

T  
687-9  
SAN



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica**

**"Reducción del Consumo de Energía Eléctrica en la Climatización de un Edificio de Múltiples Propósitos: Sistema de Planta Central"**

**TESIS DE GRADO**

**Previa a la Obtención del Título de:  
INGENIERO MECANICO**

**Presentada por:  
FRANCISCO V. SANCHEZ PAREDES**

**Guayaquil - Ecuador  
1996**

## AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Jorge Duque, Director de Tesis, por sus acertados consejos durante el desarrollo de esta Tesis de Grado

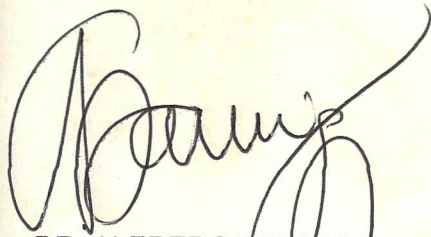
Al Dr. Francisco J. Romay y al Ing. Eduardo Donoso por las facilidades y colaboración prestadas para culminar este trabajo

DEDICATORIA

A mis Padres

A mis Hermanos

A mi Sobrino



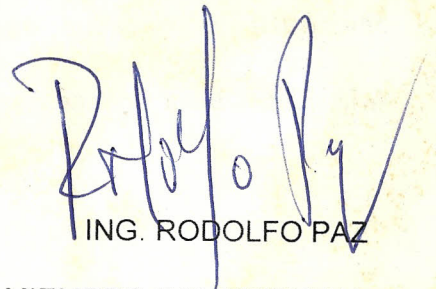
DR. ALFREDO BARRIGA  
DECANO DE LA FACULTAD



ING. JORGE DUQUE  
DIRECTOR DE TESIS



DR. FRANCISCO ROMAY  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. RODOLFO PAZ  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, corresponden exclusivamente a su autor, y el patrimonio intelectual de la Tesis de Grado corresponderá a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).

  
\_\_\_\_\_  
Francisco Vicente Sánchez Paredes

## RESUMEN

El presente trabajo tiene por objetivo el análisis de reducción de consumo de electricidad en un edificio comercial existente mediante la aplicación de medidas de conservación energética en el sistema de planta central de aire acondicionado del edificio. Como caso de estudio se utilizó un edificio comercial ideado para varios propósitos, esto es, oficinas e impresión de papel. El método utilizado consiste en comparar el consumo de energía del sistema de climatización actual con el consumo de energía estimado para dicho sistema evaluando las medidas de conservación sugeridas. La estimación del consumo de energía en ambos casos se la realiza mediante una simulación del funcionamiento de los equipos principales de conversión de energía empleados por la planta central. Esta simulación requiere como datos de entrada la carga de enfriamiento del edificio, por lo cual, también se diseñó un procedimiento para estimar dicha carga. Tanto el cálculo de carga de enfriamiento como la simulación del funcionamiento de los equipos de planta, fueron realizados con programación de hojas electrónicas, Excel V5.0., para un período de un año. Se utilizó datos climáticos específicos para la ciudad de Guayaquil. Finalmente se hace una evaluación económica de cada propuesta con

objeto de decidir la factibilidad de su implementación. Esta evaluación incluye los costos de los equipos y trabajos requeridos.

Se describen también los pasos a seguirse para efectuar una auditoría energética en un sistema de climatización para edificios comerciales. El trabajo incluye una encuesta del consumo de energía en varios edificios de bancos y oficinas de la ciudad de Guayaquil, con los consumos de energía, valores planillados y una estimación del consumo de energía de los equipos de aire acondicionado, con miras a estudios posteriores en cuanto a conservación de energía en edificaciones. Como información adicional, se incluye una descripción breve pero concisa de varios dispositivos diseñados para conservación de energía en sistemas de climatización, tales como intercambiadores de calor regenerativos y condensadores de doble banco de tubos.

## INDICE GENERAL

TITULO.....	i
AGRADECIMIENTOS.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
RESPONSABILIDAD DEL DIRECTOR DE TESIS.....	iv
DECLARACION EXPRESA.....	v
RESUMEN.....	vi
INDICE GENERAL.....	viii
INDICE DE FIGURAS.....	xiii
INDICE DE TABLAS.....	xv
NOMENCLATURA.....	xviii
INTRODUCCION.....	xxi
CAPITULO 1:	
EL CONSUMO DE ENERGIA EN EDIFICIOS COMERCIALES Y SU PROBLEMATICA.....	24
1.1 Fuentes convencionales de energía en edificios comerciales.....	24
1.1.1 Electricidad.....	24

1.1.2 Combustibles fósiles.....	25
1.2 Estadísticas de consumo de energía en edificios comerciales.....	25
1.3 Sistemas convencionales de aire acondicionado en edificios comerciales.....	32
1.3.1 Sistema de Planta de refrigeración para producción de agua helada.....	33
1.3.2 Sistema de expansión directa.....	35
1.3.3 Sistema de unidades autocontenidas enfriadas por agua.....	35
1.3.4 Sistemas según distribución de aire.....	36
1.4 Diagrama de flujo de energía en edificios.....	45

## CAPITULO 2

### REALIZACION DE UNA AUDITORIA ENERGETICA EN EL

#### SISTEMA DE CLIMATIZACION DE UN EDIFICIO COMERCIAL....

2.1 Auditoría preliminar.....	48
2.2 Auditoría detallada del sistema de climatización.....	48
2.2.1 Sistema de agua helada.....	49
2.2.2 Sistema de expansión directa.....	54
2.2.3 Sistema de unidades autocontenidas enfriadas por agua.....	54
2.3 Instrumentación necesaria.....	56

## CAPITULO 3

### METODOLOGIA PARA ESTIMAR EL CONSUMO DE ENERGIA

ACTUAL DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION.....	57
3.1 Características del cálculo de carga de enfriamiento.....	57
3.1.1 División del edificio en zonas.....	58
3.1.2 Datos climáticos utilizados.....	59
3.1.3 Ganancia de calor por paredes y techos.....	60
3.1.4 Ganancia de calor por vidrios.....	61
3.1.5 Ganancia de calor por personas, luces, equipos e infiltraciones...	63
3.1.6 Ganancia de calor por ductos y ventiladores.....	65
3.1.7 Ganancia de calor por aire de ventilación.....	66
3.1.8 Ganancia de calor por misceláneos.....	67
3.2 Procesos psicrométricos utilizados en el cálculo de carga.....	68
3.3 Consumo de energía según las características de funcionamiento de los componentes del sistema.....	71
3.3.1 Consumo de enfriadores de agua.....	71
3.3.2 Consumo de ventiladores, bombas, torres de enfriamiento.....	75
3.3.3 Consumo de unidades de expansión directa.....	81
3.3.4 Consumo de unidades autocontenidas enfriadas por agua.....	83
3.3.5 Modelaje del consumo de energía global.....	84

#### CAPITULO 4

#### METODOLOGIA PARA ESTIMAR EL CONSUMO DE ENERGIA DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION CON LA IMPLEMENTACION

DE MEDIDAS DE CONSERVACION.....	87
4.1 Medidas de conservación referentes a los componentes del edificio.....	88
4.1.1 Medidas referentes a paredes y techos.....	89
4.1.2 Medidas referentes a vidrios.....	90
4.1.3 Medidas referentes a infiltración.....	93
4.1.4 Medidas referentes a iluminación.....	93
4.1.5 Medidas referentes a equipos.....	94
4.1.6 Medidas referentes al aire de ventilación.....	97
4.2 Medidas de conservación referentes a los componentes del sistema.....	99
4.2.1 Medidas referentes al sistema de control y horario de funcionamiento.....	99
4.2.2 Implementación de unidades climatizadoras independientes.....	103
4.2.3 Implementación de intercambiadores de calor.....	103
4.2.4 Medidas referentes al sistema de ductos y tubería.....	107
4.3 Alteraciones al sistema actual de climatización.....	107
4.3.1 Recuperación de calor de condensadores.....	108
4.4 Evaluación económica de las medidas.....	111
4.4.1 Período simple de repago de la inversión.....	112
4.4.2 Flujos de caja con interés compuesto.....	113
CAPITULO 5	
CASO DE ESTUDIO.....	114

5.1 Descripción del edificio y su sistema de climatización existente.....	114
5.2 Auditoría preliminar.....	118
5.3 Estimación del consumo actual de energía eléctrica por climatización...	122
5.3.1 Carga de enfriamiento del edificio y planta de producción.....	122
5.3.2 Estimación de consumo de energía eléctrica de ventiladores y bombas.....	126
5.3.3 Estimación del consumo de energía eléctrica del enfriador de agua.....	129
5.4 Medidas de conservación de energía para el caso de estudio y discusión de resultados obtenidos.....	140
5.4.1 Reducción del horario de funcionamiento de la planta central de refrigeración, implementando equipo unitario en las áreas que requieren climatización 24 horas al día.....	140
5.4.2 Reducción del horario de funcionamiento de la planta central de refrigeración, implementando equipo unitario en las áreas que requieren climatización 24 horas al día, e implementando un sistema central de administración de energía (EMS).....	149
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	155
ANEXOS.....	163
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	174

## INDICE DE FIGURAS

Nº.		Pag.
1.1	Gráfico esquemático de un sistema de enfriador de agua helada con condensador enfriado por agua.....	34
1.2	Gráfico esquemático de un sistema de expansión directa o equipo unitario.....	37
1.3	Gráfico esquemático de un sistema de unidades autocontenidas enfriadas por agua.....	38
1.4	Esquema de funcionamiento de un sistema de volumen de aire variable.....	42
1.5	Esquema de funcionamiento de un sistema de volumen constante con recalentamiento.....	43
1.6	Proceso Psicrométrico para un sistema de volumen constante con recalentamiento.....	44
1.7	Diagrama de Flujo de Energía en un edificio de múltiples propósitos.....	46
3.1	Proceso Psicrométrico de Acondicionamiento de Aire.....	69
3.2	Porcentaje de Potencia requerida por diversos métodos de control de volumen de aire variable en función de la razón de carga parcial.....	80
4.1	Esquema de aplicaciones de un sistema de administración de energía para edificios.....	102

4.2	Esquema de funcionamiento del "Tubo de Calor" .....	106
4.3	Esquema de funcionamiento de un Regenerador Rotativo.....	106
4.4	Esquema de funcionamiento de Enfriador con Doble Circuito "Recuperador de Calor" .....	110
5.1	Carga de Enfriamiento para el Caso de Estudio en los meses indicados.....	126
5.2	Porcentaje de Potencia a plena carga de enfriador PFH-063 en función de temperatura de agua de entrada al condensador y del porcentaje de carga en el evaporador.....	131
5.3	Enfriador de Agua, Doble Compresor Centrifugo, condensador enfriado por agua, modelo PFH-063.....	134
5.4	Comparación de potencias eléctricas de enfriador medida y estimada (KW) para el mes de Marzo - Caso de Estudio.....	134

## INDICE DE TABLAS

N°.		Pag.
1-1	Consumo de energía en edificaciones comerciales en la ciudad de Guayaquil - Realizado en Octubre 1994.....	27
1-2	Requerimientos de los Sistemas de Acondicionamiento de aire para edificios comerciales (Valores por cada 93 m <sup>2</sup> ).....	29
1-3	Resumen de recomendaciones para edificios comerciales en base al ASHRAE / IES Standard 90.1 - 1989.....	30
3-1	Características de desempeño de un enfriador recíprocante enfriado por agua.....	72
3-2	Eficiencias típicas de motores eléctricos (Porcentajes).....	79
3-3	Coefficientes a utilizarse en la ecuación 3.3.2.6 obtenidos de la Figura 3.2 para sistemas de volumen de aire variable.....	80
3-4	Características de desempeño de unidad condensadora enfriada por aire.....	82
3-5	Características de desempeño de unidad autocontenida enfriada por agua.....	83

4-1	Valores de absorptividad superficial para diversos colores utilizados en construcción.....	91
4-2	Coefficientes de Sombreado - SC - para vidrios de panel simple y doble.....	92
4-3	Potencias (Vatios) nominal y medida para equipos de oficina....	96
4-4	Requerimientos de aire exterior en aplicaciones de tipo comercial.....	98
5-1	Resumen Sistema de Climatización: Unidades Manejadoras de Aire - Caso de Estudio.....	116
5-2	Características principales de bombas, ventiladores y torres de enfriamiento en Caso de Estudio.....	117
5-3	Areas de pared y vidrio para cada zona - Caso de Estudio.....	124
5-4	Carga de enfriamiento, en Toneladas de Refrigeración, para un año - Caso de Estudio. Condiciones Actuales de operación en un día típico.....	125
5-5	Consumo estimado de energía de sistema de climatización - Caso de Estudio.....	128
5-6	Características de funcionamiento del enfriador centrífugo McQuay PFH063 doble compresor.....	130
5-7	Porcentaje de potencia total de enfriador en función de temperatura de agua de entrada al condensador y porcentaje de	

	carga en el evaporador.....	130
5-8	Potencia eléctrica de enfriador, en KW, para un año - Caso de Estudio. Condiciones actuales de operación en un día típico....	135
5-9	Consumo mensual en KW-H estimado de energía del enfriador para todo el año - Caso de Estudio.....	136
5-10	Consumo de energía medido en el enfriado centrífugo McQuay PFH063 durante la auditoría energética.....	139
5-11	Consumo estimado de energía del sistema de climatización con medida de conservación 1 - Caso de Estudio.....	143
5-12	Consumo estimado de energía del enfriador de agua con medida de conservación 1 - Caso de Estudio.....	144
5-13	Equipos seleccionados para áreas de producción en base a sus cargas de enfriamiento - Caso de Estudio.....	146
5-14	Flujos de caja para Caso de Estudio - Medida de conservación de energía 2.....	154

## NOMENCLATURA

HR	Humedad Relativa
m <sup>2</sup>	metros cuadrados
ft <sup>2</sup>	pies cuadrados
°F	Grados Fahrenheit (temperatura)
HVAC	Sistema de Ventilación, Calefacción y Acondicionamiento de Aire
KW-H	KiloWatts por hora
MMBtu	Millones de millones de Btu
TR	Toneladas de refrigeración
W	Watts (potencia)
VAV	Volumen de Aire Variable
CFM	Pies cúbicos por minuto
GPM	Galones por minuto
in. w. g.	pulgadas de agua (caída de presión)
KW/TR	Kilowatts por Tonelada de refrigeración
RPM	Revoluciones por minuto

ASHRAE	Sociedad Americana de ingenieros en refrigeración, calefacción y acondicionamiento de aire
$Q_{evap}$	Carga de Refrigeración (BTUh o TR)
$P_{comp}$	Potencia nominal de enfriador
$T_{evap}$	Temperatura de evaporación
$T_{cond}$	Temperatura de condensación
UA	Producto de coeficiente global de transferencia de calor por área de transferencia de calor
$\dot{m}$	Flujo másico
$w$	Razón de humedad
lbm <sub>v</sub>	Libras masa de vapor de agua
$C_p$	Calor específico
$\Delta T$	Diferencia media logarítmica de temperaturas
$P_{pc}$	Potencia a plena carga de enfriador
$W_c$	Trabajo real de enfriador
$\eta$	Eficiencia de equipo (bomba o ventilador)
PLR	Razón de carga parcial de equipo (bomba o ventilador)
BHP	Caballos de potencia al freno
HP	Caballos de potencia
SC	Coeficiente de Sombreado
CO	Monóxido de Carbono

CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
EMS	Sistema de Administración de Energía
UMA	Unidad Manejadora de Aire
US\$	Dólares de los Estados Unidos de América
FC	Ventilador con álabes inclinados hacia adelante
AF	Ventilador con álabes aerodinámicos
mph	millas por hora
BTU	Unidad térmica británica (Energía)
V	Voltaje
A	Amperaje
PH	Fase
PF	Factor de Potencia
RLA	Amperaje a carga nominal
FT. P.D.	Pies de caída de presión
EER	Razón de Eficiencia Energética
M.A.R.R.	Tasa mínima atractiva de retorno de inversión
V.P.	Valor Presente de una inversión

## INTRODUCCION

Debido al incremento en los costos de electricidad en el Ecuador (0.1 US\$/kWH) desde el año 1991, algunas empresas han dado inicio a programas de conservación de energía buscando reducir sus costos operacionales. En Guayaquil, ciudad ubicada en una zona tropical-húmeda, se requiere acondicionamiento de aire principalmente para confort, durante todo el año. Además, se requiere climatización en ciertos procesos de producción o en centros de cómputo con objeto de poder crear las condiciones interiores requeridas para el funcionamiento correcto de los equipos o procesos que se realizan en el edificio. Dichas necesidades, en algunas empresas, se satisfacen a partir de una sola planta central de acondicionamiento de aire, generalmente sobredimensionada o con componentes mal seleccionados, producto de la utilización de métodos de diseño muy conservadores o por descoordinación entre el diseñador y el propietario del edificio al especificarlo. A lo anterior se une el hecho de que los costos energéticos de un sistema no eran considerados o no se tomaban en cuenta con respecto a los gastos de construcción, operación y mantenimiento del edificio debido en gran parte al bajo costo de la energía eléctrica en años anteriores. Esto provoca un alto

costo de operación de dichos sistemas actualmente. Un sistema pobremente diseñado fácilmente consume el doble de electricidad anual con respecto a la que consumiría un sistema diseñado para conservar energía.

La conservación y racionalización del uso de la energía en edificios comerciales se puede alcanzar desde las etapas de diseño arquitectónico del edificio, principalmente en lo que se refiere a orientación con respecto al sol y aplicación de métodos de sombreado. En cuanto a los sistemas mecánicos y eléctricos que conforman el edificio, los diseñadores están empezando a ser exhortados a especificar sistemas energéticamente eficientes. Para estos fines, y en cuanto al sistema de climatización respecta, existen códigos y standards ideados como guía para que el diseñador obtenga la mejor opción de un sistema eficiente desde el punto de vista energético, sin perder de vista el objetivo final del mismo, en el caso de acondicionamiento de aire, lograr confort. La referencia principal es el ASHRAE / IES STANDARD 90.1-1989 elaborado conjuntamente por la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (ASHRAE) y por la Sociedad de Ingenieros en Iluminación de los Estados Unidos de América (IES), la cual debe servir como guía para los diseñadores de estos sistemas. En este trabajo se estudiarán los problemas que típicamente se presentan cuando un edificio está en pleno uso, es decir, con el sistema de climatización operando a condiciones diferentes a las que el diseñador estimó y con

la influencia de factores ajenos a lo planificado, por ejemplo, daños o deterioro en alguno de los componentes del sistema.

