es decir por ejemplo si necesitamos para el Foyer A, ambiente analizado en el punto 2.2.2, un calor sensible neto de 17 967 Btu/h y el equipo de un proveedor brinda un calor sensible de 20 000 Btu/h, aparentemente el equipo cumple con los requerimientos del ambiente pero al calor sensible de 20 000 Btu/h habrá que restarle el calor generado por el motor ventilador del equipo que puede ser de 1 hp, entonces el calor sensible que brinda realmente este será:

Calor sensible real del equipo = 20 000Btu/h – 2 547 Btu/h (1 hp) = 17 453 Btu/h

Por lo tanto este equipo no cumpliría con los requerimientos del ambiente, habrá que seleccionar un equipo de mayor capacidad.

### 2.3.4 Selección de Extractores e Inyectores

La selección de extractores se realiza básicamente en función del caudal de aire y la caída de presión a vencer en el ducto y accesorios.

Por otro lado la selección de inyectores o ventiladores se realiza también en función del caudal de aire y la caída de presión a vencer en el ducto, accesorios y filtros. Cabe destacar que los inyectores de aire llevan un filtro el cual se coloca por lo general entre la toma de aire de externo y el equipo.

A continuación se presenta un cuadro con las características de cada uno de los extractores e inyectores de aire.

Tabla 2.11 Extractores e inyectores de aire

UNIDAD	AMBIENTE	CAUDAL (CFM)	CAUDAL (L/S)	CAÍDA DE PRESIÓN (in H <sub>2</sub> O)	CAÍDA DE PRESIÓN (Pascal)	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS
EC S-1	Sotano	3128	1476	4	995.36	220 V / monofásico
ECG S-1	Vestidores	982	463	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 1-1	Baños 1er Piso	630	297	1.2	298.608	220 V / monofásico
ECG 1-2	Bar	350	165	0.3	74.652	220 V / monofásico
VCG 1-1	Bar	350	165	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 1-3	Lobby	330	156	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 2-1	Baños 2do Piso	536	253	1	248.84	220 V / monofásico
ECG 2-2	Salón Principal	1580	746	1	248.84	220 V / monofásico
VCG 2-1	Equipos A/A Salón Principal	1840	868	1	248.84	220 V / monofásico
ECG 2-3	Sala 2A	200	94	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 3-1	Comedor	1048	495	0.8	199.072	220 V / monofásico
ECG 3-2	Sala 3C	260	123	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 3-3	Sala 3B	420	198	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 3-4	Sala 3A	370	175	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 3-5	Baños 3er Piso	835	394	0.6	149.304	220 V / monofásico
VCG 3-1	Baños 3er Piso	755	356	0.3	74.652	220 V / monofásico
EC 3-1	Baños Servicio	116	55	0.3	74.652	220 V / monofásico

Tabla 2.11 Extractores e inyectores de aire (Continuación)

VC 3-1	Baños Servicio	116	55	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 4-1	Dormitorios 4to piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 4-2	Dormitorios 4to piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 4-3	Estar 1 y 2	160	76	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 5-1	Dormitorios 5to piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 5-2	Dormitorios 5to piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 5-3	Dormitorios 5to piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 5-4	Dormitorios 5to piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 6-1	Dormitorios 6to piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 6-2	Dormitorios 6to piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 6-3	Dormitorios 6to piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 6-4	Dormitorios 6to piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 7-1	Dormitorios 7mo piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 7-2	Dormitorios 7mo piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 7-3	Dormitorios 7mo piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 7-4	Dormitorios 7mo piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 8-1	Dormitorios 8vo piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 8-2	Dormitorios 8vo piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 8-3	Dormitorios 8vo piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 8-4	Dormitorios 8vo piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 9-1	Dormitorios 9no piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 9-2	Dormitorios 9no piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 9-3	Dormitorios 9no piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 9-4	Dormitorios 8vo piso	280	132	0.3	74.652	220 V / monofásico
ECG 10-1	Dormitorios 10mo piso	375	177	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 10-2	Dormitorios 10mo piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
EA 10-1	Dormitorios 10mo piso	120	57	No posee ducto	No posee ducto	220 V / monofásico
EA 10-2	Dormitorios 10mo piso	110	52	No posee ducto	No posee ducto	220 V / monofásico
ECG 11-1	Dormitorios 11vo piso	375	177	0.6	149.304	220 V / monofásico
ECG 11-2	Dormitorios 11vo piso	370	175	0.6	149.304	220 V / monofásico
EA 11-1	Dormitorios 11vo piso	120	57	No posee ducto	No posee ducto	220 V / monofásico
EA 11-2	Dormitorios 8vo piso	110	52	No posee ducto	No posee ducto	220 V / monofásico

## 2.4 Especificaciones de equipos

### 2.4.1 Enfriador de agua (Chiller)

#### 2.4.1.1 Generalidades

Se requiere el suministro y montaje equipos enfriadores de agua, compactos con condensador enfriado por aire. Los enfriadores deberán ser equipados con compresores tipo *Scroll* de alto rendimiento o del tipo tornillo.

El refrigerante a emplear deberá ser ecológico (R410, R407, etc.). No se aceptará equipos con refrigerante R-22 de acuerdo al Tratado de Montreal.

Los enfriadores serán montados en la azotea del hotel sobre losas de concreto armado. Las losas cumplirán tanto funciones de aislamiento de vibraciones, como de transmisión de ruidos.

Las unidades serán completamente armadas y probadas en fábrica. Las marcas ofrecidas serán de primer nivel, con representante autorizado en el país y servicio técnico calificado. Deberá contar con certificación ARI Estándar 550/590.

Además se deberá suministrar un punto de alimentación de agua en la azotea para limpieza de los equipos y un punto de alimentación de agua para la conexión del tanque de expansión. Toda la zona donde se ubican los enfriadores será impermeabilizada para evitar que se filtre el agua a través de la azotea, además deberá contar con puntos de drenaje adecuados para evacuar el agua acumulada como resultado de los futuros trabajos de limpieza.

A continuación se describen las características mínimas que deberán cumplir los componentes del enfriador de agua (*chiller*):

#### 2.4.1.2 Gabinete

El gabinete del enfriador será construido en marcos de fierro soldados de al menos 2 mm de espesor, los paneles y puertas de servicio serán fabricados en plancha de acero de 1,5



mm de espesor como mínimo. Las superficies serán tratadas y pintadas con secado al horno que asegure su funcionamiento a intemperie

#### 2.4.1.3 Compresores y motor

El compresor contará con lubricación de aceite forzado, con sus respectivos filtros, recipiente de aceite, punto de suministro de aceite y calentador para el aceite. Estará provisto de sensores de sobrecarga y con contactores de protección de sobre carga en cada devanado de motor y en cada una de las tres fases respectivamente. Los compresores estarán montados sobre amortiguadores de vibración.