En esta tesis se describe el diseño y la evaluación de medidas de ahorro energético utilizando un conjunto de programas en hoja electrónica, para evaluar dichas medidas de conservación de energía en sistemas de aire acondicionado del tipo planta central de refrigeración de agua de un edificio de múltiples propósitos, esto es, con áreas de oficinas y de actividades de tipo de producción dentro del mismo, en la ciudad de Guayaquil, usándose datos geográficos y climáticos apropiados, para finalmente realizar una cuantificación de los ahorros potenciales. Se aplican los programas para un caso de estudio para evaluación de medidas de conservación energética.

## CAPITULO I

### EL CONSUMO DE ENERGÍA EN EDIFICIOS COMERCIALES Y SU PROBLEMÁTICA

#### 1.1 FUENTES CONVENCIONALES DE ENERGÍA EN EDIFICIOS COMERCIALES

##### 1.1.1 ELECTRICIDAD

La principal fuente de energía utilizada en un edificio comercial es eléctrica, suministrada usualmente por una compañía eléctrica. En nuestro medio EMELEC es la principal productora y comercializadora de electricidad. La línea principal de suministro usualmente proviene de una subestación a 13.8 kV, desde donde se alimentan a los tableros principales del edificio y desde éstos los sistemas o equipos consumidores. Los medidores de energía eléctrica de la compañía

comercializadora se instalan en la línea principal para el monitoreo de consumo en el edificio.

### 1.1.2 COMBUSTIBLES FÓSILES

En el consumo global de energía en edificios comerciales los combustibles fósiles y sus derivados generalmente tienen un bajo porcentaje. Su uso principal consiste en combustible (gasolina o fuel-oil) para el parque automotor, equipos de autogeneración, sistemas de vapor con calderos. Gas licuado de petróleo se utiliza principalmente en actividades de cocción.

## 1.2 ESTADÍSTICAS DE CONSUMO DE ENERGÍA EN EDIFICIOS COMERCIALES

El autor de esta tesis consultó las planillas de electricidad en algunos edificios de oficinas y de uso comercial de la ciudad de Guayaquil, en sus respectivos departamentos de administración. Estos datos se muestran en la Tabla 1-1. En el caso de edificios pertenecientes a bancos, el consumo de electricidad global se obtuvo directamente de las planillas facturadas por EMELEC, y a excepción

de Banco del Pacífico y Filanbanco, no se conocía directamente el consumo eléctrico en cuanto a climatización, por lo que se lo estimó en base a una inspección visual de los principales equipos, con sus características eléctricas y horario de operación. Para los edificios de oficinas generales el consumo de electricidad por climatización indicado en la tabla fue obtenido directamente de planillas debido a que sus medidores están distribuidos generalmente por uso de un servicio, esto es, ascensores, iluminación de pasillos y garajes, climatización. Cada propietario posee medidor individual de su consumo de energía eléctrica y no está contabilizado en el consumo global del edificio. De allí que el valor mostrado en la columna de consumo mensual del edificio se refiere a los servicios generales del edificio. Esta es la razón por la que el consumo de electricidad en acondicionamiento de aire esté aproximadamente comprendido entre 60 a 70% del consumo total de energía del edificio.

TABLA 1-1  
 CONSUMO DE ENERGIA EN EDIFICACIONES COMERCIALES  
 EN LA CIUDAD DE GUAYAQUIL  
 REALIZADO EN OCTUBRE 1994

NOMBRE DEL EDIFICIO	PROPOSITO	TIPO SISTEMA HVAC	CONSUMO MENSUAL EDIFICIO (KWH)	TIPO DE SERVICIO FACTURADO	CONSUMO MENSUAL HVAC (KWH)	%HVAC DEL CONSUMO TOTAL	KW-H/M <sup>2</sup> EDIFICIO	AREA CLIMATIZADA (M <sup>2</sup> )
BANCO DEL PACIFICO	BANCO / OFICINAS	ENFRIADOR RECIPROCANTE	480,000	GLOBAL	240,000	50	37.68	12,740
FILANBANCO	BANCO / OFICINAS	ENFRIADOR RECIPROCANTE	507,400	GLOBAL	165,000	33	22.06	23,000
BANCO CONTINENTAL	BANCO / OFICINAS	ENFRIADOR RECIPROCANTE	224,000	GLOBAL	118,000	53	24.09	9,300
DIARIO EL UNIVERSO	OFICINAS / PRODUCCION	ENFRIADOR CENTRIFUGO	350,000	GLOBAL	203,160	58	31.82	11,000

Se va a efectuar una comparación de consumo de energía en la edificación con respecto a las recomendaciones de un estándar energéticamente eficiente, cuyo resumen se presenta en las Tablas 1-2 y 1-3. De un análisis más detallado de carga de enfriamiento y consumo de energía en los edificios Banco Continental y Diario El Universo realizado por el autor de esta tesis se obtuvieron cargas de enfriamiento máximas de 300 y 150 TR respectivamente. Para el primer edificio se obtiene un factor de 10,886 MMBTU / año considerando 12 horas de operación al día, 360 días al año. Para el segundo caso el factor es de 10,368 MMBTU / año considerándose 24 horas al día los 360 días al año. En ambos casos se promedió la carga máxima de enfriamiento de acuerdo a un día típico de operación. De la Tabla 1-2 se observa que, para edificios de oficinas y de alto nivel, el factor es de 90.89 MMBTU / año \* 93 m<sup>2</sup> en base a estándares de eficiencia energética para edificios, y en base a las áreas estimadas de los edificios se deduce que el Banco Continental tiene un factor de 9,089 mientras en Diario El Universo es de 10,750 MMBTU / año. El Banco utiliza más energía en enfriamiento mientras que el diario cumple con el estándar. Como explicación de esta diferencia se puede mencionar que el banco posee mayor densidad de cargas internas por unidad de área que el diario, aunque éste último posee un área de producción climatizada, lo cual no está contemplado específicamente en el estándar.

TABLA 1-2  
 REQUERIMIENTOS DE LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO  
 DE AIRE PARA EDIFICIOS COMERCIALES  
 ( VALORES POR CADA 93 M<sup>2</sup> )

TIPO DE EDIFICIO	STANDARD BASICO		STANDARD EFICIENTE ENERGETICAMENTE	
	ENFRIAMIENTO ANUAL (MMBtuH/año)	ENFRIAMIENTO MAXIMO (TR)	ENFRIAMIENTO ANUAL (MMBtuH/año)	ENFRIAMIENTO MAXIMO (TR)
OFICINAS - BAJO NIVEL	73.88	5.5	63.3	4.4
OFICINAS - ALTO NIVEL	136.3	3.05	90.89	2.33
TIENDAS DE ARTICULOS	77.7	6.32	72.8	6.08
ESCUELAS	140	3.7	68.8	2.47
HOSPITALES	357.5	5.72	315.04	7.92

Tomado de la referencia 9

TABLA 1 - 3  
RESUMEN DE RECOMENDACIONES PARA EDIFICIOS COMERCIALES  
EN BASE AL ASHRAE / IES STANDARD 90.1-1989

TIPO DE EDIFICIO	AREA DE PISO CLIMATIZADA (M <sup>2</sup> )	NUMERO DE PISOS	CARACTERISTICAS INTERNAS			
			TEMPERATURA INTERIOR (°F)	NUMERO OCUPANTES (MAXIMO)	CARGA POR EQUIPOS (W/m <sup>2</sup> )	CARGA POR ILUMINACION (W/m <sup>2</sup> )
OFICINAS - BAJO NIVEL	1,858	2	78	80	5.4	19.4
OFICINAS - ALTO NIVEL	8,457	7	75	648	7.1	17.9
TIENDAS DE ARTICULOS	2,323	1	78	250	5.4	21.5
ESCUELAS	6,282	1	78	820	7	24.5
HOSPITALES	15,613	4	72	1,113	14	21.5

Tomado de la referencia 9

TABLA 1 - 3 ( CONTINUACION )

TIPO DE EDIFICIO	CARACTERISTICAS DE PLANTA DE CLIMATIZACION				CARACTERISTICAS DE EQUIPOS DE MANEJO DE AIRE
	EQUIPO PRINCIPAL	% AIRE EXTERIOR	TIPO DE CONTROL	COMBUSTIBLE PRIMARIO	
OFICINAS - BAJO NIVEL	UNITARIO	13	-	ELECTRICIDAD	NINGUNA ESPECIAL
OFICINAS - ALTO NIVEL	ENFRIADOR CENTRIFUGO	6.9	V.A.V.	ELECTRICIDAD	VER NOTA 1
TIENDAS DE ARTICULOS	UNITARIO	15	-	ELECTRICIDAD	NINGUNA ESPECIAL
ESCUELAS	ENFRIADOR CENTRIFUGO	13	V.A.V.	ELECTRICIDAD	VER NOTA 1
HOSPITALES	ENFRIADOR CENTRIFUGO	50	V.A.V.	ELECTRICIDAD	VER NOTA 1

NOTAS:

- 1) El estándar recomienda el uso de manejadora central con serpentín de agua helada; los ventiladores de suministro deben poseer 55% de eficiencia combinada de ventiladores, motores y conjunto bandas/poleas y ser capaces de entregar aire hasta 4.0 in. w.g., con 1.25 W/CFM. Para los ventiladores de retorno, los parámetros anteriores son 30% eficiencia combinada a 1.0 in. w.g. Los ventiladores deben ser en lo posible centrífugos, con álabes aerodinámicos y con control de ajuste de velocidad mediante frecuencia variable.
- 2) VAV: Sistema de Volumen de Aire Variable

### 1.3 SISTEMAS CONVENCIONALES DE AIRE ACONDICIONADO EN EDIFICIOS COMERCIALES

A continuación se presenta una descripción de los principales sistemas de acondicionamiento de aire utilizados en nuestro medio y su esquema de funcionamiento. En el Anexo se muestran tabuladas las características principales de equipos ampliamente utilizados, tales como eficiencia, capacidades disponibles, tiempo de vida, disponibilidad de funcionamiento, para enfriadores de agua, unidades acondicionadoras empaquetadas, sistemas divididos, en base a un resumen efectuado por el Electric Power Research Institute en los EE.UU., 1.988 (Referencia 9) a partir de datos de conocidos fabricantes de equipos. Es de indicar que los fabricantes de unidades enfriadoras de agua se hallan en continuo perfeccionamiento de estas máquinas con objeto de alcanzar mejores eficiencias, esto es, menor razón entre KW de potencia por tonelada de refrigeración producida. A manera de ejemplo, los enfriadores fabricados desde 1992 por The Trane Company han sido diseñados para trabajar a 0.52 KW/TR a plena carga, con mejores eficiencias inclusive a carga parcial (Referencia 20).

### 1.3.1 SISTEMA DE PLANTA DE REFRIGERACIÓN PARA PRODUCCIÓN DE AGUA HELADA

El sistema más utilizado para climatización de edificios comerciales es del tipo aire-aire con agua helada como fluido de enfriamiento y deshumidificación. El agua es enfriada entre un rango de 42 °F a 48 °F en un enfriador, el cual es una máquina de refrigeración compuesta de un compresor (reciprocante, centrífugo o de tornillo), un evaporador, un condensador y líneas de refrigerante con su dispositivo de estrangulamiento. El agua helada se bombea en un circuito cerrado de tuberías hacia los serpentines de enfriamiento, usualmente contenidos en una unidad manejadora de aire, en donde se realiza el proceso de enfriamiento y deshumidificación del aire que se dirige hacia los ambientes climatizados mediante un sistema de ductos. La carga de enfriamiento en la manejadora es absorbida por el agua, aumentando su temperatura, para retornar a la unidad enfriadora donde ésta absorbe el calor del agua necesario en su evaporador para mantener la condición en la salida de 44 °F o la temperatura utilizada. A su vez, el refrigerante utilizado por el enfriador entrega el calor de condensación del ciclo de refrigeración en un condensador, el cual puede ser enfriado por aire, agua o formar parte de un dispositivo de recuperación de calor (Figura 1.1).

El control en estos sistemas es complejo y varía según la aplicación, pero el método más utilizado consiste de un termostato, ajustado en un cierto valor, 55 °F por ejemplo, y localizado a la descarga del serpentín, el cual controla que la temperatura del aire no disminuya por debajo de dicho valor mediante la regulación del flujo de agua helada a la manejadora. Esta regulación la efectúa una válvula de control de dos vías o de tres vías.

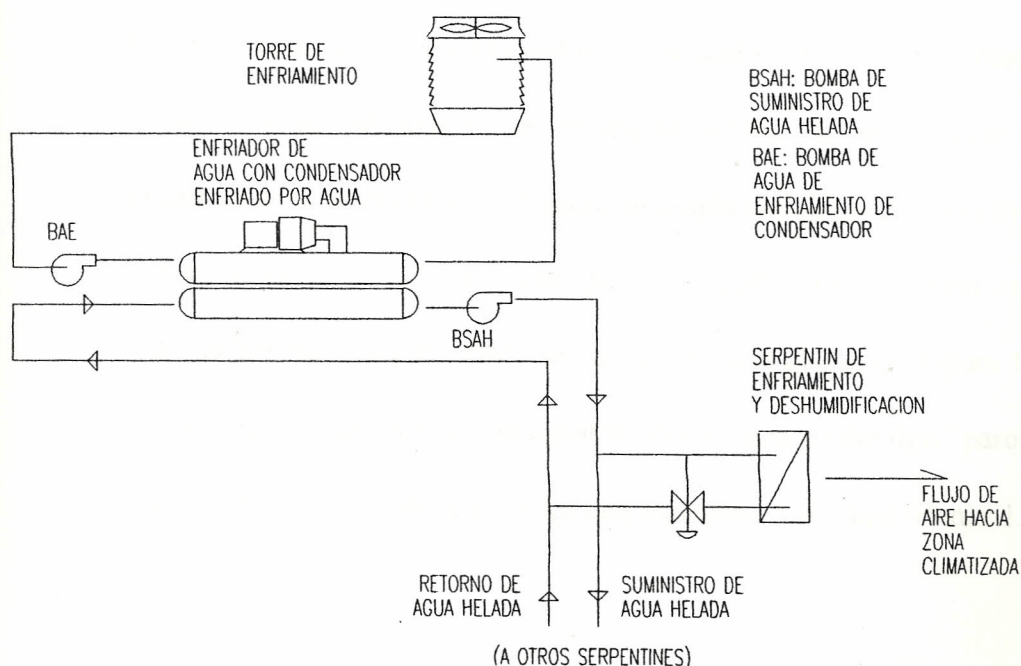


Figura 1.1

Gráfico esquemático de un sistema enfriador de agua helada con condensador enfriado por agua

### 1.3.2 SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA

Este sistema también es muy utilizado en edificios comerciales debido a su costo inicial menor con respecto al de una planta central de refrigeración y a los bajos costos por mantenimiento. Su principal desventaja es ser menos eficiente que el sistema con enfriador de agua. Se lo denomina también equipo unitario debido a que son diseñados para satisfacer necesidades de climatización específicas, y no están en capacidad de efectuar un control exacto de las condiciones climáticas internas. Consiste de un evaporador, condensador, compresor y líneas de refrigerante con dispositivo de estrangulamiento. El evaporador está colocado en el ambiente climatizado, en donde el refrigerante absorbe la carga de enfriamiento, mientras que el condensador se ubica en el exterior del edificio y es donde se rechaza el calor del ciclo (Figura 1.2). La descripción anterior se corresponde para un equipo del tipo "partido" (split), existiendo también modelos empaquetados y del tipo terminal.

### 1.3.3 SISTEMA DE UNIDADES AUTOCONTENIDAS ENFRIADAS POR AGUA

Este sistema consiste de unidades que contienen todos los componentes del sistema de refrigeración y su principal característica es poseer un condensador enfriado mediante agua proveniente de una torre de enfriamiento. Para su funcionamiento necesita de una red de distribución de agua de enfriamiento (Figura 1.3). Este sistema es también muy utilizado en nuestro medio debido a la gran flexibilidad que posee y a su menor costo inicial y de mantenimiento comparado con un sistema de planta central de refrigeración. Es de señalar que estas unidades reciben en U.S.A. el nombre de bombas de calor, o también sistema hidrónico, debido a que en verano funcionan como unidades acondicionadoras (enfriamiento y deshumidificación) mientras que en invierno funcionan como unidades calefactoras (calentamiento). Esto se consigue mediante una válvula de inversión del ciclo de refrigeración.

#### 1.3.4 SISTEMAS SEGÚN DISTRIBUCIÓN DE AIRE

La distribución del aire enfriado y deshumidificado se realiza mediante un ventilador y a través de un sistema de ductos. Muy utilizados son el ventilador de tipo centrífugo y sistema de ductos de plancha de hierro galvanizado, aislados térmicamente con poliestireno expandido. El

sistema de distribución de aire se clasifica a su vez en volumen constante, volumen variable, volumen constante con recalentamiento y volumen variable con recalentamiento. Los dos primeros son los más utilizados en el medio mientras que los otros dos son para aplicaciones especiales.

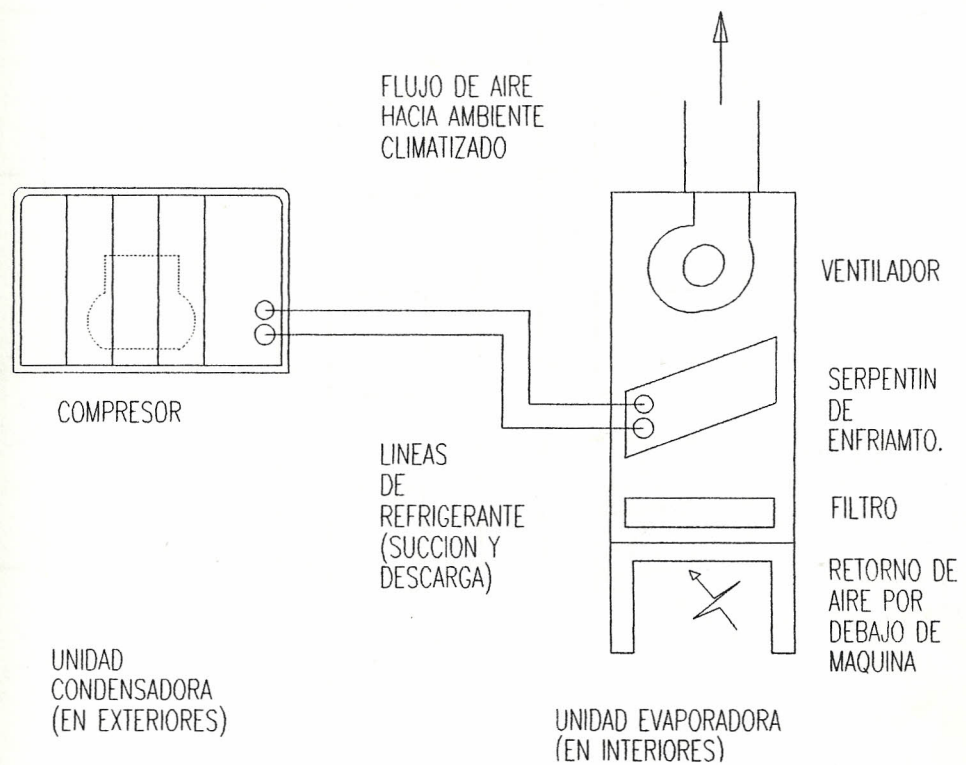


Figura 1.2

Gráfico esquemático de un sistema de expansión directa o equipo unitario

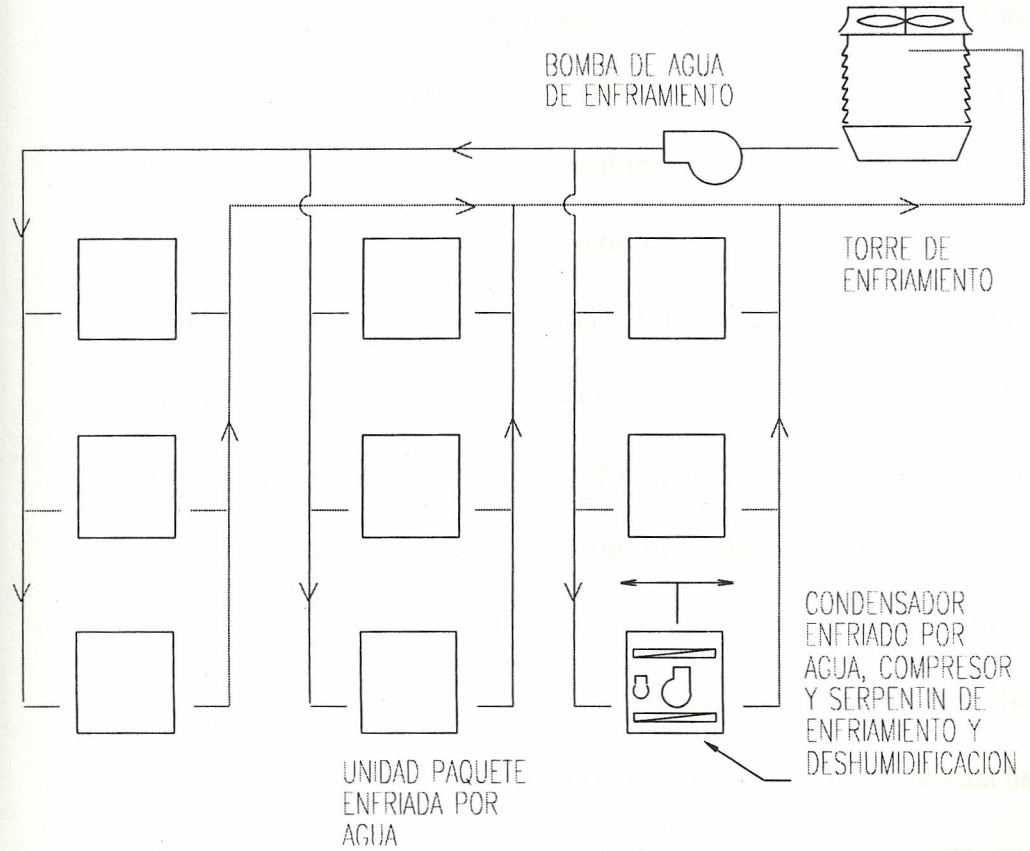


Figura 1.3

Gráfico esquemático de un sistema de unidades autocontenidas enfriadas por agua

### SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE

Este sistema de distribución de aire es el más común, tanto en acondicionamiento de aire residencial como comercial e institucional, y consiste de un ventilador centrífugo que maneja el mismo caudal de aire por el sistema de ductos. Todas las zonas servidas por un ventilador de volumen constante siempre recibirán el mismo caudal de aire, independientemente de la carga térmica que se esté generando en cada zona. El control se realiza mediante un termostato ubicado en el retorno, el cual al sensar que la temperatura de la zona se corresponde con el valor ajustado, transmite una señal (electro-pneumática, eléctrica o electrónica, según el sistema de control presente) que provoca un cambio en las condiciones de funcionamiento del sistema de enfriamiento. Estas pueden ser, el cierre gradual de la válvula de control de dos vías del suministro de agua helada, el bypass de agua helada en la válvula de tres vías, o también apagar el compresor de refrigeración o disminuir su velocidad en unidades de expansión directa, según el tipo de sistema utilizado.

### SISTEMA DE VOLUMEN VARIABLE

El método de volumen de aire variable es el más eficiente desde el punto de vista energético debido a que el caudal de aire necesario para vencer las cargas de enfriamiento se ajusta según éstas varían a lo largo del día. La potencia para accionar el ventilador o potencia al freno disminuye con el cubo de la velocidad requerida por el ventilador. El control lo realiza un sensor de presión estática ubicado convenientemente en el ducto principal de suministro, el cual al sensar un aumento de presión provoca el funcionamiento del mecanismo reductor de velocidad. Este puede ser un motor de frecuencia variable, el cual disminuye su velocidad de operación, o puede ser un grupo de álabes de entrada, el cual reduce el flujo de aire ingresando al ventilador. Otros métodos utilizan compuertas de descarga y ventiladores con álabes de inclinación variable. El aumento de presión en el ducto principal es producido por el cierre de las compuertas que poseen las cajas de volumen variable que sirven a cada zona en respuesta al control de un termostato de cuarto. La Figura 1.4 es un esquema de funcionamiento de este tipo de sistema de aire acondicionado, conservador de energía.

#### SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE CON RECALENTAMIENTO

Este sistema se lo utiliza en aplicaciones especiales en donde se requiere un control más exacto de la temperatura y/o humedad relativa en una zona, por ejemplo en un laboratorio farmacéutico o en hospitales. Las Figuras 1.5 y 1.6 representan un esquema de este sistema utilizando serpentines de recalentamiento y su explicación en un proceso psicrométrico. Los serpentines recalentadores pueden trabajar con vapor, agua caliente o con resistencias eléctricas y están controlados por un termostato conectado a una válvula reguladora de flujo de agua o a un panel de activación de resistencias.

#### SISTEMA DE VOLUMEN VARIABLE CON RECALENTAMIENTO

Este sistema se emplea en igual aplicación a la anterior con la ventaja de controlar el flujo de aire que maneja el ventilador central por emplear los mecanismos de reducción de caudal explicados para el sistema de volumen variable normal. En nuestro medio no se utiliza este tipo de sistema.

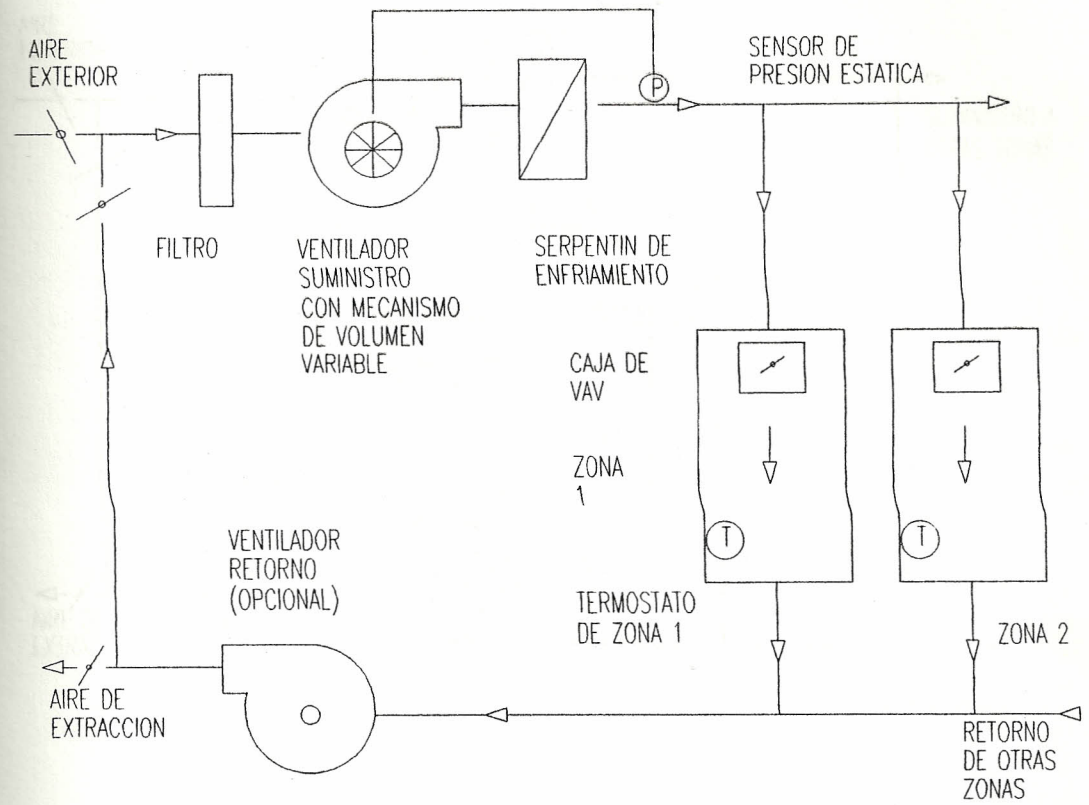


Figura 1.4

Esquema de Funcionamiento de un Sistema de Volumen de Aire Variable.

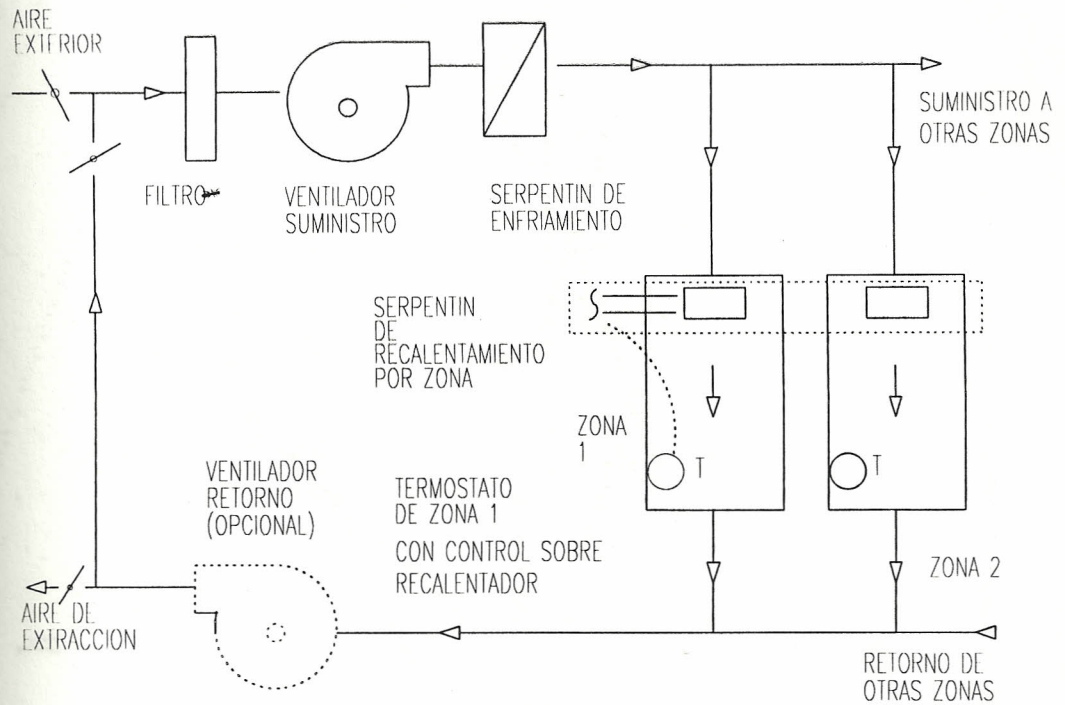
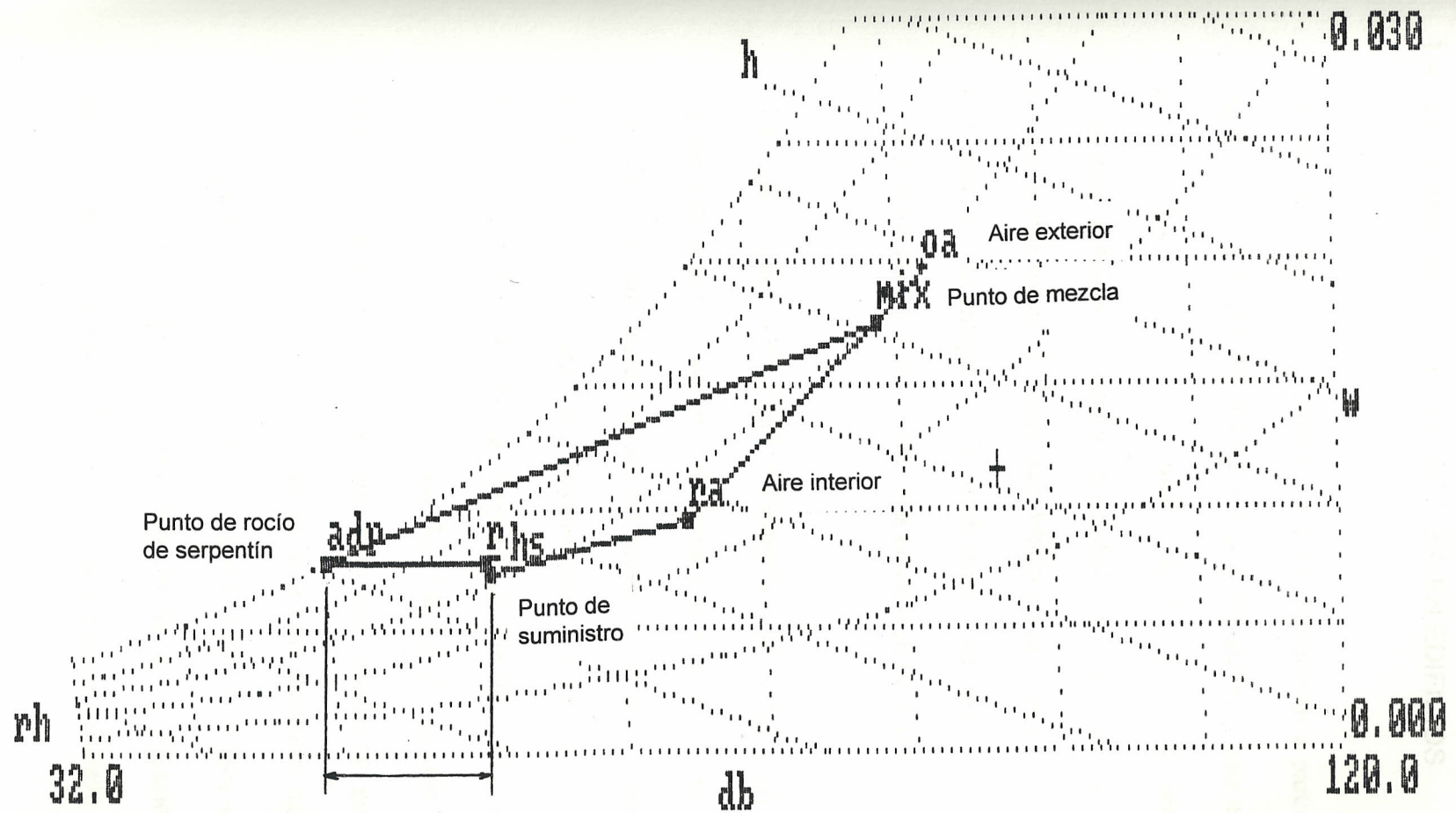


Figura 1-5

Esquema de Funcionamiento de un Sistema de Volumen Constante con  
Recalentamiento

# SISTEMA\_V.C.R



Punto de rocío de serpentín

adp

ps

Punto de suministro

ia

Aire interior

oa

Aire exterior

mix

Punto de mezcla

rh

32.0

db

0.000

120.0

Proceso de recalentamiento

Figura 1.6

Proceso Psicrométrico para un sistema de volumen constante con recalentamiento

#### 1.4 DIAGRAMA DE FLUJO DE ENERGÍA EN EDIFICIOS

El flujo de energía en un edificio se puede representar a partir de la energía ingresando, en forma de electricidad o combustible, y que en los diversos procesos que ocurren en su interior se transforma ya sea en producto terminado, iluminación, confort, seguridad, etc. La salida de este balance de energía es más difícil de determinar debido a que no se cuenta directamente el consumo final de energía. Se lo puede estimar en base al producto final pero no se reflejan las diversas pérdidas que ocurren en los procesos.