#### 2.4.1.4 Evaporador

Se considera un intercambiador de calor del tipo tubo y carcasa con tubos de cobre sin costura. Cada intercambiador será diseñado, fabricado y probado de acuerdo a una presión de trabajo de 225 PSIG (1551320 Pa de presión manométrica). Por el lado del agua el intercambiador será diseñado para una presión de trabajo de 150 PSIG. (1034214 Pa de presión manométrica)

Cada intercambiador de calor será térmicamente aislado con una capa sellada de poliuretano de 3/4" (19 mm) con un coeficiente global de transferencia mínimo de 0,26 BTU/h pie<sup>2</sup> °F (1.476 Watt/m<sup>2</sup> °C)

#### 2.4.1.5 Condensador

El serpentín del condensador estará conformado por tubos de cobre o aluminio sin costura y aletas de aluminio mecánicamente unidos, consistentes en una serie de tubos planos conteniendo múltiples microcanales de flujo paralelo entre colectores de refrigerante. El serpentín de microcanales tendrá un arreglo de por lo menos 2 pasos.

El condensador deberá estar aislado de la estructura marco, mediante aisladores de jebe a fin de evitar la corrosión. La presión de prueba de fugas del serpentín deberá ser de por lo menos 656 PSI (4481592 Pa).

#### 2.4.1.6 Panel de control

Cada unidad deberá contar con un panel de control a prueba de agua donde se ubicarán los elementos de control y comando del enfriador, además en este panel se incluirán todos los elementos de protección de fuerza y control.

#### 2.4.1.7 Empalme del Enfriador de agua (*Chiller*)

Las uniones de tuberías, tanto mecánicas como eléctricas, se harán por medio de amortiguadores de presión flexibles del tipo metálico o de goma, para una presión de trabajo mínima de 1.5 veces la presión de las redes y de un largo tal que permitan, sin esfuerzos la absorción de movimiento del equipo en operación.

#### 2.4.2 Bombas de agua helada

Las electrobombas serán del tipo centrífugo y deberán cumplir con los siguientes requerimientos:

- La caja de la bomba será de hierro fundido.
- El impulsor será de bronce, debidamente balanceado.
- La bomba y el motor estarán unidos mediante pernos, formando una unidad compacta.
- El impulsor estará montado sobre el eje del motor, especialmente diseñado para esta aplicación, evitando vibraciones y asegurando un perfecto alineamiento.
- Sello mecánico construido con elementos de acero y caras de cerámica y carbono.
- El accionamiento de la bomba será por medio de motor eléctrico trifásico para 60HZ.
- La bomba se conectará a las tuberías por medio de unión flexible.

Adicionalmente se deberán incluir los siguientes accesorios para las bombas:

- VÁLVULA MULTIPROPOSITO  
Esta válvula servirá para medición del caudal de agua, será del tipo para

instalación vertical o en ángulo; el cuerpo será construido de fierro fundido y el vástago de acero inoxidable.

- DIFUSOR DE SUCCIÓN

El cuerpo construido de fierro fundido, con conexiones para brida, llevará tapa embrizada para limpieza.

- TANQUE DE EXPANSIÓN

Será de forma cilíndrica, construida de plancha galvanizada de acuerdo a las normas ASME, para trabajar a una presión máxima de 150 PSIG (1034214 Pa de presión manométrica)

- JUNTAS FLEXIBLES

Para diámetros de 2 ½" (64 mm) o mayores las juntas deberán ser de goma sintética con refuerzos internos de acero y mallas de material sintético para presión de operación de 15 kg/cm<sup>2</sup>, además deberá contar con bridas en acero fundido según ANSI – B.16.5 y provistos de tirantes clase 250.

### **2.4.3 Equipos Serpentin Ventilador (*Fan Coil*) y Manejadoras de Aire**

#### **2.4.3.1 Serpentin Ventilador (*Fan Coil*)**

Será una unidad de tres velocidades, tipo decorativo si está expuesto o, sin cubierta decorativa, si está dentro de falso cielo raso. La unidad será fabricada y probada de acuerdo con las normas internacionales vigentes tales como UL, AMCA o similar vigentes.

La construcción de la unidad debe permitir un fácil reemplazo de las partes, debiéndose realizar pruebas estrictas en fábrica de acuerdo con las normas. La unidad de refrigeración estará compuesta básicamente por una unidad de ventilación, accionada por motor eléctrico, un serpentín de enfriamiento para agua helada y un gabinete de acero galvanizado. Los ventiladores deberán ser tipo centrífugo de doble aspiración, con aletas curvadas hacia adelante, de bajo nivel de sonido (NC 40 como

máximo), autobalanceado y de acoplamiento directo al eje.

El motor eléctrico será construido según estándares NEMA, para conectarse a la red de 220 voltios, 60 Hz, 1 o 3 fases. Tendrá protección interna por sobrecorriente y reseteo automático. El serpentín de enfriamiento será construido con tubos de cobre de 0.3mm de espesor sin costura y aletas de aluminio de 0.11mm de espesor, espaciadas 14 aletas por pulgada. Será concebido para un flujo de agua a razón de 2.4 gpm por tonelada de refrigeración y temperatura de ingreso de agua de 44°F. La presión de trabajo será hasta 200 PSI (1378951 Pa) y sus conexiones interiores serán roscadas.

La unidad contará con bandeja de recolección de condensado el cual estará fabricado de plancha de aluminio. El filtro de aire será sintético del tipo lavable, de 30% de eficiencia, fácilmente removible.

El acabado de los ventiladores, estructura, compuertas y gabinete será con dos manos de pintura anticorrosiva y dos manos de esmalte.

Se suministrará asimismo las conexiones eléctricas, en conductores THW<sup>9</sup> y con tubería de fierro galvanizado, que deberán estar conformes con el C.N.E. Tendrá una caja de borneras debidamente accesible y ordenada.

El fabricante, deberá proveer catálogos y manuales de operación y mantenimiento de cada componente, diseño y recomendaciones de montaje, y lista completa de repuestos.

Adicionalmente se incluirá como mínimo los siguientes componentes para la instalación:

- Válvula de 2 vías.
- Válvulas de agua helada a la entrada y salida del equipo.
- Filtro colador a la entrada.