El método explicado por Meckler (Referencia 16) consiste en desarrollar una representación gráfica del flujo de energía en el edificio tomando en cuenta toda la energía que fluye a través del mismo y que se va transformando para finalmente ser rechazada a la atmósfera, tierra o agua circundantes al edificio. En la Figura 1.7 se muestra un diagrama de este tipo citado en la referencia anterior y presenta como entrada las fuentes de energía de alto valor, electricidad principalmente, mientras en el lado derecho del gráfico se aprecia energía de bajo valor que se rechaza al medio ambiente, tales como calor rechazado en torres de enfriamiento. Los valores mostrados son producto de un análisis detallado de las instalaciones de una edificación comercial y permiten apreciar el orden de magnitud de la energía utilizada en el edificio y

la energía que se está desperdiciando. Los valores son representativos de un día típico promediado en 24 horas de operación.

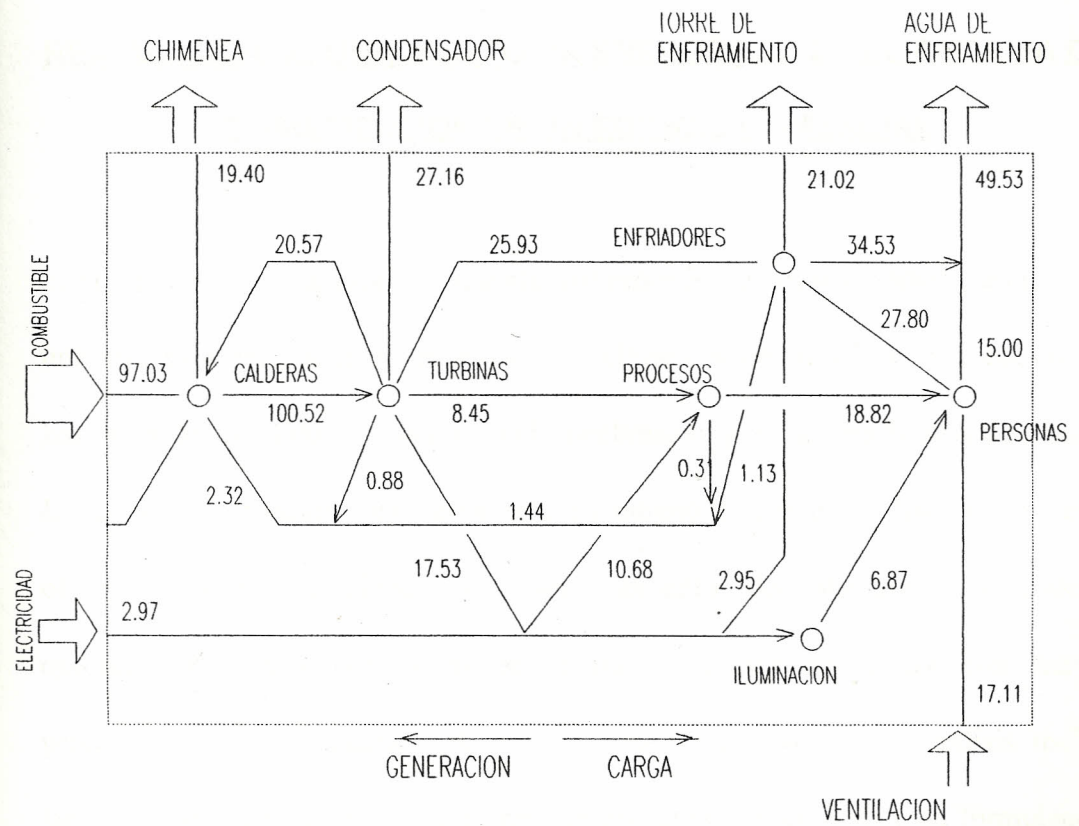


Figura 1.7

Diagrama de Flujo de Energía en un Edificio de Múltiples Propósitos

## CAPITULO II

### REALIZACIÓN DE UNA AUDITORÍA ENERGÉTICA EN EL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DE UN EDIFICIO COMERCIAL

El objetivo de este capítulo es presentar los procedimientos necesarios para realizar una auditoría energética en el sistema de climatización de edificios comerciales. Esta se la ha dividido en una **auditoría preliminar** y en una **auditoría detallada**. La auditoría preliminar es importante en cuanto a que el analista del sistema obtiene una visión global del funcionamiento del sistema y considerar oportunidades de conservación de energía para ser analizadas con mayor profundidad posteriormente. A su vez, puede utilizarse para análisis menos laboriosos o preliminares del consumo de energía en el edificio y en formulación de estrategias de conservación energética, con resultados potenciales únicamente. En cambio, una auditoría detallada conlleva un análisis más profundo del funcionamiento del sistema mecánico de climatización, el planteamiento de medidas de conservación de energía más precisas en cuanto a su alcance y predecir con bastante confiabilidad los resultados que se obtendrían en la instalación al aplicarse las medidas sugeridas.

## 2.1 AUDITORÍA PRELIMINAR

La auditoría preliminar tiene por objeto dar una idea de las oportunidades de conservación que el auditor puede analizar y encontrar como las más factibles de aplicar. A su vez, sus resultados pueden ser utilizados a manera de análisis somero o procedimiento breve de estimación del consumo de energía en la edificación y del ahorro potencial que se podría obtener de aplicarse estrategias de racionalización energética. La inspección, aplicada al sistema de climatización, debe tomar en cuenta aspectos tales como horarios de operación de máquinas y del edificio en general, el tipo de sistema de distribución de aire empleado y condición actual, condiciones climáticas interiores especiales según la actividad. Junto a esto el auditor puede anotar las condiciones internas de iluminación, el grado de utilización de las diversas áreas del edificio y las características físicas del mismo.

## 2.2 AUDITORÍA DETALLADA DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Esta sección describe los principales parámetros que deben observarse o medirse en un sistema mecánico de climatización. Debido a que no existen

sistemas iguales no hay reglas a las cuales ajustarse, más bien, un buen sentido de juicio ingenieril y experiencia son muy importantes para el auditor de energía. Los parámetros medidos pueden servir como referencia durante la introducción de datos a algún programa de cálculo diseñado para estimar el consumo de energía en el edificio debido a la influencia que pueden ejercer sobre los resultados y también a manera de comprobación de los cálculos efectuados por el programa. De esta manera se realiza una convalidación de la estimación efectuada por el programa al comparar las variables de funcionamiento medidas en el sistema en su operación actual con los valores obtenidos en la simulación del mismo sistema. Por lo tanto, al momento de realizar la evaluación de las medidas de conservación de energía se tendrá la certeza de que los datos predichos son confiables.

### 2.2.1 SISTEMA DE AGUA HELADA

#### PARÁMETROS A MEDIRSE EN UNIDADES ENFRIADORAS DE AGUA

Los siguientes parámetros se los recomienda medir cuando la unidad esté operando a la máxima carga estimada, lo cual se debe determinar en la

simulación por computador de la carga térmica en el edificio o se puede estimar de acuerdo a los horarios de funcionamiento del edificio y a la hora de mayor exposición a carga solar. Es conveniente también tomar medidas de corriente y voltaje en el enfriador cuando la carga del edificio es mínima, esto puede ser en primeras horas de la noche, para así tener referencias de su funcionamiento a cargas parcial y mínima. Inclusive, y de ser justificable, se debería monitorear el consumo de energía en estas unidades por un período de tiempo mayor a un día, tal vez durante toda una semana de funcionamiento.

- Tipo de enfriador existente, el cual puede ser reciprocante, centrífugo o de tornillo. A su vez el condensador puede ser enfriado por agua o enfriado por aire. Notar la existencia de dispositivos de recuperación de calor.
- Caudal de agua en el evaporador
- Caudal de agua en el condensador
- Temperaturas de entrada y salida del evaporador y condensador
- Caída de presión de agua en evaporador y condensador
- Medición de corriente y voltaje en el compresor
- Medición de factor de potencia del compresor
- Presiones en evaporador y condensador

- Medición de factor de potencia del compresor
- Presiones en evaporador y condensador
- Tipo de refrigerante utilizado
- Estado de limpieza de las superficies de intercambio de calor
- Verificación de los controles de trabajo y seguridad propios del enfriador

#### PARÁMETROS A MEDIRSE EN UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

- Temperatura bulbo seco y humedad relativa del aire, antes y después del serpentín de enfriamiento a una determinada hora (valor referencial)
- Caudal de aire circulando por el ventilador
- Estado de limpieza de las superficies de intercambio de calor
- Caída de presión en filtros
- Caudal de aire exterior ingresando en la unidad manejadora
- Operación correcta de compuertas de aire exterior y aire de retorno
- Correcto funcionamiento del sistema de controles, incluyéndose operación de las válvulas de control, sean de dos vías o tres vías, sensores de temperatura, humedad, humo, compuertas.

### PARÁMETROS A MEDIRSE EN VENTILADORES Y BOMBAS

- Caída de presión total a través del ventilador
- Caída de presión total a través de la bomba
- Medición del caudal circulando
- Presencia de mecanismo regulador de flujo para sistemas de volumen variable: álabes reguladores de entrada, compuertas de descarga, motor de velocidad variable, poleas variables.
- Medición de corriente y voltaje en el motor
- Medición de velocidad en RPM del eje del ventilador y de la bomba
- Medición del factor de potencia
- Recabar información acerca de eficiencia de la bomba o ventilador, dados en curvas del fabricante, y eficiencia del motor, el cual se encuentra en la placa del mismo o se estima de datos disponibles.

### PARÁMETROS A MEDIRSE EN SISTEMA DE DUCTOS Y

#### TUBERÍAS

- Verificación del estado del aislamiento

- Medición de temperatura bulbo seco y humedad relativa en los ambientes no acondicionados por los que pasan ductos de aire acondicionado o tuberías con agua helada
- Detección de fugas de aire o agua

#### PARÁMETROS A MEDIRSE EN TORRES DE ENFRIAMIENTO O CONDENSADORES EVAPORATIVOS

- Medición de corriente y voltaje en el motor del ventilador
- Verificar presencia y funcionamiento adecuado de control de temperatura del agua a la salida de la torre
- Verificar el cicleaje de los ventiladores de la torre en respuesta a la carga de enfriamiento existente.

#### PARÁMETROS A MEDIRSE EN SISTEMAS AUXILIARES

Estos sistemas pueden ser intercambiadores de calor que aprovechan el aire extraído de un ambiente acondicionado para enfriar aire exterior. En este caso es necesario determinar las características del intercambiador,

esto es, coeficiente global de transferencia de calor, fluidos que intervienen con sus respectivos caudales de operación.

### 2.2.2 SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA

- Medición de corriente y voltaje en el compresor
- Verificación del funcionamiento correcto del sistema de control según valor ajustado en termostato
- Estado de limpieza de las superficies de intercambio de calor, esto es evaporador y condensador
- Inspección del aislamiento en la tubería de succión de refrigerante
- Detección de fugas de refrigerante en el sistema

### 2.2.3 SISTEMA DE UNIDADES AUCONTENIDAS ENFRIADAS POR AGUA

- Medición de corriente y voltaje en el compresor
- Verificación del funcionamiento correcto del sistema de control según valor ajustado en termostato

- Estado de limpieza de las superficies de intercambio de calor, esto es evaporador y condensador
- Verificación de caudal apropiado de agua de enfriamiento en el condensador

### 2.3 INSTRUMENTACIÓN NECESARIA

En la realización de la auditoría energética se deberán medir parámetros ambientales y de operación, tales como, temperaturas, flujos, presiones, contenido de humedad, corriente eléctrica. Para la medición de temperatura (bulbo seco) y humedad relativa se utiliza comúnmente un psicrómetro electrónico, el cual funciona con el principio de la termocupla y posee mayor rapidez y exactitud de lectura que los termómetros de vidrio con mercurio. En medición de presión en tuberías se utilizan los manómetros del tipo Bourdon, pero en mediciones en sistemas de ductos son utilizados transductores para medir presión estática. Las mediciones de corriente y voltaje se las realiza usualmente con un multímetro de gancho.

### CAPITULO III

## METODOLOGÍA PARA ESTIMAR EL CONSUMO DE ENERGÍA ACTUAL DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

La estimación del consumo actual de energía del edificio a analizarse se la realiza en base al cálculo de carga de enfriamiento hora por hora que luego servirá como dato de entrada para el modelaje de consumo de energía de la planta de refrigeración.

### 3.1 CARACTERÍSTICAS DEL CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

La carga de enfriamiento es básicamente la demanda de energía en el edificio en lo que respecta al sistema de climatización y está basada su estimación en los procedimientos descritos en el Handbook of Fundamentals 1985 de ASHRAE. La carga es calculada en una base hora-por-hora para un día típico

de la ciudad de Guayaquil con datos climáticos tomados del programa Carrier E20/TF y toma en cuenta las condiciones solares, las áreas de exposición solar, los horarios de operación de personas, luces, equipos, el caudal de infiltración, el efecto de sombreadores y el retraso de la transferencia de calor por paredes y techos debido a la masa térmica de estos últimos. Se asume temperatura interior constante en el espacio o zona. La carga debida al aire de ventilación se la obtiene en la simulación del serpentín de enfriamiento y las cargas debidas a ganancia de calor por ductos de suministro y/o retorno además del calor generado por el ventilador se las considera como ganancias del sistema de manejo de aire.

### 3.1.1 DIVISIÓN DEL EDIFICIO EN ZONAS

En la hoja electrónica desarrollada específicamente para calcular carga de enfriamiento de un ambiente, se introducen los datos de una o varias zonas del edificio servidas por un mismo sistema de distribución de aire (manejadora). Esto es lo recomendable en cálculos de carga de sistemas existentes de aire acondicionado ya que facilita el ingreso de datos para el archivo que simula el serpentín de enfriamiento de la manejadora. Es obvio que el trabajo de ingresar datos es más fácil para el auditor de

energía, quien encuentra al sistema de aire funcionando, mientras que esto es más difícil en etapas de diseño, cuando el diseñador debe decidir qué áreas van a ser suministradas por la unidad manejadora de aire propuesta.

### 3.1.2 DATOS CLIMÁTICOS UTILIZADOS

Debido a que las condiciones climáticas es el aspecto más influyente al determinar las cargas de enfriamiento y para identificar apropiadamente las cargas esperadas bajo condiciones normales de operación de un sistema de climatización, es importante utilizar datos de temperatura exterior, humedad y radiación solar **promedios**. Esta es la principal diferencia entre un cálculo de carga de enfriamiento para diseño y uno de evaluación energética. Los datos de clima han sido tomados del programa Carrier E20/TF previamente citado, el cual presenta tablas de temperaturas exteriores, bulbo seco y bulbo húmedo, y radiación solar promedias para más de 100 ciudades en todo el mundo. Se define como un día típico al período de 24 horas en el que existen temperaturas, niveles de humedad y condiciones solares promedio. Los datos de la ciudad de Guayaquil han sido tabulados en un archivo de datos del

programa para ser utilizados directamente. En el Anexo se muestran las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo promedio para un día típico en Guayaquil, Ecuador.

### 3.1.3 GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y TECHOS

Existe una diferencia entre la ganancia de calor y la carga de enfriamiento (15). La **ganancia de calor** es la cantidad de calor transferido hacia una zona durante un período de tiempo determinado. Este calor es transferido por convección hacia el aire de la zona, y/o también es transferido por radiación hacia la masa de la zona, en donde es almacenado para luego por convección ser transferido nuevamente al aire de la zona. Todas las ganancias de calor se convierten en carga de enfriamiento siempre y cuando se transfieran instantáneamente al aire de la zona. La **carga de enfriamiento** es la cantidad de calor sensible y latente que debe ser removida del aire de la zona durante un período de tiempo determinado para mantener dicha zona a temperatura y contenido de humedad constantes. A continuación se describe las fórmulas utilizadas para estimar la carga de enfriamiento en paredes y techos exteriores.

$$Q_{w/r} = UA(ETD)(1 - P) \quad (3.1.3.1)$$

donde:

- $Q_{w/r}$  = Carga de enfriamiento de la pared o techo  
 = Coeficiente Global de transferencia de calor (Btu/h-°F-ft<sup>2</sup>)
- $A$  = Area de la pared o techo (ft<sup>2</sup>)
- $ETD$  = Diferencia de temperatura equivalente a través de la pared o techo durante la hora h (°F)  
 =  $(ETD_r)F_c + (T_r - T_z)$
- $ETD_r$  = ETD de pared referencial apropiada para cada mes, hora y orientación
- $F_c$  = Factor de color de la pared o techo: 1 para color oscuro, 0.825 para color medio, 0.65 para color claro
- $T_z$  = Temperatura de control de la zona (°F)
- $T_r$  = Temperatura de referencia en que se basa la ETD = 78 °F

#### 3.1.4 GANANCIA DE CALOR POR VIDRIOS

La carga de enfriamiento por vidrios tiene dos componentes: por conducción y por radiación solar. Se asume que la componente por conducción se convierte en carga de enfriamiento instantáneamente y está dada por la fórmula

$$Q_{g/c} = UA(T_{ext} - T_z) \quad (3.1.4.1)$$

donde:

- $Q_{g/c}$  = Calor por conducción a través del vidrio (Btu/h)  
 = Coeficiente Global de transferencia de calor del vidrio  
 (Btu/h-°F-ft<sup>2</sup>)  
 $A$  = Area de la ventana (ft<sup>2</sup>)  
 $T_{ext}$  = Temperatura exterior de bulbo seco (°F)  
 $T_z$  = Temperatura de control de la zona (°F)

La componente por radiación solar se calcula mediante la fórmula

$$Q_s = SC * SHGF * A * (F_{directa} * (1 - F_s) + F_{difusa}) \quad (3.1.4.2)$$

donde:

- $Q_s$  = Carga de enfriamiento por radiación solar (Btu/h)  
 $SC$  = Coeficiente de sombra o factor de vidrio  
 $A$  = Area de la ventana (ft<sup>2</sup>)  
 $F_{directa}$  = Factor de radiación directa  
 = (transmisividad + (0.6\*absortividad))\*Cos( $\theta$ )  
 $F_s$  = Fracción de área de ventana en la sombra debido a  
 elementos de sombreado externos durante la hora h  
 $F_{difusa}$  = Factor de radiación difusa  
 = 0.5767 + 0.2\*Cos( $\theta$ )  
 $\theta$  = Angulo solar de incidencia en la hora h

Se asume que la ganancia de calor por radiación solar se convierte en carga de enfriamiento instantáneamente, siendo esto una aproximación

debido a que realmente existe un retraso en la entrega de calor al aire de la zona por el efecto de almacenamiento y disipación lenta en la masa térmica de cada zona. En el Anexo se describe el método para encontrar el ángulo de incidencia y la fracción de ventana en la sombra.

### 3.1.5 GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS, LUCES, EQUIPOS E INFILTRACIONES

La ganancia de calor se la expresa en forma general como

$$Q_{sensible} = Q_{interna} * CLF * F_{uso} \quad (3.1.5.1)$$

$$Q_{latente} = Q_{interna} * CLF * F_{uso} \quad (3.1.5.2)$$

donde

- $Q_{sensible}$  = Ganancia de calor sensible debida a personas, luces y equipos a la hora  $h$  (Btu/h)
- $Q_{latente}$  = Ganancia de calor latente debida a personas y equipos a la hora  $h$  (Btu/h)
- $Q_{interna}$  = Carga total nominal sensible o latente, en BTU/h de personas, luces y equipos
- $CLF$  = Factor de carga de enfriamiento utilizado según el número de horas en que la carga está actuando sobre el aire de la zona. Se utiliza 1 si el sistema de climatización no opera 24 horas.

$F_{uso}$  = Porcentaje de la carga interna nominal que está en uso durante la hora h

La ganancia de calor por infiltración se calcula con las fórmulas

$$Q_{sensible} = 1.1 * CFM * (T_{ext} - T_z) \quad (3.1.5.3)$$

$$Q_{latente} = 4840 * CFM * (w_{ext} - w_z) \quad (3.1.5.4)$$

donde

$Q_{sensible}$  = Ganancia de calor sensible por aire de infiltración a la hora h (Btu/h)

$Q_{latente}$  = Ganancia de calor latente por aire de infiltración a la hora h (Btu/h)

$CFM$  = Flujo de aire exterior que se infiltra a la zona (ft<sup>3</sup>/min)

$T_{ext}$  = Temperatura exterior de bulbo seco (°F)

$T_z$  = Temperatura de control de la zona (°F)

$w_{ext}$  = Razón de humedad exterior a la hora h (lbm<sub>v</sub>/lbm<sub>as</sub>)

$w_z$  = Razón de humedad en la zona (lbm<sub>v</sub>/lbm<sub>as</sub>)

La ganancia de calor por infiltración se convierte inmediatamente en carga de enfriamiento. En cambio, para luces, personas y equipos, existe un retraso en la conversión de ganancia a carga de enfriamiento pero este efecto se corrige mediante el uso apropiado del factor de carga de

enfriamiento CLF. Esto se describe más detalladamente en el capítulo 26 del ASHRAE Handbook of Fundamentals.

### 3.1.6 GANANCIA DE CALOR POR DUCTOS Y VENTILADORES

El efecto de estas ganancias de calor no se cuentan directamente en la carga de enfriamiento de la zona, mas bien se refleja en la simulación del sistema de manejo de aire. Estas cargas se las estima mediante la siguiente fórmula:

$$Q_{sd} = U * P * I \left[ \frac{2.165 * A * V}{(2.165 * A * V) + U * P * I} \right] (T_{\infty} - T_{sum}) \quad (3.1.6.1)$$

donde

- $Q_{sd}$  = Ganancia de calor en el ducto de suministro (Btu/h)
- $U$  = Coeficiente global de transferencia de calor para el ducto (Btu/h-°F-ft<sup>2</sup>)
- $P$  = Perímetro del ducto (ft)
- $I$  = Longitud del ducto (ft)
- $A$  = Area del ducto (ft<sup>2</sup>)
- $V$  = Velocidad del aire en el ducto (ft/min)
- $T_{\infty}$  = Temperatura del medio que rodea al ducto (°F)
- $T_{sum}$  = Temperatura del aire de suministro (°F)

El efecto del calor que entrega el ventilador, si está ubicado en la corriente de aire, se cuantifica mediante la expresión

$$Q_{fan} = 2545 * BHP_{fan} \quad (3.1.6.2)$$

donde

$$Q_{fan} = \text{Ganancia de calor debida al ventilador (Btu/h)}$$

$$BHP_{fan} = \text{Potencia al freno del ventilador (hp)}$$

### 3.1.7 GANANCIA DE CALOR POR AIRE DE VENTILACIÓN

La introducción de aire exterior se realiza por lo general en la unidad de manejo de aire, por lo que las cargas sensible y latente del flujo de aire externo se cuentan como carga en el serpentín de enfriamiento y no como cargas de zona. Dichas cargas se calculan con las siguientes expresiones:

$$Q_{vsensible} = 1.1 * CFM * (T_{ext} - T_z) \quad (3.1.7.1)$$

$$Q_{vlatente} = 4840 * CFM * (w_{ext} - w_z) \quad (3.1.7.2)$$

donde el significado es el mismo que en las ecuaciones 3.1.5.3 y 3.1.5.4 y el caudal de aire exterior se expresa en  $\text{ft}^3/\text{min}$ .

### 3.1.8 GANANCIA DE CALOR POR MISCELÁNEOS

Este rubro incluye principalmente la ganancia de calor por apagar y encender el sistema de climatización a horas determinadas. El efecto del aumento de temperatura en la zona durante el período no ocupado produce una carga adicional al encender el sistema, por lo que se la debe estimar utilizando las siguientes expresiones

$$q_{\text{stored}} = 0.05 * BW * 0.2 * (T_{zno} - T_z) \quad (3.1.8.1)$$

$$Q_{\text{pulldown}} = q_{\text{stored}} \left[ e^{-4.6052(h-ho-1/hop)} - e^{-4.6052(h-ho/hop)} \right] \quad (3.1.8.2)$$

donde

- $q_{\text{stored}}$  = Calor almacenado en la masa de la zona durante el período no ocupado (Btu/h)
- $Q_{\text{pulldown}}$  = Carga de enfriamiento a la hora  $h$  debida a no funcionamiento del sistema (Btu/h)
- $BW$  = Peso del edificio (lb)
- $T_{zno}$  = Temperatura de la zona al final del período no ocupado (°F)
- $T_z$  = Temperatura de control de la zona (°F)
- $ho$  = Hora de inicio de operación del sistema

*hop* = Número de horas de operación del sistema

### 3.2 PROCESOS PSICROMÉTRICOS UTILIZADOS EN EL CÁLCULO DE CARGA

Debido a que el confort depende de la humedad así como de la temperatura del aire, y debido a que cambios en la humedad involucran procesos de evaporación y condensación, el estudio de la humedad y su control es necesario al tratar conservación energética en climatización. En esta tesis se da importancia a la carta psicrométrica en cuanto a obtener los puntos de estado necesarios para evaluar la energía que se utiliza en lograr el confort de una zona. A continuación se presenta en la figura 3.1 los procesos reales que ocurren en un sistema de climatización esquematizados en una carta psicrométrica.

AIRE\_ACONDICIONADO

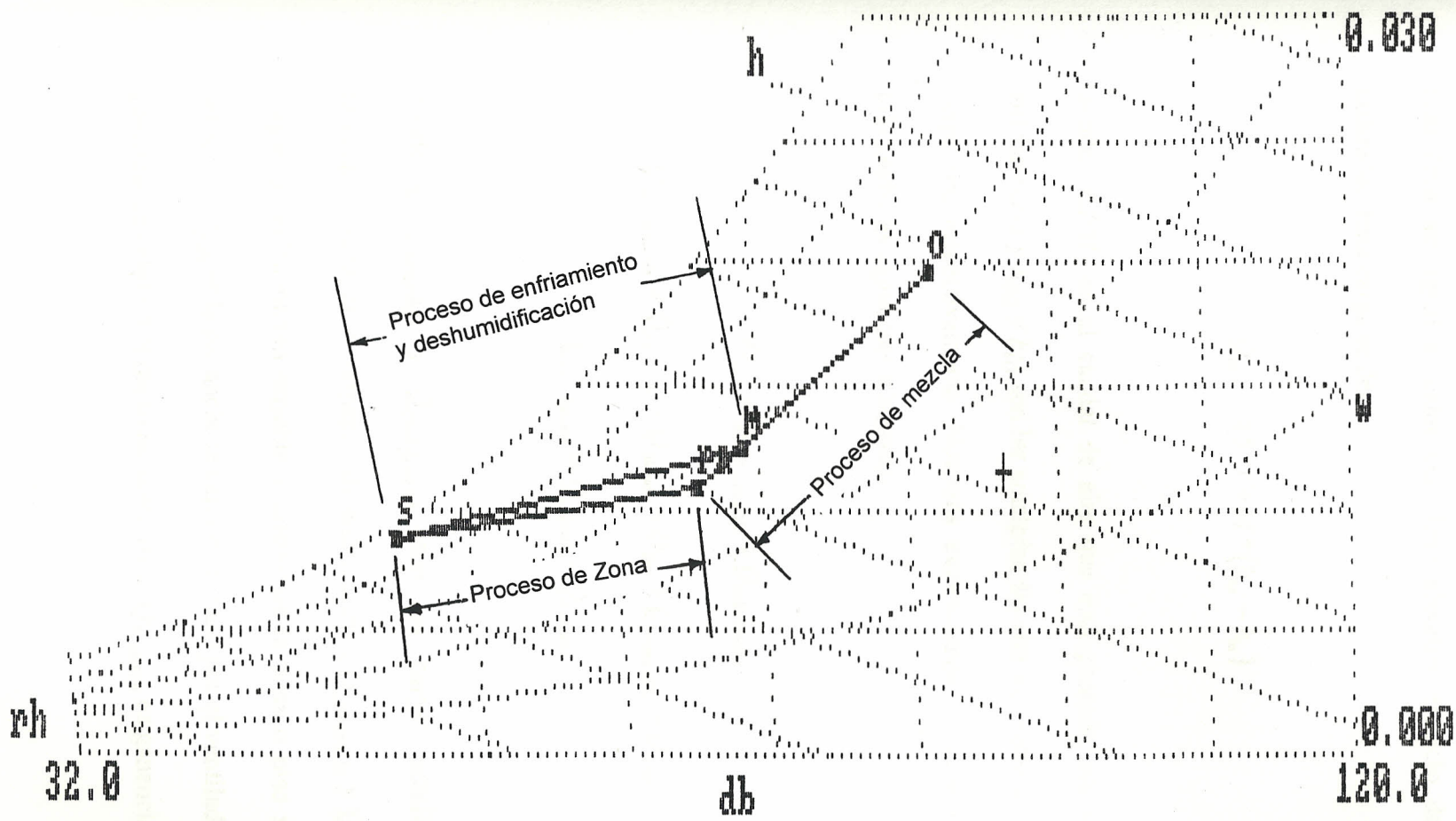


Figura 3.1

Proceso Psicrométrico de Acondicionamiento de Aire

El objetivo es determinar la carga térmica en el serpentín de enfriamiento, la cual debe ser igual al calor que debe absorber el ciclo de refrigeración utilizado. Esta carga se define

$$Q_{coil} = 4.5 * CFM * (h_{ea} - h_{la}) \quad (3.2.1)$$

donde  $CFM$  es el caudal de aire que está pasando por el serpentín de enfriamiento y  $h_{ea}$  y  $h_{la}$  son las entalpías del aire a la entrada y a la salida del serpentín, respectivamente. Nosotros evaluaremos la carga en el serpentín utilizando las siguientes relaciones

$$Q_{coil} = Q_{coil-sensible} + Q_{coil-latente} \quad (3.2.2)$$

$$Q_{coil-sensible} = Q_{z-sensible} + Q_{plenum} + Q_{fan} + Q_{v-sensible} + Q_{ducto} \quad (3.2.3)$$

$$Q_{coil-latente} = Q_{z-latente} + Q_{v-latente} \quad (3.2.4)$$

donde  $Q_{coil-sensible}$  y  $Q_{coil-latente}$  son las cargas sensible y latente, respectivamente, en el serpentín de enfriamiento,  $Q_{z-sensible}$  y  $Q_{z-latente}$  son las cargas de enfriamiento sensible y latente de la zona o piso servidos por el serpentín,  $Q_{fan}$  es la ganancia de calor entregado por el ventilador,  $Q_{ducto}$  es la ganancia de calor en el ducto de suministro,  $Q_{plenum}$  es ganancia de calor en el

plenum o ducto de retorno y  $Q_{v-sensible}$  y  $Q_{v-latente}$  son las cargas sensible y latente debidas al aire de ventilación introducido al sistema. La ecuación 3.2.2 es aproximada a la ecuación 3.2.1 y es utilizada en la simulación de la carga de refrigeración del serpentín.

### 3.3 CONSUMO DE ENERGÍA SEGÚN LAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

Para simular el consumo de energía en los componentes del sistema de climatización es necesario utilizar valores suministrados por el fabricante en condiciones de carga parcial y a las condiciones para las cuales fueron dimensionados. El método utilizado en esta tesis requiere como datos de entrada los valores nominales de diseño de un equipo, los cuales sirven para modelar su comportamiento a carga parcial. Es importante señalar que la simulación que se realiza es en estado estable debido a que en un análisis energético de esta clase se asume que no existen cambios en las variables operativas con respecto al tiempo.

#### 3.3.1 CONSUMO DE ENFRIADORES DE AGUA

La simulación del consumo de los enfriadores de agua se la ha realizado tomando en cuenta las características a carga parcial suministradas por el fabricante. Para los dos tipos más utilizados de enfriadores utilizados en edificios comerciales en nuestro medio, los reciprocantes, enfriados por aire o por agua, y los centrífugos, enfriados usualmente con agua, se ha desarrollado en esta tesis un método diferente debido a que los datos de los fabricantes consultados no guardan el mismo formato. Para un enfriador recíprocante enfriado por agua se tiene a menudo las características presentadas en la Tabla 3-1:

TABLA 3-1  
CARACTERÍSTICAS DE DESEMPEÑO DE UN ENFRIADOR  
RECÍPROCANTE ENFRIADO POR AGUA

TEMPERATURA AGUA INGRESANDO AL CONDENSADOR (°F)

TCHS	75 (°F)		80 (°F)		85 (°F)		90 (°F)	
(°F)	TONS	KW	TONS	KW	TONS	KW	TONS	KW
42	22.0	18.1	21.3	18.5	20.6	19.1	19.9	19.7
44	22.9	18.2	22.3	18.8	21.4	19.4	20.6	20.1
45	23.3	18.3	22.7	18.9	21.8	19.5	21.0	20.2
46	23.7	18.4	23.1	19.1	22.3	19.7	21.4	20.3

TCHS = Temperatura de salida del agua del evaporador

Tomado de la referencia 13

El procedimiento para simular este tipo de enfriador ha sido tomado de la referencia 1 y consiste en desarrollar una ecuación para la carga de refrigeración  $Q_{evap}$  en términos de la temperatura de evaporación y de la temperatura de condensación, y una segunda ecuación para el trabajo desarrollado por el compresor  $P_{comp}$  en términos de las temperaturas anteriores. Esto es:

$$Q_{evap} = f_1(T_{EVAP}, T_{COND}) \quad (3.3.3.1)$$

$$P_{comp} = f_2(T_{EVAP}, T_{COND}) \quad (3.3.3.2)$$

Las funciones que dependen de dos variables independientes se las puede modelar matemáticamente, utilizando las variables de las ecuaciones 3.3.3.1 y 3.3.3.2, con una ecuación del tipo

$$Q_{evap} = c_1 + c_2 T_{EVAP} + c_3 T_{EVAP}^2 + c_4 T_{COND} + c_5 T_{COND}^2 + c_6 T_{EVAP} T_{COND} + c_7 T_{EVAP}^2 T_{COND} + c_8 T_{EVAP} T_{COND}^2 + c_9 T_{EVAP}^2 T_{COND}^2 \quad (3.3.3.3)$$

Conocidos nueve puntos de funcionamiento de la unidad se puede obtener los coeficientes  $c_1$  a  $c_9$ . Igual ecuación se formula para la

potencia eléctrica. El problema se reduce a encontrar un valor para las temperaturas de evaporación y condensación por lo que se hace necesario evaluar el desempeño de los intercambiadores de calor del enfriador. Conociéndose el caudal de agua circulando, la carga en el enfriador a la hora  $h$  obtenida del cálculo de carga en los serpentines y el producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área de los intercambiadores  $UA_{evap}$  y  $UA_{cond}$ , y realizando un balance de energía global en los mismos se obtiene

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} C_p (T_{chwr} - T_{chws}) \quad (3.3.3.4)$$

$$Q_{cond} = \dot{m}_{cond} C_p (T_{condin} - T_{condout}) \quad (3.3.3.5)$$

$$Q_{evap} = (UA)_{evap} \Delta T_{evap} \quad (3.3.3.6)$$

$$Q_{cond} = (UA)_{cond} \Delta T_{cond} \quad (3.3.3.7)$$

$$\Delta T_{evap} = \frac{T_{chws} - T_{chwr}}{\ln \frac{T_{chws} - T_{evap}}{T_{chwr} - T_{evap}}} \quad (3.3.3.8)$$

$$\Delta T_{cond} = \frac{T_{condout} - T_{condin}}{\ln \frac{T_{condout} - T_{cond}}{T_{condin} - T_{cond}}} \quad (3.3.3.9)$$

$$\frac{W_c}{P_{pc}} = e_1 \frac{Q_{evap}}{Q_{nom}} \quad (3.3.3.10)$$

$$Q_{cond} = W_c + Q_{evap} \quad (3.3.3.11)$$

De este sistema de ecuaciones, se obtiene el valor del consumo de energía, para determinada carga de refrigeración, de la unidad enfriadora de agua. Los valores de las constantes  $c_1$  a  $c_9$  y de  $e_1$  se obtienen del catálogo de la máquina.

### 3.3.2 CONSUMO DE VENTILADORES, BOMBAS, TORRES DE ENFRIAMIENTO

El consumo de energía en los ventiladores, bombas y torres de enfriamiento es aproximadamente constante en numerosas aplicaciones, pero si trabajan con algún método de control a carga parcial se debe contar su efecto en el cálculo global de consumo energético.