---

<sup>9</sup> THW: Thermoplastic, Heat and Water resistance  
Termoplástico resistente al calor y el agua.

- Control de velocidad, tres posiciones.
- Conexión de drenaje.
- Conexión eléctrica completa según el C.N.E. con protección contra sobrecarga.
- Soportes y colgadores.

#### 2.4.3.2 Manejadoras de Aire

##### 2.4.3.2.1 Gabinete

Todas las secciones modulares que comprenden el gabinete de la unidad se construirán con planchas de fierro galvanizado pesado, en forma de paneles removibles que permitan reparaciones y mantenimiento de las piezas componentes. Todos los paneles removibles contarán con empaquetaduras para asegurar su hermeticidad; las secciones modulares estarán adecuadamente reforzadas por medio de estructuras metálicas, conformadas por angulares o canales de fierro galvanizado, que garanticen la solidez y rigidez de la unidad.

Las secciones modulares que encierran el serpentín y el ventilador se forrarán en la totalidad de la superficie interior con aislamiento térmico, de 1" (25 mm) de espesor como mínimo; de preferencia el aislamiento será de lana de vidrio con densidad de 1.5 lb/pie<sup>3</sup> (24 kg/m<sup>3</sup>). Además llevará una capa de material adecuado (Neoprene o similar) en su superficie exterior para evitar que el aislamiento se erosione con el paso del aire.

El aislamiento se adherirá a la superficie interior del gabinete por medio de un pegamento especial a prueba de agua, adecuado y garantizado. Toda la estructura de refuerzo y planchas que conforman las diferentes secciones modulares del gabinete, con excepción del serpentín, se protegerán contra la corrosión por medio de limpieza química, fosfatizado y pintura al horno de todas las piezas metálicas. Además se les proveerá de un tratamiento adecuado que permita la instalación de las unidades en ambientes exteriores, sin sufrir las inclemencias del clima húmedo.

El gabinete contará con bandeja de drenaje, que obligatoriamente debe cubrir toda el área de apoyo del serpentín de enfriamiento, para recepcionar el agua de condensación. Estará aislado con material térmico que sea además resistente a la corrosión y tendrá conexiones roscadas a ambos lados de la bandeja.

#### **2.4.3.2.2 Ventiladores**

Cada unidad estará equipada con ventiladores centrífugos silenciosos de doble ancho y doble entrada, con hojas inclinadas hacia adelante, balanceados estática y dinámicamente como un solo conjunto con sus ejes. Los ejes serán de acero e irán apoyados en chumaceras, las cuales estarán montados rígidamente en la estructura metálica de la sección modular correspondiente al gabinete. Los rotores del ventilador serán unidos a sus ejes por medio de chavetas especiales.

Después del ensamblaje de los ventiladores en el gabinete, la unidad completa deberá ser balanceada estática y dinámicamente.

Los ventiladores serán accionados por medio de motores eléctricos a través de fajas y poleas de paso variable seleccionadas con un factor de seguridad de 1.4 sobre la potencia al freno del motor. La unidad contará con una base metálica galvanizada y con tensores de fajas para el montaje del motor eléctrico, además contará con guardafajas galvanizadas.

La velocidad del aire no será mayor de 700 pies por minuto (3.56 m/s), a través del serpentín de enfriamiento de aire.

#### **2.4.3.2.3 Serpentín de enfriamiento**

Cada unidad contará con serpentines de refrigeración y deshumidificación de aire que tendrán como medio de refrigeración agua helada, producida en el enfriador de agua (*chiller*).

El serpentín de enfriamiento estará construido de tubos de cobre alternados con aletas corrugadas de aluminio, las cuales estarán unidas a los tubos por expansión mecánica solamente.

Estarán diseñados para una presión máxima de trabajo de 250-300 PSIG (1723690-2068428 Pa de presión manométrica) bajo el agua.

Todos los serpentines contarán con las previsiones necesarias que permitan su drenaje total. Contarán además obligatoriamente con purgadores de aire automáticos.

Los serpentines se ensamblarán en la sección modular correspondiente a la unidad, de tal forma que se asegure firmemente el serpentín a la unidad lo más herméticamente posible.

#### **2.4.3.2.4 Filtros de aire**

Cada unidad contará con una sección donde se instalarán los filtros de aire, los cuales constarán de un prefiltro de malla de aluminio de 2" (50.8 mm) de espesor y cuatro capas de ¼" (6.35 mm).

Esta sección contará con una puerta de acceso adecuada para permitir el cambio y mantenimiento de los filtros.

#### **2.4.4 Extractores e inyectores de aire**

##### **2.4.4.1 Extractor e inyector centrífugo**

El rodete será de hojas inclinadas hacia adelante, el cual será balanceado estática y dinámicamente como un solo conjunto con su eje. El eje será de acero e irá apoyado en chumaceras con rodamientos de lubricación permanente, dichos rodamientos serán montados rígidamente a la estructura metálica. El rodete será construido de plancha de acero galvanizado con un espesor mínimo de 1/20" (1.27 mm), el rodete estará unido mecánicamente al eje por medio de una chaveta; la carcasa será construida de plancha de acero galvanizado con un espesor mínimo de 1/16" (1.59 mm).

El extractor será accionado por medio de un motor eléctrico a través de fajas y poleas, siendo la polea motriz de paso variable. El motor deberá contar con una base metálica, tensor de fajas y guarda fajas de plancha galvanizada de 1/27" (0.94 mm) de espesor.

La estructura metálica será de plancha de fierro negro doblado de un espesor de 1/8" (3.175 mm). Todas las partes metálicas se protegerán contra la corrosión por medio de limpieza química, luego se aplicará dos manos de pintura base de zincromato y dos manos de pintura esmalte.

#### **2.4.4.2 Extractor e inyector centrífugo en gabinete**

El extractor tendrá un rodete del tipo centrífugo de doble entrada. El rodete será de hojas inclinadas hacia adelante, el cual será balanceado estática y dinámicamente. El rodete y su carcasa serán construidos de plancha de fierro galvanizado con un espesor mínimo de 1/20" (1.27 mm). El rodete estará unido directamente al eje del motor por medio de chaveta o prisionero.

El gabinete metálico será de plancha galvanizada de 1/20" (1.27 mm), unidos con perfiles de plancha galvanizada de 1/20" (1.27 mm). Todas las planchas utilizadas en la fabricación del gabinete se someterán a un prepintado donde las planchas serán tratadas químicamente para garantizar la adherencia de la pintura. Posteriormente se aplicara la pintura en polvo, adherida a través de un proceso electrostática, en donde después del horneado, la pieza adquiere una alta resistencia a la corrosión.

#### **2.4.4.3 Extractor axial**

Será de paletas helicoidales de plancha galvanizada unido a una base metálica central la cual estará fijada directamente al eje del motor eléctrico. El marco metálico y la estructura de sujeción del motor serán de plancha galvanizada de 1/27" (0.94 mm).

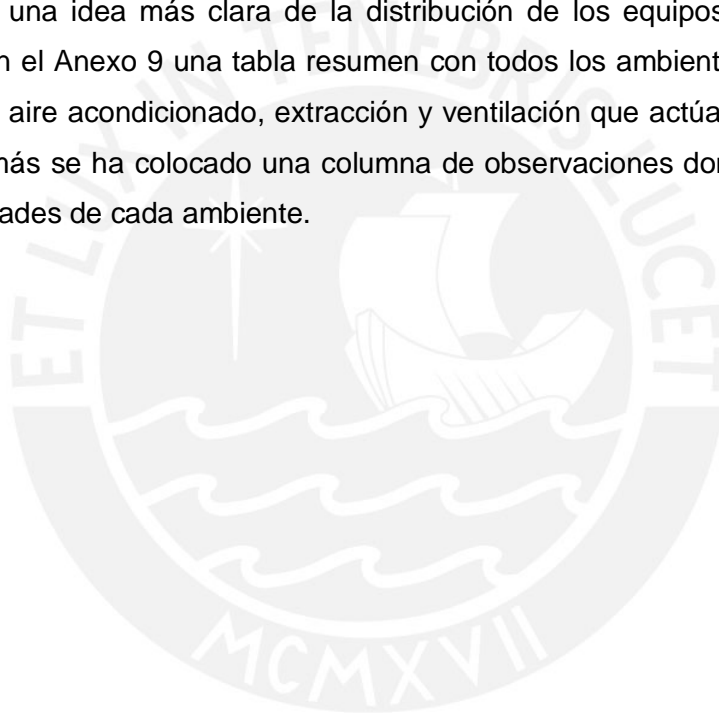


Todas las partes metálicas se protegerán contra la corrosión por medio de limpieza química, luego se aplicarán dos manos de pintura base de zincromato y dos manos de pintura esmalte.

El equipo luego de ser ensamblado completamente deberá ser balanceado estática y dinámicamente como una sola pieza.

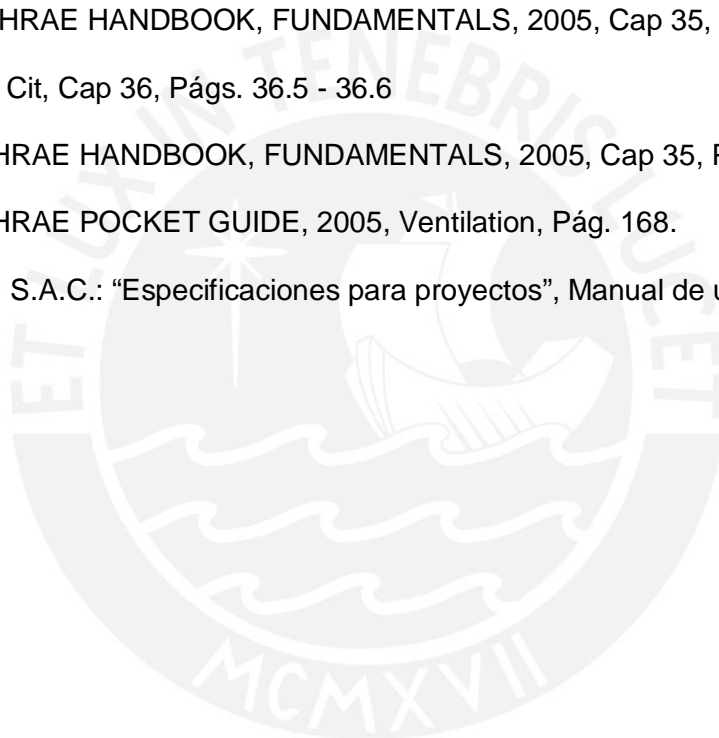
## **2.5 Designación de equipos por ambiente**

Para tener una idea más clara de la distribución de los equipos dentro del hotel se presenta en el Anexo 9 una tabla resumen con todos los ambientes climatizados y los equipos de aire acondicionado, extracción y ventilación que actúan sobre cada uno de ellos. Además se ha colocado una columna de observaciones donde se presentan las particularidades de cada ambiente.



## REFERENCIAS DEL CAPÍTULO 2

1. SENAMHI  
2008 “Datos históricos”. *Datos históricos para la ciudad de Lima. Portal del SENAMHI*. Lima, Agosto. Consultada: 30 de Agosto de 2008.  
<<http://www.senamhi.gob.pe>>
1. Azahuanche, M: “Relación de calor sensible”, Folleto de conferencia Técnica 2005, Pág. 16
2. Carrier Air Conditioning Co.: “Manual de Aire Acondicionado”, Marcombo, 5.ed, 1980, Pág. 3-25.
3. ASHRAE HANDBOOK, FUNDAMENTALS, 2005, Cap 35, Pág. 35.9
4. Op. Cit, Cap 36, Págs. 36.5 - 36.6
5. ASHRAE HANDBOOK, FUNDAMENTALS, 2005, Cap 35, Pág. 35.9
6. ASHRAE POCKET GUIDE, 2005, Ventilation, Pág. 168.
7. GCI S.A.C.: “Especificaciones para proyectos”, Manual de uso interno, Págs. 1-7.



### CAPÍTULO 3

#### PRESUPUESTO DEL PROYECTO

En el tercer capítulo se analizarán los costos que implica implementar un proyecto de esta magnitud así como las bondades y debilidades de las dos opciones de enfriadores de agua (*chiller*) desde el punto de vista económico; finalmente se elegirá el sistema que cumpla con los requerimientos del hotel de la forma más eficiente y eficaz.

Para tener una idea más clara de las dos opciones que se presentan, se colocarán tablas comparativas a lo largo del capítulo con las características y los costos de cada tipo de sistema.

A continuación se muestran los costos en los que se incurren durante la implementación y puesta en servicio del sistema.