En el programa diseñado en este trabajo se pide como dato de entrada algún método de control según la carga. Para ventiladores a volumen

constante se calcula la potencia al freno de acuerdo a la siguiente expresión

$$BHP_{fan} = \frac{CFM * FTP}{6343 \eta_T} \quad (3.3.2.1)$$

donde  $FTP$  es la presión total del ventilador en in. wg.,  $CFM$  es el caudal de aire movido en  $ft^3/min$ , y  $\eta_T$  es la eficiencia total del ventilador. La potencia eléctrica requerida por el motor está dada por

$$HP_{motor} = \frac{BHP_{fan}}{\eta_{motor}} \quad (3.3.2.2)$$

donde  $\eta_{motor}$  es la eficiencia del motor, usualmente un dato de placa.

Relaciones similares para una bomba centrífuga son

$$BHP_{bomba} = \frac{GPM * H * (sp. gr.)}{3960 \eta_T} \quad (3.3.2.3)$$

$$HP_{motor} = \frac{BHP_{bomba}}{\eta_{motor}} \quad (3.3.2.4)$$

donde  $GPM$  es la capacidad o caudal de la bomba en galones/min,  $H$  es la carga o cabezal total en ft.,  $sp.gr.$  es gravedad específica del fluido y  $\eta_T$  y  $\eta_{motor}$  son las eficiencias de la bomba y del motor, respectivamente. Es necesario puntualizar que la eficiencia de los motores varía de acuerdo a la carga que tienen que vencer, existiendo rangos de carga en los que se comportan muy ineficientemente. En esta tesis se han considerado las eficiencias de los motores de bombas o ventiladores como constantes, aunque en un cálculo más detallado se debe considerar dicho comportamiento, debido a la variación con el torque y la velocidad del motor. Se incluyen datos de eficiencias típicas de motores estándar y motores de alta eficiencia, presentados en la Tabla 3-2. También es necesario considerar la eficiencia de los impulsores del ventilador, es decir, el conjunto poleas y bandas de transmisión entre el eje del motor y el eje del ventilador. La referencia 2 recomienda utilizar un valor de 97% para la eficiencia de impulsores, cuando no se conoce este valor.

El consumo de energía en la torre de enfriamiento se lo obtiene mediante la siguiente expresión, la cual es función del calor rechazado

$$BHP_{ie} = BHP_{nominal} (a + bPLR + cPLR^2) \quad (3.3.2.5)$$

donde  $BHP_{nominal}$  es la potencia nominal de la torre,  $PLR$  es la razón a carga parcial, definida como  $Q_{actual}/Q_{nominal}$ , y,  $a$ ,  $b$  y  $c$  son coeficientes obtenidos de un ajuste a la curva del equipo suministrado por el fabricante. El caso más simple es cuando  $a = c = 0$  y  $b = 1$ , que representa una condición de temperatura de salida del agua sin ningún método de control en el o los ventiladores de la torre.

En el caso de ventiladores o bombas centrífugas trabajando a volumen variable, la potencia requerida para accionar dichos componentes se obtiene mediante una expresión similar a la fórmula 3.3.2.5, esto es

$$BHP_{fan} = BHP_{nominal} (a + bPLR + cPLR^2 + dPLR^3) \quad (3.3.2.6)$$

$$BHP_{bomba} = BHP_{nominal} (a + bPLR + cPLR^2 + dPLR^3) \quad (3.3.2.7)$$

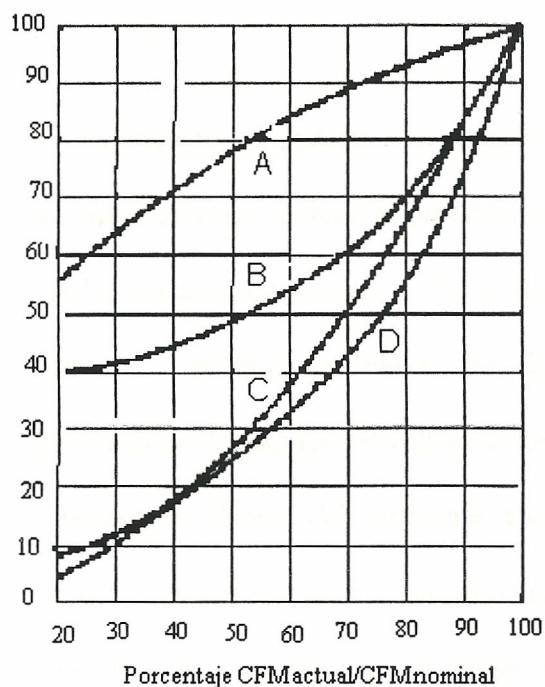
Los valores de  $a$ ,  $b$  y  $c$  para los ventiladores se los obtiene de un ajuste de curva a partir de la Figura 3.2, la cual representa la potencia requerida en algunos métodos de control a carga parcial, y están tabulados en la Tabla 3-3. El valor de  $PLR$  se lo obtiene de  $CFM_{actual}/CFM_{nominal}$

donde  $CFM_{actual}$  es el caudal manejado por el ventilador, de acuerdo a la carga de enfriamiento en las zonas del edificio a las que sirve.

TABLA 3-2  
EFICIENCIAS TÍPICAS DE MOTORES ELÉCTRICOS  
(PORCENTAJES)

POTENCIA DE PLACA (HP)	MOTOR ESTANDAR	MOTOR DE ALTA EFICIENCIA
½	60	-
¾	72	-
1	75	82.5
1 ½	77	84.0
2	79	84.0
3	81	86.5
5	82	87.5
7 ½	84	88.5
10	85	89.5
15	86	91.0
20	87	91.0
25	88	91.7
30	89	92.4
40	89	93.0
50	89	93.0
60	89	93.6
75	90	94.1
100	90	94.1
125	90	94.5
Mayores a 150	91	95

Tomado de la Referencia 2



Tipos de Control de Potencia de Ventiladores a Cargas Parciales:

A: Compuertas de Descarga

B: Alabes guía de entrada

C: Motor de Velocidad Variable

D: Control de Inclinación de Alabes de Ventilador

Figura 3.2

Porcentaje de Potencia requerida por diversos Métodos de Control de Volumen de Aire Variable En función de la Razón de Carga Parcial (Ref. 11)

TABLA 3-3

COEFICIENTES A UTILIZARSE EN LA ECUACION 3.3.2.6 OBTENIDOS DE LA FIGURA 3.2 PARA SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE

METODO VAV	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
Compuertas de Descarga	0.45	0.6333	0.125	-0.2083
Alabes de entrada	0.30	0.5333	-0.875	1.0416
Motor de Velocidad Variable	0.35	-1.6	3.5	-1.25
Control de Inclinación de álabes de ventilador	-0.40	2.5666	-3.875	2.7083

### 3.3.3 CONSUMO DE UNIDADES DE EXPANSIÓN DIRECTA

La simulación del consumo de energía en unidades de expansión directa se puede efectuar en base al procedimiento descrito en la referencia 6, el cual consiste de cuatro pasos. Sin embargo, se describe el procedimiento más corto para encontrar el consumo de energía en base al coeficiente de performance del equipo de refrigeración utilizado según las condiciones ambientales dentro del ambiente climatizado y en el exterior. Esto debido a que se obtienen resultados aproximados a los obtenidos con el método más laborioso, tratándose de estimaciones de consumo de energía. La potencia del compresor se obtiene mediante la expresión

$$P_{\text{compresor}} = Q_{\text{evap}} / EER \quad (3.3.3.1)$$

donde  $EER$  es la razón de eficiencia energética,  $Q_{\text{evap}}$  es la carga de enfriamiento obtenida en el ambiente climatizado, y,  $P_{\text{comp}}$  es la potencia requerida por el compresor, para satisfacer la carga de enfriamiento.

La cantidad  $EER$  se la estima con los datos del fabricante. Observando la Tabla 3-4 se observa que esta cantidad depende de la temperatura de bulbo húmedo en la entrada al serpentín y de la temperatura exterior. En

sistemas en que no se introduce aire exterior, se puede asumir que la temperatura de bulbo húmedo es constante, y es la que corresponde con las condiciones deseadas en el ambiente, por ejemplo, a 75 °F y 55% HR se obtiene 63.9 °F de bulbo húmedo, a nivel del mar. Si se mezcla aire exterior con el aire de retorno, la temperatura de la mezcla variará de acuerdo a las condiciones del aire exterior a lo largo del día y será necesario determinar la temperatura de bulbo húmedo en una base hora por hora.

TABLA 3-4  
 CARACTERISTICAS DE DESEMPEÑO DE UNIDAD  
 CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE  
 COMPRESOR A BAJA VELOCIDAD  
 TEMPERATURA AMBIENTE (°F)

TBHE (°F)	85 (°F)			95 (°F)		
	BTUh	KW	EER	BTUh	KW	EER
63	83,500	5.75	14.52	79,700	6.21	12.83
67	84,700	5.79	14.63	80,300	6.23	12.89
71	89,200	5.93	15.04	84,600	6.37	13.28

COMPRESOR A ALTA VELOCIDAD  
 TEMPERATURA AMBIENTE (°F)

TBHE (°F)	95 (°F)			105 (°F)		
	BTUh	KW	EER	BTUh	KW	EER
63	119,300	12.19	9.79	113,500	12.96	8.76
67	126,800	12.62	10.05	120,300	13.40	8.98
71	135,500	13.10	10.34	128,700	13.90	9.26

Tomado de la referencia 12: HS 17 Condensing Units Catalog / 1988 Lennox Industries Inc., Dallas, Texas, USA.

TBHE: temperatura de bulbo húmedo del aire entrando al serpentín de enfriamiento.

### 3.3.4 CONSUMO DE UNIDADES AUTOCONTENIDAS ENFRIADAS POR AGUA

El consumo de energía para estas unidades se obtiene de manera análoga con las unidades de expansión directa enfriadas por aire, variando en este caso la temperatura de entrada al condensador que corresponde a la del agua proveniente de una torre de enfriamiento.

TABLA 3-5  
CARACTERISTICAS DE DESEMPEÑO DE UNIDAD  
AUTOCONTENIDA ENFRIADA POR AGUA

TEMPERATURA AGUA DE  
ENTRADA AL CONDENSADOR (°F)

TBHE (°F)	85 (°F)			105 (°F)		
	BTUh	KW	EER	BTUh	KW	EER
63	111,400	9.63	11.6	91,345	10.92	8.4
67	117,290	9.83	11.9	96,150	11.14	8.6
71	125,500	10.12	12.4	102,880	11.47	9.0

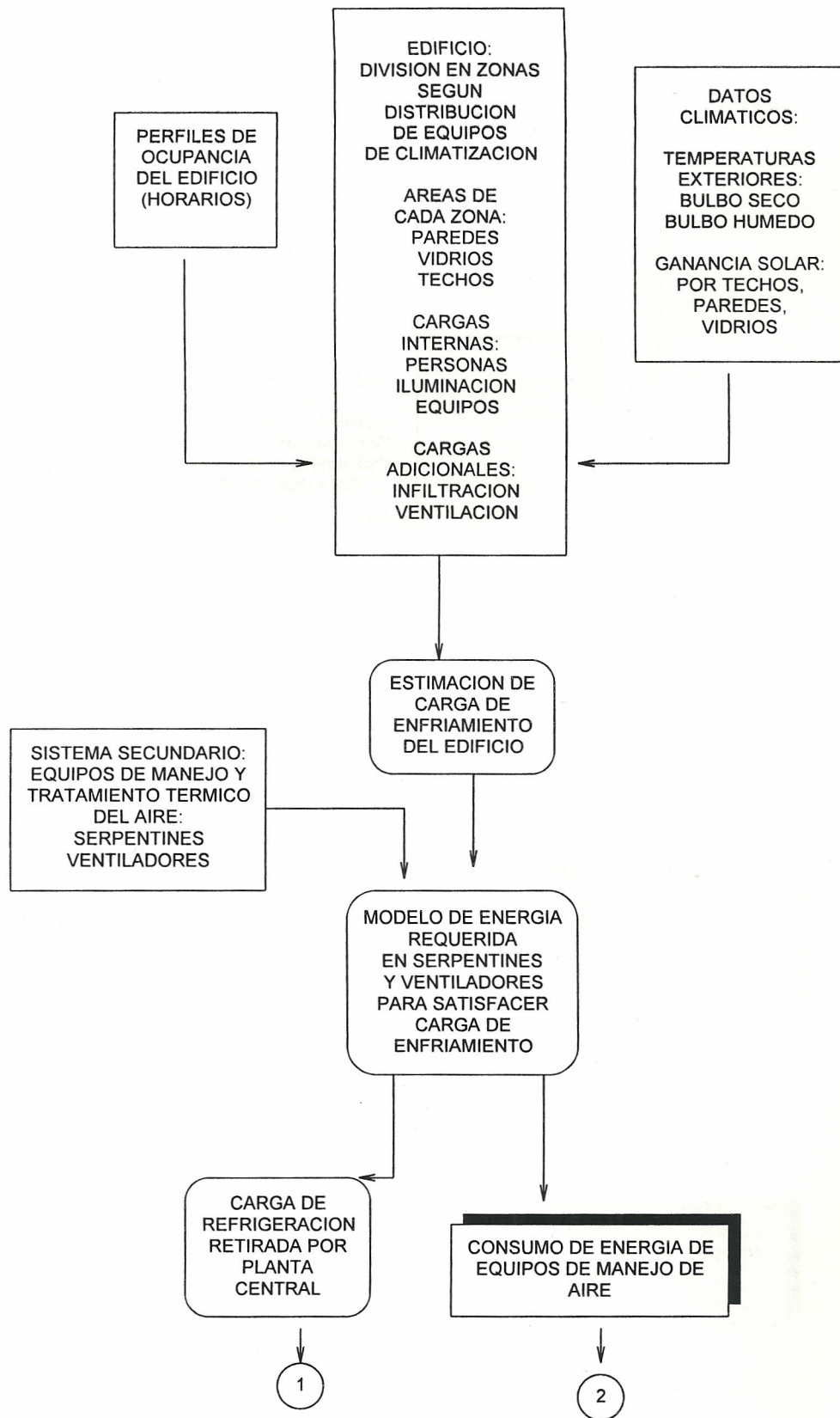
Tomado de la referencia 21: Water Source Heat Pumps WSHP-DS-1 Catalog / 1994  
The Trane Company, La Crosse, Wisconsin, U.S.A.

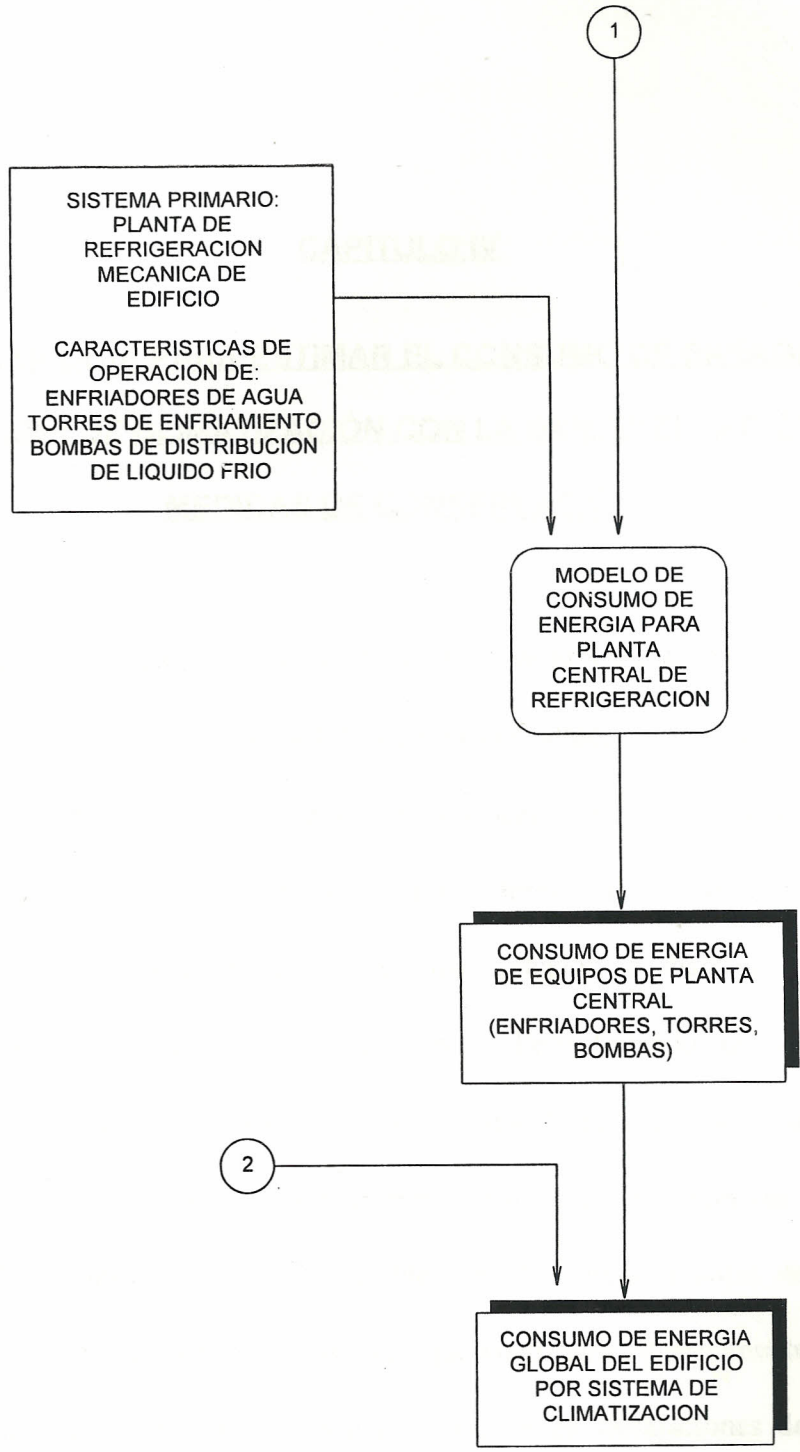
TBHE: temperatura de bulbo húmedo del aire entrando al serpentín de enfriamiento.

### 3.3.5 MODELAJE DEL CONSUMO DE ENERGIA GLOBAL

Una vez calculados los consumos de energía de las unidades climatizadoras del edificio se procede a la suma de los mismos, que contendrá el consumo actual y sobre el cual se van a basar los ahorros potenciales al evaluar las medidas de conservación de energía.

A continuación se muestra un algoritmo general del procedimiento utilizado para estimar el consumo de energía en los programas diseñados para esta tesis.





**CAPITULO IV**

**METODOLOGÍA PARA ESTIMAR EL CONSUMO DE ENERGÍA DEL**  
**SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CON LA IMPLEMENTACIÓN DE**  
**MEDIDAS DE CONSERVACIÓN**

Una vez obtenido el consumo actual del edificio se procede a aplicar las medidas de conservación sugeridas por la bibliografía consultada. Es importante indicar que la mayoría de estas medidas se refieren a aspectos relacionados con el edificio, tales como provisión de elementos sombreadores en ventanas, implementar aislamiento y superficies reflectivas en los techados, o disminuir el vatiage instalado de luminarias, por citar algunas. Pero tratando de conservación energética, estrictamente hablando, en un sistema de climatización central de un edificio, las medidas que reportan mayores beneficios son aquellas en que se realizan alteraciones o mejoras apreciables en el sistema, muchas de ellas con cantidades importantes de inversión, pero que analizadas correctamente serían las más aconsejables de poner en práctica, al menos en instalaciones donde se ha comprobado que el consumo de energía por climatización es muy alto, o incluso

prohibitivo. A lo anterior se une el hecho de que ninguna instalación tiene otra parecida, por lo que las medidas a implementarse o analizarse deben ajustarse exactamente a las condiciones reales del problema presentado.

El cálculo de la carga de enfriamiento se lo realiza nuevamente según el procedimiento descrito en el Capítulo 3 pero haciéndose las variaciones correspondientes, ya sea en el aspecto físico del edificio como en los aspectos operacionales del sistema de climatización existente. Los consumos de energía de los equipos principales se recalculan para posteriormente realizar la comparación con el sistema original, siendo la diferencia el ahorro obtenido.

En este trabajo se tratará principalmente en la aplicación de medidas de conservación alterando el sistema de climatización mediante el uso de dispositivos tales como recuperadores de calor o intercambiadores, o en una mejor formulación de los esquemas de funcionamiento del sistema.

#### 4.1 MEDIDAS DE CONSERVACIÓN REFERENTES A LOS COMPONENTES DEL EDIFICIO

A continuación se discuten las medidas de conservación energéticas referentes al edificio en sí y a la influencia de otros sistemas existentes en el consumo de energía global. Estas medidas han sido tomadas de la referencia 22 habiendo sido tratadas muchas de ellas en otros trabajos de investigación (Referencias 10 y 17). Por lo tanto, en este trabajo, se las describirá brevemente.

#### 4.1.1 MEDIDAS REFERENTES A PAREDES Y TECHOS

*Utilizar aislamiento en paredes, tumbados y techos.*- la implementación de aislamiento, especialmente en paredes y techos externos, o en particiones contiguas a cuartos de calderos, cocinas, tiene por objetivo crear mayor resistencia a la transferencia de calor desde el ambiente exterior o no acondicionado. Esta influencia se refleja en el coeficiente global de transferencia de calor  $U$  definido en el cálculo de la ganancia por paredes. Esta medida no se practica en nuestro medio debido a estar dirigida, principalmente, a reducir las cargas de calefacción necesarias en países con climas fríos.

*Usar colores claros en las paredes y techos exteriores.*- el factor de color utilizado para corregir la diferencia de temperatura equivalente en la ecuación 3.1.3.1 es el que influye en la ganancia de calor y está

relacionado con la absorptividad de la superficie exterior. A continuación se presentan algunos valores de la absorptividad superficial para colores utilizados en construcción (Tabla 4-1).

#### 4.1.2 MEDIDAS REFERENTES A VIDRIOS

Las principales medidas de conservación referentes a vidrios consisten bloquear la radiación solar que reciben durante el día mediante elementos sombreadores o con cortinas, persianas o venecianas. Otra medida consiste en aplicar recubrimientos antisolar en el vidrio para reducir la ganancia solar. Usualmente la aplicación de estas medidas se logra mediante consenso entre los usuarios y el auditor de energía debido a que los niveles de iluminación natural disminuyen y se deben compensar con iluminación artificial.

El coeficiente de sombreado (SC) es el que determina mayor o menor ganancia de calor hacia el ambiente y se define como la razón de ganancia de calor actual de cualquier tipo de vidrio sobre la ganancia de calor (bajo las mismas condiciones solares) de un vidrio referencial, el cual es de tipo claro, sin sombreadores, doble resistencia y con transmisividad de 0.87, absorptividad 0.05 y reflectividad 0.08. La Tabla

4-2 muestra el valor del coeficiente de sombreado para diversas combinaciones de elementos sombreadores con vidrios de distintas clases.

TABLA 4-1  
VALORES DE ABSORTIVIDAD SUPERFICIAL PARA  
DIVERSOS COLORES UTILIZADOS EN CONSTRUCCION

PINTURA	ABSORTIVIDAD
Negro	0.98
Café oscuro	0.88
Café medio	0.84
Café claro	0.80
Gris oscuro	0.91
Gris claro	0.75
Rojo	0.74
Blanco	0.25

Tomado de Referencia 23

TABLA 4-2  
 COEFICIENTES DE SOMBREADO - SC - PARA VIDRIOS DE  
 PANEL SIMPLE Y DOBLE

Tipo de Vidrio	Espesor Nominal		Transmividad Solar	Coeficiente exterior de convección: $h_o = 4.0$ Btu/hft <sup>2</sup> °F y $h_o = 3.0$	
	in.	mm.			
<b>Vidrio Simple</b>					
Claro	1/8	3.2	0.84	1	1
	1/4	6.4	0.78	0.94	0.95
	3/8	9.5	0.72	0.90	0.92
	1/2	12.7	0.67	0.87	0.88
Absorbente de Calor	1/8	3.2	0.64	0.83	0.85
	1/4	6.4	0.46	0.69	0.73
	3/8	9.5	0.33	0.60	0.64
	1/2	12.7	0.24	0.53	0.58
<b>Vidrio Doble</b>					
Claro en ambos lados	1/8	3.2	0.71	0.88	0.88
	1/4	6.4	0.61	0.81	0.82
Absorbente de Calor afuera, Claro dentro	1/4	6.4	0.36	0.55	0.58

Tomado de la Referencia 3

#### 4.1.3 MEDIDAS REFERENTES A INFILTRACIÓN

La infiltración es el flujo incontrolado de aire en las aberturas del perímetro del edificio causado por diferencias de presión a través de dichas aberturas. La principal medida consiste en rellenar o sellar las aberturas o hendiduras por donde ingresa aire exterior. Se considera también el reemplazo de ventanas rotas. En edificios de gran altura es muy importante la infiltración a través de pozos de ascensores y escaleras debido al diferencial de densidad entre el aire interior (espacio climatizado) y el aire exterior. Esto se conoce como efecto chimenea y causa la infiltración de aire exterior en los niveles más altos del edificio mientras que tiende a exfiltrar en los niveles inferiores del mismo. El efecto del viento es también importante en este tipo de edificios debido a que según su dirección y velocidad un lado del edificio recibe infiltración mientras que otro tiende a exfiltrar. Se debe llegar a un acuerdo en este aspecto debido a que el sistema de climatización puede mantener presurizado los ambientes y reducir a cero la cantidad de aire infiltrándose.

#### 4.1.4 MEDIDAS REFERENTES A ILUMINACIÓN

Reducir y/o mejorar los niveles de iluminación son las recomendaciones más prácticas en cuanto a iluminación. El auditor debe decidir si el nivel de iluminación de una zona excede o cumple con los requerimientos de la actividad desarrollada para proponer una reducción de dicho nivel. Al disminuir el vatiaje se reduce la carga de enfriamiento de una zona. El cambio de balastos defectuosos se considera también como medida de conservación energética, no solamente en climatización sino en consumo de electricidad por iluminación.

#### 4.1.5 MEDIDAS REFERENTES A EQUIPOS

La principal medida recomendada en cuanto a equipos consiste en regular el horario de funcionamiento de los principales equipos del edificio. Se nombran los computadores personales y sus impresoras, fotocopadoras, máquinas de dispensar o de ventas, debido a que dichos equipos permanecen encendidos mientras los usuarios no los utilizan en un tiempo considerable. El ahorro en estos casos es para los sistemas de iluminación y climatización. A manera de referencia se incluye una lista

de potencia consumida por algunos equipos de oficina mientras se utilizan y cuando permanecen encendidos sin uso.

TABLA 4-3  
 POTENCIAS (VATIOS) NOMINAL Y MEDIDA  
 PARA EQUIPOS DE OFICINA

Tipo de Equipo y Modelo	Potencia Nominal	Potencia Medida	
		Nominal	Pico
IBM PC™	240	93	100
IBM XT™	440	115	123
IBM PS-2/30™	212	76	78
MACINTOSH™	100	40	41
MACINTOSH II™	481	109	133
COMPAQ PORTABLE™	224	98	122
LAPTOP PC	21	10	31
IMPRESORAS MATRICIALES	n.d.	18	94
IMPRESORAS LASER	n.d.	135	274
COPIADORAS	n.d.	445	763

Tomado de ASHRAE / IES STANDAR 90.1-1989 User's Manual

Nota: la potencia medida incluye computador, monitor y pantalla y es un promedio de mediciones de corto término. Para impresoras, la potencia promedio es la consumida durante el modo en espera (sin imprimir), mientras el valor pico se refiere a una impresión típica. En copiadoras, el valor pico es el correspondiente a máxima demanda alcanzada durante un período de pruebas de un día.

*n.d.*: datos no disponibles

#### 4.1.6 MEDIDAS REFERENTES AL AIRE DE VENTILACIÓN

El aire de ventilación que se introduce, sea directamente en el equipo acondicionador o ya sea directamente en el ambiente, es una carga considerable para el sistema de climatización y representa una potencial oportunidad para conservar energía, siempre que se compruebe que el caudal introducido sea mayor al recomendado en las normas sobre calidad de aire interior. Se cita como principal referencia el STANDARD ASHRAE 62-89 el cual se debe usar para evaluar la cantidad requerida de aire exterior por una determinada aplicación. Se menciona que este Standard fue desarrollado por ASHRAE en base a consideraciones de calidad de aire en interiores. La Tabla 4-4 es un resumen de las cantidades de aire exterior, en pies cúbicos por minuto (CFM), requeridas por varias aplicaciones para asegurar comfort y salud de los ocupantes, comprendiendo esto la dilución de olores y evitar el aumento a niveles no permisibles de ciertos contaminantes, especialmente CO y CO<sub>2</sub>.

TABLA 4-4  
REQUERIMIENTOS DE AIRE EXTERIOR EN APLICACIONES DE  
TIPO COMERCIAL

Espacio Ocupado		Mínima Cantidad de Flujo de Aire Exterior	
Aplicación	Tipo de Espacio	CFM/ persona	CFM/ ft <sup>2</sup>
Comidas	Bar, Cocktail Lounge	30	
	Cafetería	20	
	Cocina	15	
Hoteles	Baños		35.00
	Cuartos de huéspedes		30.00
	Casinos de juego	30	
	Salas de Conferencias	20	
	Lobbies	15	
Oficinas	Espacios de oficinas	20	
	Áreas de recepción	15	
Espacio Público	Cuartos de vestir		0.50
	Corredores y útiles		0.05
	Lounge de fumadores	60	
	Descansos públicos	50	
Tiendas, exhibiciones	En sótanos y calle		0.30
	En pisos superiores		0.20
	Bodegas		0.05
Teatros	Auditorios, Estudios	15	

## 4.2 MEDIDAS DE CONSERVACIÓN REFERENTES A LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

Algunos componentes del sistema pueden estar operando en malas condiciones, ya sea debido a malas prácticas de mantenimiento o a mal manejo por parte de los operarios del equipo. Como ejemplos podemos citar la suciedad excesiva acumulada en superficies de intercambio de calor, filtros sin limpieza o sin reemplazo luego de un largo período de servicio. Estos factores, por separado o juntos, provocan desperdicio de energía. Como medida de conservación energética se propone efectuar las mejoras pertinentes en los componentes del sistema que las requieran.

### 4.2.1 MEDIDAS REFERENTES AL SISTEMA DE CONTROL Y HORARIO DE FUNCIONAMIENTO

El objetivo del sistema de control de un sistema de climatización consiste en no solamente asegurar condiciones óptimas internas en los espacios climatizados, sino que también deben ser tratados como medios para reducir el consumo de energía del sistema.

Existen actualmente varios tipos de sistemas de control para climatización, variando según la aplicación requerida. En sistemas unitarios el uso de termostatos con reloj interno y programación incluida es una medida destinada a regular el uso del equipo. Sin embargo, para sistemas grandes, que incluyen planta de refrigeración, se han desarrollado sistemas de control de administración de energía computarizados, los cuales pueden tomar control de todos los procesos de acondicionamiento de aire en un edificio o grupo de edificios. La implementación de Sistemas Inteligentes de Administración de Energía (EMS) consiste principalmente en un arranque y parada de equipos, mediante órdenes desde un microprocesador central programado a un tiempo especificado por el usuario del edificio, evitándose así la dependencia del factor humano. Estos sistemas reducen el consumo de energía mediante un control automático de los principales sistemas consumidores de energía en el edificio, típicamente climatización, ventilación, iluminación, agua caliente doméstica. Además sirven de ayuda en la programación de los mantenimientos y en el monitoreo de resultados obtenidos mediante estrategias de conservación de energía. Una característica principal de operación de estos sistemas consiste en "rasurar" la curva de demanda de energía del edificio, ya que el computador mide la corriente utilizada en la instalación, y al sobrepasar

un límite especificado como de alta demanda automáticamente el sistema apaga algún equipo no esencial o del que se pueda prescindir momentáneamente, previamente especificado en el programa. La cuantificación de los ahorros que se pueden obtener implementando estos sistemas de administración de energía no es precisa de obtener, aunque la referencia 9 cita que se pueden obtener reducciones del consumo de energía en el orden de 10 a 20% anual solamente en el sistema de climatización, asumiéndose que éste último se halla bien diseñado y con operación y mantenimiento correctos. Esto se puede incrementar apreciablemente si el EMS abarca los demás sistemas del edificio, especialmente iluminación. El costo del sistema varía entre 300 US\$ para relojes de funcionamiento simple hasta sobrepasar inclusive 1'000.000 US\$ en sistemas altamente distribuidos. El costo de instalación depende del número de puntos, tipo de medio de transmisión de datos y número de microprocesadores instalados. Este costo inicial puede ser muy alto en edificios existentes debido a las restricciones impuestas por los controles existentes, cableado y miembros estructurales del edificio. La Figura 4.1 es un esquema del funcionamiento de estos sistemas.

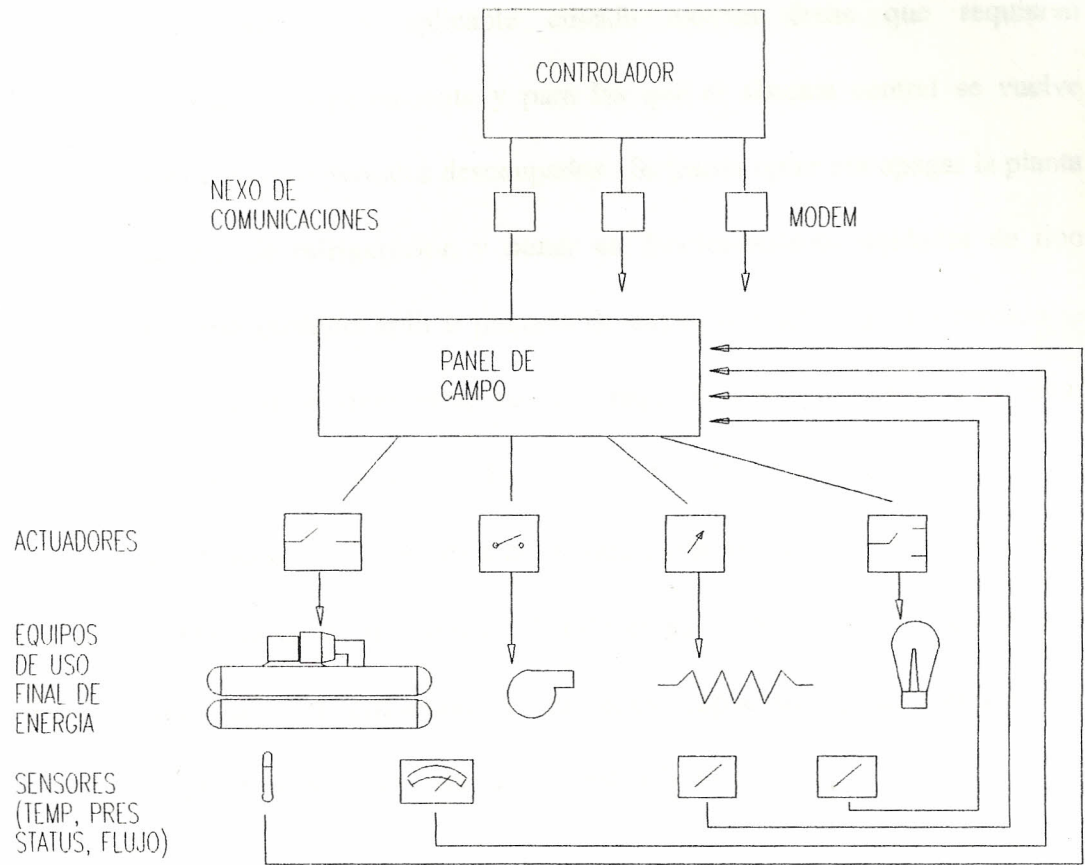


Figura 4.1

Esquema de aplicaciones de un Sistema de Administración de Energía para Edificios

#### 4.2.2 IMPLEMENTACIÓN DE UNIDADES CLIMATIZADORAS INDEPENDIENTES

Esta medida es aplicable cuando existen áreas que requieren climatización permanente y para las que el sistema central se vuelve ineficiente en períodos desocupados. Se puede optar por apagar la planta central de refrigeración y poner en funcionamiento unidades de tipo unitario (sistema split o paquete de expansión directa). La medida es factible si se demuestra que los requerimientos de energía de estas unidades son menores a los obtenidos con el sistema central. Como desventaja de los equipos auxiliares unitarios se encuentran su mayor consumo de energía por unidad de carga de enfriamiento, comparados con los del enfriador, y su poca capacidad para cumplir con requerimientos especiales de control de humedad.