- Costo Inicial
- Costo de instalación
- Costo de operación
- Costo promedio de mantenimiento
- Costo administrativos y de Ingeniería

Antes de evaluar el costo inicial de los enfriadores de agua (*chillers*) se tendrá que comparar los costos del sistema de bombeo de agua. Como se explico en el punto 2.3.1 los enfriadores de agua (*chiller*) tipo *scroll* poseen un circuito primario y secundario de bombeo es por ello la cantidad de bombas para este sistema será mayor al del enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo.

Tabla 3.1 Costos de bombas para el enfriador de agua (*Chiller*) tipo *Scroll*

CIRCUITO DE BOMBEO	CANTIDAD DE BOMBAS	COSTOS UNITARIO DE BOMBAS (USD)	COSTO TOTAL DE ACCESORIOS (USD)	COSTO TOTAL (USD)
PRIMARIO	2	2,509.00	3,672.00	8,690.00
SECUNDARIO	2	3,192.00	5,662.00	12,046.00
			TOTAL	20,736.00

Se colocan dos bombas para cada circuito ya que se debe tener siempre una bomba de reserva por si falla la bomba principal. Cabe mencionar que en los costos de accesorios se encuentra incluido el costo del variador de frecuencia de la bomba secundaria.

Por otro lado el enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo utiliza un solo un circuito de bombeo es por ello que dentro de los costos solo se considera el precio de dos bombas, de las cuales una de ellas servirá como reserva.

Tabla 3.2 Costos de bombas para el enfriador de agua (*Chiller*) tipo Tornillo

	CANTIDAD DE BOMBAS	COSTOS UNITARIO DE BOMBAS (USD)	COSTO TOTAL DE ACCESORIOS (USD)	COSTO TOTAL (USD)
BOMBA DE FLUJO VARIABLE	2	4,633.00	6,808.00	16,074.00
			TOTAL	16,074.00

Para este caso también se considera el costo de variador de frecuencia dentro de los costos de los accesorios

Como se puede ver existe una diferencia considerable en los costos de las bombas y sus accesorios entre ambos enfriadores de agua (*chillers*), si es que se optará por los enfriadores (*chiller*) tipo *Scroll* se tendrían que adquirir 4 bombas con sus respectivos accesorios mientras que si se elige el enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo solo se tendrán que comprar 2 bombas con sus accesorios, esta diferencia asciende al monto

de USD 4,662. Habrá que tener en cuenta estos costos a la hora de calcular el costo total inicial.

Tabla 3.3 Tabla de costos de los enfriadores de agua (*Chiller*)

TIPO DE <i>CHILLER</i>	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
<i>SCROLL</i>	2	47,800.00	95,600.00
TORNILLO	1	97,100.00	97,100.00

Si bien es cierto los enfriadores de agua (*chiller*) tipo *Scroll* son un poco más económicos como costo inicial que el tipo tornillo, este controla de manera más precisa la carga térmica dentro del hotel lo cual se traducirá en un costo de operación menor como se verá más adelante.

Los otros equipos y accesorios que forman parte del sistema son exactamente iguales para ambas propuestas, a continuación se presenta una tabla con dichos costos.

Tabla 3.4 Costo de equipos y materiales

Nº	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	PRECIO TOTAL (USD)
1	<i>Fan coil</i> de 12,000 BTU/h	Und.	38	926.00	35,188.00
2	<i>Fan coil</i> de 18,000 BTU/h	Und.	34	926.00	31,484.00
3	<i>Fan coil</i> de 24,000 BTU/h	Und.	4	926.00	3,704.00
4	<i>Fan coil</i> de 30,000 BTU/h	Und.	2	1,365.00	2,730.00
5	<i>Fan coil</i> de 36,000 BTU/h	Und.	1	1,557.00	1,557.00
6	<i>Fan coil</i> de 48,000 BTU/h	Und.	1	1,766.00	1,766.00
7	<i>Fan coil</i> Vertical de 12,000 BTU/h	Und.	1	1,200.00	1,200.00
8	<i>Fan coil</i> Vertical de 24,000 BTU/h	Und.	3	1,560.00	4,680.00
9	<i>Fan coil</i> Vertical de 36,000 BTU/h	Und.	3	1,848.00	5,544.00
10	<i>Fan coil</i> Vertical de 48,000 BTU/h	Und.	2	1,848.00	3,696.00
11	UMA de 48,000 Btu/h	Und.	1	2,487.00	2,487.00
12	UMA de 90,000 Btu/h, 0.7 " caída de presión	Und.	1	3,374.00	3,374.00
13	UMA de 90,000 Btu/h, 2" caída de presión	Und.	2	3,996.00	7,992.00
14	UMA Comedor	Und.	1	7,757.00	7,757.00
15	UMA Azotea	Und.	1	9,359.00	9,359.00
16	Extractor Centrifugo, Modelo TCB-2-16-50, Marca Greenheck, 5 HP, 3Ø, 220V	Und.	1	2,041.00	2,041.00
17	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A1050, Marca Greenheck, 3/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	516.00	516.00

Tabla 3.4 Costo de equipos y materiales (continuación)

Nº	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	PRECIO TOTAL (USD)
18	Extractor Centrifugo, Modelo BSQ-90-5, Marca Greenheck, 1/2 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	866.00	866.00
19	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A390, Marca Greenheck, 1/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	3	219.00	657.00
20	Extractor Centrifugo, Modelo BSQ-90-3, Marca Greenheck, 1/3 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	847.00	847.00
21	Extractor Centrifugo, Modelo BSQ-120-7, Marca Greenheck, 3/4 HP, 3Ø, 220V	Und.	1	924.00	924.00
22	Extractor Centrifugo, Modelo BDF-90-7, Marca Greenheck, 3/4 HP, 3Ø, 220V	Und.	1	720.00	720.00
23	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-B200, Marca Greenheck, 1/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	156.00	156.00
24	Extractor Centrifugo, Modelo BDF-80-5, Marca Greenheck, 1/2 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	688.00	688.00
25	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A390, Marca Greenheck, 1/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	250.00	250.00
26	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A510, Marca Greenheck, 3/8 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	265.00	265.00
27	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A390, Marca Greenheck, 1/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	219.00	219.00
28	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A15500, Marca Greenheck, 1/2 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	602.00	602.00
29	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A780, Marca Greenheck, 1/2 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	385.00	385.00
30	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-B150, Marca Greenheck, 1/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	2	111.00	222.00
31	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A780, Marca Greenheck, 1/2 HP, 1Ø, 220V	Und.	14	385.00	5,390.00
32	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-B200, Marca Greenheck, 1/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	1	124.00	124.00
33	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-A390, Marca Greenheck, 1/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	10	250.00	2,500.00
34	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-B150, Marca Greenheck, 1/2 HP, 1Ø, 220V	Und.	2	385.00	770.00
35	Extractor Centrifugo, Modelo CSP-B150, Marca Greenheck, 1/4 HP, 1Ø, 220V	Und.	4	142.00	568.00
36	Extractor Axial, Modelo HCM-180, Marca Soler&Palau	Und.	4	50.00	200.00
37	Accesorios para <i>chiller</i>	Glb.	1	2,301.00	2,301.00
38	Resistencias eléctricas para dormitorios	Und.	76	240.00	18,240.00
39	Termostato	Und.	98	35.00	3,430.00
40	Circuit Setter para <i>fan coil</i>	Und.	92	80.00	7,360.00
41	Circuit Setter para UMAS	Und.	6	150.00	900.00
42	Válvulas compuertas de Ø1/2"	Und.	168	6.60	1,108.80
43	Válvulas compuertas de Ø3/4"	Und.	16	9.20	147.20
44	Válvulas compuertas de Ø1"	Und.	2	12.60	25.20
45	Válvulas compuertas de Ø1 1/4"	Und.	2	21.10	42.20
46	Válvulas compuertas de Ø 2"	Und.	2	49.00	98.00
47	Válvulas compuertas de Ø 3"	Und.	2	53.00	106.00
48	Punto de fuerza par <i>fan coil</i>	Und.	92	30.00	2,760.00
49	Punto de fuerza par UMA	Und.	6	50.00	300.00

Tabla 3.4 Costo de equipos y materiales (continuación)

Nº	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	PRECIO TOTAL (USD)
50	Punto de fuerza para bomba de agua helada	Und.	2	300.00	600.00
51	Punto de fuerza para extractores y ventiladores	Und.	49	40.00	1,960.00
52	Tubería Sch. 40 de Ø1/2"	m.	270	2.55	689.27
53	Tubería Sch. 40 de Ø3/4"	m.	88	4.06	356.87
54	Tubería Sch. 40 de Ø1"	m.	55	4.35	238.38
55	Tubería Sch. 40 de Ø1 1/4"	m.	41	6.34	259.94
56	Tubería Sch. 40 de Ø1 1/2"	m.	60	6.16	366.52
57	Tubería Sch. 40 de Ø 2"	m.	36	8.37	297.97
58	Tubería Sch. 40 de Ø 3"	m.	67	16.85	1,125.58
59	Tubería Sch. 40 de Ø 4"	m.	54	23.87	1,294.95
60	Tubería Sch. 40 de Ø 5"	m.	28	34.30	946.68
61	Tubería Sch. 40 de Ø 6"	m.	24	67.01	1,635.04
62	Tubería Sch. 40 de Ø 8"	m.	25	102.73	2,568.25
63	Codos de Ø1/2"	Und.	44	0.28	12.32
64	Codos de Ø3/4"	Und.	24	0.39	9.36
65	Codos de Ø1"	Und.	10	0.66	6.60
66	Codos de Ø 1 1/4"	Und.	20	1.00	20.00
67	Codos de Ø 1 1/2"	Und.	2	1.31	2.62
68	Codos de Ø2"	Und.	7	1.37	9.59
69	Codos de Ø3"	Und.	6	3.59	21.54
70	Codos de Ø4"	Und.	12	5.33	63.96
71	Codos de Ø8"	Und.	14	31.07	434.98
72	Tee de Ø1/2"	Und.	16	0.37	5.92
73	Tee de Ø3/4"	Und.	58	0.47	27.26
74	Tee de Ø1"	Und.	22	0.87	19.14
75	Tee de Ø 1 1/4"	Und.	20	1.52	30.40
76	Tee de Ø 1 1/2"	Und.	22	1.68	36.96
77	Tee de Ø2"	Und.	14	3.62	50.68
78	Tee de Ø3"	Und.	19	4.68	88.92
79	Tee de Ø4"	Und.	7	8.88	62.16
80	Tee de Ø5"	Und.	4	14.21	56.84
81	Tee de Ø6"	Und.	5	20.70	103.50
82	Tee de Ø8"	Und.	6	27.18	163.08
83	Reducciones de Ø3/4" a Ø1/2"	Und.	140	0.41	57.40
84	Reducciones de Ø1" a Ø3/4"	Und.	100	1.00	100.00
85	Reducciones de Ø1 1/4" a Ø1"	Und.	76	1.54	117.04
86	Reducciones de Ø1 1/2" a Ø1 1/4"	Und.	64	1.90	121.60
87	Reducciones de Ø2" a Ø1 1/2"	Und.	50	2.25	112.50
88	Reducciones de Ø3" a Ø2"	Und.	33	1.87	61.71
89	Reducciones de Ø4" a Ø3"	Und.	18	2.90	52.20
90	Reducciones de Ø5" a Ø4"	Und.	10	6.50	65.00

Tabla 3.4 Costo de equipos y materiales (continuación)

Nº	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	PRECIO TOTAL (USD)
91	Reducciones de Ø6" a Ø5"	Und.	8	8.80	70.40
92	Reducciones de Ø8" a Ø6"	Und.	5	13.30	66.50
93	Aislamiento para tubería de Ø1/2"	m.	270	1.65	446.00
94	Aislamiento para tubería de Ø3/4"	m.	88	3.60	316.44
95	Aislamiento para tubería de Ø1"	m.	55	4.30	235.64
96	Aislamiento para tubería de Ø1 1/4"	m.	41	5.15	211.15
97	Aislamiento para tubería de Ø1 1/2"	m.	60	5.90	351.05
98	Aislamiento para tubería de Ø2"	m.	36	7.90	281.24
99	Aislamiento para tubería de Ø3"	m.	67	11.50	768.20
100	Aislamiento para tubería de Ø4"	m.	54	14.65	794.76
101	Aislamiento para tubería de Ø5"	m.	28	21.08	581.81
102	Aislamiento para tubería de Ø6"	m.	24	24.90	607.56
103	Aislamiento para tubería de Ø8"	m.	25	28.00	700.00
104	Armado de sala de máquinas	Und.	1	3,000.00	3,000.00
105	Anclaje de de equipos <i>fan coil</i>	Glb.	92	40.00	3,680.00
106	Anclaje de de equipos UMAS	Glb.	6	60.00	360.00
107	Ductos de Plancha galvanizada	Kg.	7,010	4.00	28,040.00
108	Aislamiento de lana de vidrio para ductos	m <sup>2</sup>	1,139	5.50	6,264.50
109	Difusores	pulg <sup>2</sup>	6,954	0.12	834.48
110	Rejillas	pulg <sup>2</sup>	43,134	0.10	4,313.40
				<b>TOTAL (USD)</b>	<b>244,422.26</b>

Entonces para hallar el costo inicial se tiene que sumar los costos de las bombas, de los enfriadores de agua (*chiller*) y de los equipos y materiales mostrados en la tabla 3.4.

Tabla 3.5 Costo Inicial

	<i>Chiller tipo Scroll</i>	<i>Chiller tipo tornillo</i>
Costo total de las bombas (USD)	20,736.00	16,074.00
Costo de los enfriadores de agua ( <i>chillers</i> ) (USD)	95,600.00	97,100.00
Costos de equipos y materiales restantes	244,422.26	244,422.26
<b>TOTAL</b>	<b>360,758.26</b>	<b>357,616.26</b>

Para conocer los costos de instalación se consultaron a empresas proyectistas e instaladoras como GCI S.A.C, CIME Comercial S.A y Coinrefri Air S.A.C; ellos nos



recomendaron asumir el 25% del costo inicial como costo de instalación, vale recalcar que este porcentaje varía considerablemente dependiendo de la envergadura del proyecto.

A continuación se muestran los costos de implementación, dichos costos se obtienen sumando el costo inicial y el costo de instalación para cada tipo de sistema.

Tabla 3.6 Costos total de implementación

	<i>Chiller</i> tipo <i>scroll</i>	<i>Chiller</i> tipo tornillo
Costo total Inicial (USD)	360,758.26	357,596.26
Costo de Instalación (USD)	90,189.57	89,399.07
<b>TOTAL</b>	450,947.83	446,995.33

Como se puede ver el costo total de implementación de un enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo es USD 3,952.50 más económico que el del tipo *scroll*. Esto es un punto a favor del enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo, habrá que analizar el resto de los costos mencionados al inicio del capítulo para poder elegir apropiadamente el sistema a utilizar.

Para poder obtener los costos de operación de los enfriadores de agua (*chiller*) se tendrá que utilizar los indicadores de eficiencia mostrados en la tabla 2.10.

Tabla 3.7 Indicadores de eficiencia

Eficiencia <i>chiller</i> tipo <i>scroll</i>	1.03 kW/TON
Eficiencia <i>chiller</i> tipo tornillo	0.98 kW/TON

Para calcular el costo de operación se debe conocer el precio de kW-h para una edificación de esta magnitud. Se considera solo el funcionamiento continuo sin arranques y paradas pues es por pocos segundos. A continuación se muestran los costos extraídos de la página web de OSINERGMIN para instalaciones MT3 en la ciudad de Lima:

- Costo en hora punta: 16.09 céntimos de S/. / kW-h
- Costo fuera de hora punta: 12.65 céntimos de S/. / kW-h

Se considera hora punta desde las 18:00 hasta las 23:00 horas. Con los indicadores de eficiencia y el costo de energía se puede hallar el costo por tonelada de refrigeración en hora punta y fuera de ella como se muestra a continuación.

Tabla 3.8 Costos horarios de aire acondicionado por tonelada

	CHILLER TIPO SCROLL	CHILLER TIPO TORNILLO
HORA PUNTA	S/. 0.1657 / TON	S/. 0.157 / TON
FUERA DE HORA PUNTA	S/. 0.1303 / TON	S/. 0.1240 / TON

En la tabla 3.9, se indica las horas en las que el enfriador de agua (*chiller*) trabajará por cada día dependiendo de la estación del año en la que se encuentre.

Tabla 3.9 Horas de funcionamiento por estación

VERANO	HORA PUNTA	FUERA DE HORA PUNTA
	3	5
OTOÑO	HORA PUNTA	FUERA DE HORA PUNTA
	1	3
INVIERNO	HORA PUNTA	FUERA DE HORA PUNTA
	0	1
PRIMAVERA	HORA PUNTA	FUERA DE HORA PUNTA
	0	4

Entonces utilizando las tablas 3.8 y 3.9 podremos obtener un costo diario para las estaciones de verano, otoño, invierno y primavera.

Se considera que un mes tiene 30 días y con ello se obtiene el costo anual de operación para cada opción, estos costos se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3.10 Costo anual de operación

	Costo anual por tonelada (S/. / TON)	Capacidad (TON)	Costo anual de operación (S/.)	Costo anual de operación (USD)
<i>Chiller</i> tipo <i>Scroll</i>	212.10	252	53,449.20	17,241.68
<i>Chiller</i> tipo Tornillo	201.85	252	50,866.20	16,408.45

Como el enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo es más eficiente, consumirá menos energía eléctrica y por ende será más económico mantenerlo frente al del tipo *scroll*.

También se deben considerar los costos de mantenimiento, los cuales se deben realizar cada 3 meses, según recomendación del fabricante, a todos los equipos que forman parte del circuito de agua helada. Para los extractores e inyectores de aire se puede realizar el mantenimiento cada 6 meses. A continuación se presenta una tabla con los costos de mantenimiento anuales de los equipos según el tipo de sistema.

Tabla 3.11 Costos de mantenimiento anual

	Enfriador de agua ( <i>Chiller</i> ) tipo <i>Scroll</i> (USD)	Enfriador de agua ( <i>Chiller</i> ) tipo Tornillo (USD)
<i>Fan Coil</i>	10,680.00	10,680.00
UMAS	1,680.00	1,680.00
<i>Chiller</i>	800.00	600.00
Extractores	5,300.00	5,300.00
Total	18,460.00	18,260.00

Se sabe que el costo de un mantenimiento correctivo es mucho mayor que el de uno preventivo, es por ello que se recomienda realizar la cantidad de mantenimientos preventivos antes mencionados para evitar incurrir en gastos mayores.

Si se hace una recapitulación de todos los costos vistos se obtiene la siguiente tabla.

Tabla 3.12 Resumen de costos

	Tipos de enfriadores de agua ( <i>chiller</i> )	
	<i>Scroll</i>	Tornillo
Costo inicial (USD)	360,758.26	357,596.26
Costo de instalación (USD)	90,189.57	89,399.07
Costo de operación anual (USD)	17,241.68	16,408.45
Costo de mantenimiento (USD)	18,460.00	18,260.00
TOTAL (USD)	486,649.51	481,663.78

Como se puede ver el enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo es más económico en casi todos los aspectos y además presenta mayores bondades desde el punto de vista técnico como se mencionó en el punto 2.3.1, es por ello que se opta por este tipo de enfriador de agua (*chiller*).

Finalmente se agregan los costos administrativos y de ingeniería los cuales serían para un proyecto de esta envergadura el 2% de la suma total de los costos mostrados en la tabla 3.12, lo que representa un valor de USD 9633.28. Este dato fue obtenido luego de consultar a empresas como CIME Comercial y Coinrefri Air S.A.C.

Por lo tanto el costo total del proyecto asciende a USD 491297.06 correspondiente al enfriador de agua (*chiller*) tipo tornillo refrigerado por aire.

## LISTADO DE PLANOS

- 1- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL SOTANO - A2-PL01
- 2- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL PRIMER PISO - A2-PL02
- 3- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL SEGUNDO PISO - A2-PL03
- 4- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL TERCER PISO - A2-PL04
- 5- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL CUARTO PISO - A2-PL05
- 6- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL QUINTO PISO - A2-PL06
- 7- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL SEXTO PISO - A2-PL07
- 8- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL SÉPTIMO PISO - A2-PL08
- 9- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL OCTAVO PISO - A2-PL09
- 10- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL NOVENO PISO - A2-PL10
- 11- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL DÉCIMO PISO - A2-PL11
- 12- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL UNDÉCIMO PISO - A2-PL12
- 13- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DE LA AZOTEA - A2-PL13
- 14- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO CORTE F-F - A2-PL14
- 15- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO CORTE E-E - A2-PL15
- 16- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO TABLAS - A2-PL16
- 17- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO TABLAS, LEYENDA Y NOTAS -  
A2-PL17
- 18- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO ISOMÉTRICO DE AGUA HELADA -  
A2-PL18
- 19- PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DETALLES - A2-PL19

## CONCLUSIONES

1. La carga de enfriamiento del proyecto está en el orden de 3 014 098 BTU/hr equivalente a 251.2 toneladas de refrigeración, por lo cual considerando los equipos seleccionados (282 kW) se puede encontrar un ratio de 1.12 kW/tonelada de refrigeración, que es un valor dentro del rango usual para sistemas que emplean Chillers tipo tornillo. Cabe mencionar que este ratio varía dependiendo del porcentaje de carga a la cual se encuentre trabajando el chiller, se conoce que estos sistemas son más eficientes cuando trabajan a carga parcial.
2. Se puede verificar el valor de la carga térmica obtenida mediante ratios comerciales, dichos ratios aproximan la carga térmica en función del área y de la actividad que vaya a desarrollarse en el ambiente. Ciertamente estos ratios no son muy precisos pero permite visualizar si los valores obtenidos están dentro de los rangos habituales. Los ratios proporcionado por proyectistas de las empresas GCI S.A.C, CIME Comercial S.A y Coinrefri Air S.A.C se encuentran entre los 650 BTU/h y 700 BTU/h por metro cuadrado. Entonces si se conoce que el área total acondicionarse es de 4 489.4 m<sup>2</sup> se puede estimar que la carga total de enfriamiento debe estar entre los 2 918 110 BTU/h y los 3 142 580 BTU/h. Por lo tanto el valor de la carga total calculada de 3 014 098 BTU/h está dentro del rango recomendado por diversas empresas proyectistas.
3. Otro valor interesante a ser comparado es el ratio de costo total del proyecto, que en el mercado local las empresas proyectistas estiman en USD 2000/tonelada de refrigeración, y que para las condiciones establecidas en este proyecto se ha evaluado en USD 1955.8/tonelada de refrigeración, lo cual es muy cercano al ratio empleado por los proyectistas del sector
4. Finalmente, cuando se comparan diversas alternativas no solo basta con considerar los costos de inversión inicial sino también se debe contemplar los

costos de instalación, mantenimiento y operación ya que se seleccionará la alternativa más económica que cumpla con los requerimientos del proyecto.



## BIBLIOGRAFÍA

2. ASHRAE HANDBOOK  
Fundamentals. Atlanta, GA: ASHRAE Inc., 2005
3. ASHRAE HANDBOOK  
Fundamentals. Atlanta, GA: ASHRAE Inc., 1989
4. ASHRAE HANDBOOK  
Applications. Atlanta, GA: ASHRAE Inc., 2007
5. Azahuanche, Manuel, "Psicometría aplicada al aire acondicionado y diseño de agua helada", Charla técnica año 2005
6. CARRIER AIR CONDITION COMPANY  
Manual de Aire Acondicionado. Barcelona: Marcombo S.A., 1986
7. ELITE SOFTWARE  
2008 "Chvac - Commercial HVAC Loads". *Chvac - Commercial HVAC Loads. Portal HVAC/R*. Texas, Agosto. Consultada: 25 de Agosto de 2008  
< <http://www.elitesoft.com/web/hvacr/chvacx.html> >
8. "Chvac" [CD-ROM]. Ver. 7.01.71 [Texas]: Elite Software, c 2007. 1 cd- rom. Programa informático.
9. IDAE  
2007 "Comentarios RITE 2007. Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (2007)". *Ahorro y eficiencia de energía. Publicaciones IDAE*. España, Octubre. Consultada: 14 Octubre de 2007  
<[www.idae.es/revision-rite/documentos/ITE-02-00.pdf](http://www.idae.es/revision-rite/documentos/ITE-02-00.pdf)>
10. McQUISTON, FAYE, and PARKER, Gerald.  
Heating, Ventilation and Air Conditioning, Análisis and Design. New Cork: John Wiley and Sons Inc., 1977
11. Organismo Supervisor de de Inversión en Energía y Mina  
2008 "Pliegos Tarifarios del Servicio Público de Electricidad". *Tarifas eléctricas. Portal de OSINERGMIN*. Lima, noviembre. Consultada: 8 de noviembre de 2008.  
<<http://www2.osinerg.gob.pe/Tarifas/Electricidad/PliegosTarifariosUsuarioFinal.aspx?Id=150000>>
12. Portal de la Refrigeración Aire Acondicionado y Ventilación  
2004 "Tipos de equipos de aire acondicionado". *Tipos de equipos de aire acondicionado. Portal de Aire Acondicionado*. México D.F, Abril. Consultada: 20 de Noviembre de 2007.  
<<http://www.portalrefrigeracion.com/articulos/tiposequiposaa.htm>>



13. SENAMHI  
2008

“Datos históricos”. *Datos históricos para la ciudad de Lima. Portal del SENAMHI*. Lima, Agosto. Consultada: 30 de Agosto de 2008.  
<<http://www.senamhi.gob.pe>>