#### 4.2.3 IMPLEMENTACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor se los utiliza principalmente como recuperadores de calor de deshecho en aplicaciones de climatización. En nuestro medio estaríamos hablando de "recuperadores de frío", debido a que el aire exterior introducido en la unidad acondicionadora es enfriado

aprovechando la temperatura inferior del aire de extracción de los ambientes climatizados. Tipos de intercambiadores muy utilizados son los llamados "tubos de calor", o también arreglos de intercambiadores compactos en los que un fluido de enfriamiento circula por un circuito de tuberías, el cual pierde calor en la corriente de aire y gana calor en la corriente de aire exterior introducida a la unidad acondicionadora.

El tubo de calor es un tubo de cobre, de corta longitud, sellados en los extremos con gasa, y posee una carga apropiada de refrigerante. Cuando existe una diferencia de temperaturas entre los extremos del tubo se provoca que el líquido contenido en la gasa fluya por capilaridad hacia el extremo más caliente, en donde se evapora al absorber calor. El vapor de refrigerante luego retorna hacia el extremo más frío por el agujero central de la gasa, en donde entrega el calor que transporta al condensarse. Este ciclo se repite. Los tubos de calor son muy eficientes, y debido a que no poseen partes móviles, su mantenimiento es mínimo. La Figura 4.2 muestra el esquema de funcionamiento de estos dispositivos.

Otro tipo de recuperador de frío es la rueda de calor, las cuales pueden ser de tipo calor sensible o del tipo calor total. El primer tipo de rueda

nombrado transfiere solamente calor sensible, mientras que el segundo tipo involucra transferencia de calor sensible más latente. Estos equipos consisten de una rueda impulsada por motor a la cual se adosa un material absorbente de calor -malla de aluminio o acero inoxidable, o asbesto corrugado. En la rueda recuperadora de calor sensible, a medida que gira transfiere calor continuamente desde el lado caliente hacia el lado frío. En la rueda de calor total, la malla de intercambio se la impregna con un compuesto absorbente de humedad o desecante, siendo muy usado en tipos comerciales el cloruro de litio. La desventaja de la rueda consiste en que los ductos que transportan las corrientes de aire exterior y de extracción deben estar ubicados cerca uno del otro.

La temperatura de salida del aire exterior luego de pasar por el recuperador, y que es la temperatura de entrada al serpentín de enfriamiento, será menor a la temperatura con que ingresa de no existir el dispositivo de recuperación, por lo que se necesitará menor capacidad de enfriamiento, obteniéndose así reducción en la carga de refrigeración del sistema central. La Figura 4.3 muestra el aspecto y funciones que realiza un intercambiador de calor del tipo regenerativo.

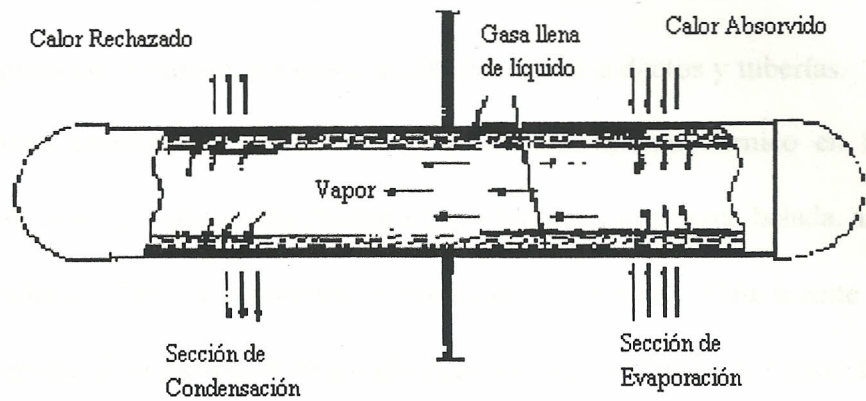


Figura 4.2

Esquema de funcionamiento del "Tubo de Calor"

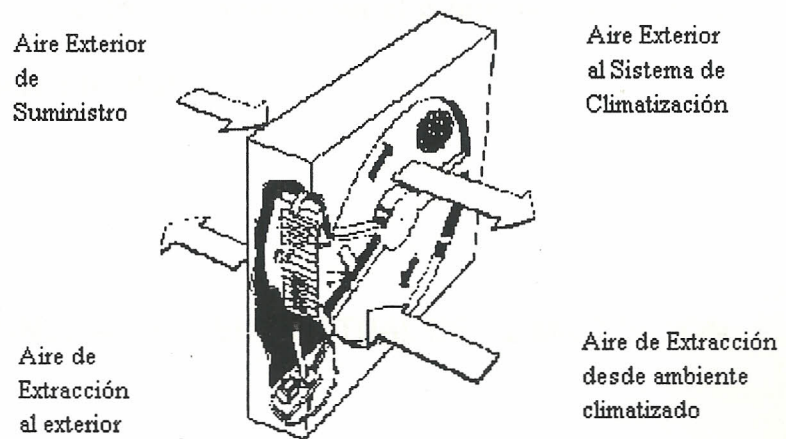


Figura 4.3

Esquema de Funcionamiento de un  
Regenerador Rotativo

#### 4.2.4 MEDIDAS REFERENTES AL SISTEMA DE DUCTOS Y TUBERÍA

Se proponen básicamente dos medidas en cuanto a ductos y tuberías. La primera consiste en revisar el estado del aislamiento térmico en los conductos que transportan fluidos a bajas temperaturas (agua helada, aire acondicionado) y efectuar las correcciones necesarias. Usualmente se encuentra el aislamiento en estado deteriorado, perdiendo su capacidad de resistencia al flujo de calor o provocando condensación de aire húmedo de ambientes no acondicionados sobre la superficie del conducto, fomentando la corrosión. Ahora, en estos sistemas que manejan fluidos, se encuentra a menudo que los conductos han sido instalados de manera incorrecta lo que conlleva mayor resistencia del sistema y que debe ser vencida por el equipo de conversión de energía (ventilador o bomba).

#### 4.3 ALTERACIONES AL SISTEMA ACTUAL DE CLIMATIZACIÓN

Como alteraciones importantes del sistema de climatización las fuentes consultadas proponen la recuperación de calor del ciclo de refrigeración en los condensadores, la implementación de bombas de calor o estudiar la factibilidad

de un sistema de energía total o cogeneración. En esta tesis se analizará la alternativa de utilizar recuperación del calor rechazado en los condensadores para efectos de suministro de agua caliente a cierta aplicación en el edificio considerado. En cuanto a las alternativas de utilizar bomba de calor o cogeneración señalamos que su análisis queda fuera del alcance de este trabajo.

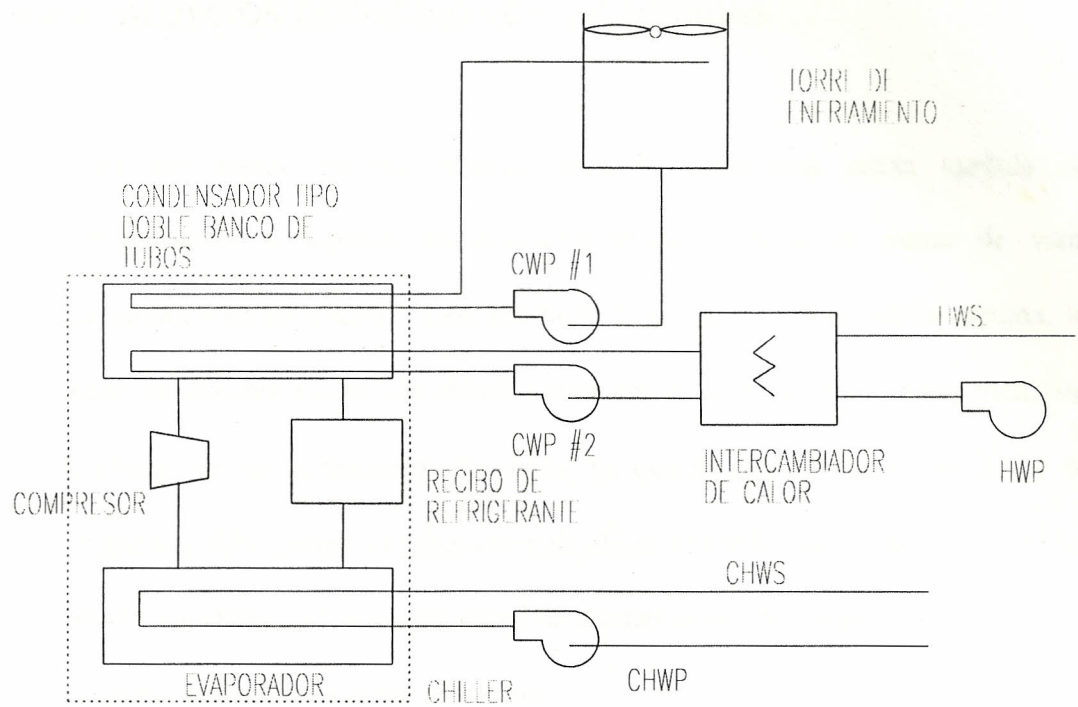
#### 4.3.1 RECUPERACIÓN DE CALOR DE CONDENSADORES

El objetivo de la medida es recuperar calor del condensador para tareas de calentamiento de agua doméstica o de proceso, e incluso, para servir como fuente de fluido a alta temperatura en un sistema de climatización mediante recalentamiento. El medio más utilizado para efectuar la recuperación de calor es mediante un enfriador de doble banco de tubos. Este condensador consiste de dos circuitos completamente distintos encerrados en una sola coraza, llamándoselos circuito del edificio y circuito de torre de enfriamiento. El gas refrigerante se descarga en la coraza del condensador en donde se condensa, ya sea en uno de los circuitos o en ambos a la vez, dependiendo de los requerimientos del sistema a cierta hora. El agua caliente recuperada del enfriador, a unos 100°F, se hace pasar por un intercambiador de calor el cual calienta el

agua a ser utilizada en el edificio. La presencia de este intercambiador separado es para evitar la contaminación del agua del circuito edificio con agua proveniente del enfriador, la cual usualmente contiene suciedad y químicos corrosivos.

La eficiencia de estas máquinas es menor comparada con la enfriadora convencional, pero puede compensar a los gastos de calefacción que se evitarían. Esto debe determinarse mediante un análisis de las necesidades de calefacción, de datos de rendimiento de la máquina suministrados por algún fabricante, y de los costos de operación de la alternativa con respecto a otros métodos de calefacción.

La alternativa de utilizar enfriadores con dispositivo de recuperación de calor es factible en industrias donde se requiera calentamiento de agua de procesos, o en edificios tales como hoteles y hospitales, y al mismo tiempo satisfacer necesidades de enfriamiento y deshumidificación. La Figura 4.4 representa un esquema de funcionamiento de un enfriador de agua con condensador de doble circuito.



- Notas:
- CHWP: Bomba de Suministro de Agua Helada a Edificio
  - HWP: Bomba de Suministro de Agua Caliente a Edificio
  - CWP #1: Bomba de Agua de Enfriamiento Circuito Torre
  - CWP #2: Bomba de Agua para Recuperación de Calor

**Figura 4.4**

**Esquema de Funcionamiento de Enfriador con Doble Circuito  
"Recuperador de Calor" (Referencia 16)**

#### 4.4 EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS MEDIDAS

Una vez conocidos los ahorros obtenidos con una cierta medida de conservación energética, es necesario evaluar desde un punto de vista económico su aplicación. Esto conlleva determinar el costo de la medida, lo cual es algunas veces tan difícil como efectuar la auditoría energética, sin embargo no es necesariamente cierto, ya que se cuenta con información de manuales, fabricantes o cotizaciones de algún vendedor de equipos. Pero si las modificaciones en el sistema actual de climatización son importantes tal vez se requiera considerar costos tales como

- costos de preingeniería, planificación y diseño
- costo de nuevos equipos
- costos de instalación
- costos por nuevo espacio (si se aplica)
- costo de producción perdida durante las modificaciones efectuadas
- costos de mantenimiento de los nuevos equipos
- cambios en los costos de operación
- impuestos y seguros adicionales

En el análisis económico se deben considerar los factores arriba mencionados, pero de tratarse medidas de conservación que no requieran de inversiones importantísimas, incluso de ningún costo, se puede evaluar su factibilidad mediante un simple análisis de período de repago.

#### 4.4.1 PERÍODO SIMPLE DE REPAGO DE LA INVERSIÓN

Se lo define como la razón entre el costo de implementar la medida sobre los ahorros de energía obtenidos evaluados en unidades monetarias.

Escrito como relación matemática:

$$PSR = \frac{\text{Costo Medida (Suces)}}{\text{Ahorros por año (Suces/año)}} \quad (4.1)$$

Es un método sencillo de evaluar propuestas de inversión pero no toma en cuenta el valor del dinero respecto al tiempo, por lo que no es aconsejable su utilización si se trata de convencer a los dueños del edificio cuando se discuten sumas importantes de dinero en equipos o mejoras al sistema.

#### 4.4.2 FLUJOS DE CAJA CON INTERÉS COMPUESTO

Existen numerosas variantes de los métodos de flujo de caja o valores a determinado tiempo del dinero para justificar inversiones. Nosotros utilizaremos el método del Valor Presente, el cual nos indica cuánto inversión inicial es justificable si deseamos pagarla en un número determinado de años. Las siguientes expresiones serán utilizadas:

$$P = \frac{S(1+i_e)^t - 1}{i_e(1+i_e)^t} \quad (4.2)$$

$$i_e = \frac{1+i}{1+j} - 1 \quad (4.3)$$

donde  $P$  = Inversión inicial justificable (valor presente)

$S$  = Ahorro anual inicial, Suces

$t$  = Período deseado de repago, años

$i$  = Tasa de interés anual para el dinero prestado, decimales

$j$  = Tasa anual de incremento en el precio de electricidad,  
decimales

$i_e$  = Tasa de interés efectiva

## CAPITULO V

### CASO DE ESTUDIO

En esta Tesis se evaluará el sistema de climatización de un importante edificio de la ciudad de Guayaquil y la evaluación de medidas de conservación de energía con objeto de reducir el consumo por electricidad en la instalación, la cual comprende áreas de oficinas, áreas de producción de periódicos, y bodegas de papel e insumos necesarios para la elaboración de los mismos.

#### 5.1 DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO Y SU SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN EXISTENTE.

El sistema de climatización consiste de una planta central de producción de agua helada con enfriador centrífugo de doble compresor, de 470 TR nominal, con condensador enfriado por agua proveniente de una torre de enfriamiento, 10 unidades de manejo de aire, 3 de ellas con sistema de volumen de aire variable, que sirven a las diversas zonas de un área climatizada total de 82,500 ft<sup>2</sup> (7,670 m<sup>2</sup>). La climatización del centro de cómputo para pre-producción

del diario está apoyada por unidades de expansión directa autocontenidas. El sistema de climatización central operaba las 24 horas debido a la existencia de bodegas de repuestos especiales y de equipos de procesamiento de material fotográfico y placas de impresión, las cuales requieren condiciones de 70 °F y 50% HR. En la Tabla 5-1 se detallan las áreas servidas por cada unidad manejadora de aire, horas de operación y niveles de temperatura y humedad relativa encontrados, producto de una inspección practicada en las instalaciones del diario.

Durante la auditoría energética se encontró que este enfriador operaba únicamente con un compresor, por lo que se deduce que la carga total de enfriamiento en el edificio no debe superar las 282 toneladas de refrigeración, capacidad máxima nominal del compresor líder. Efectuando un cálculo de carga con las condiciones actuales se verificó lo anterior. En la Tabla 5-2 citamos las características de los ventiladores de las unidades manejadoras de aire, bombas de agua helada y de agua de enfriamiento, y de torres de enfriamiento, operando en las instalaciones del diario.

TABLA 5-1  
RESUMEN SISTEMA CLIMATIZACION  
UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE - CASO DE ESTUDIO

ZONA	UMA	AREA (ft <sup>2</sup> )	TIEMPO OPERACION (HORAS)	TEMP (°F)	H. R. (%)	COMENTARIOS
MOTORES	1 - 2	-	8	-	-	Enfriamiento de motores de rotativas
MANTENI- MIENTO	3	1,660	24	74.1	68	
BODEGA DE PLANTA	4	4,900	24	72.3	59	
BODEGA DE PREPrensa	5	1,800	24	70	49	
SALA PLACAS	6	2,500	12	70.9	58	
BIBLIOTECA	7		0	-	-	
EJECUTIVOS	8	6,400	10	72	54	UMA con sistema VAV
REDACCION / OFICINAS	9	24,100	14	73	57	UMA con sistema VAV
REDACCION / OFICINAS	10	36,960	14	73	55	UMA con sistema VAV
FOTO- MECANICA	11	4,200	17	66	70	

TABLA 5-2  
 CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE BOMBAS,  
 VENTILADORES Y TORRES DE ENFRIAMIENTO EN  
 CASO DE ESTUDIO

EQUIPO	TIPO	CAUDAL (CFM O GPM)	PRESION O CABEZAL	MOTOR HP	HORAS/DIA OPERACION
UMA 1	F C	6,000	2.0 in wg	5	8*
UMA 2	F C	6,000	2.0 in wg	5	8*
UMA 3	F C	6,820	1.25 in wg	5	24
UMA 4	F C	6,700	1.25 in wg	5	24
UMA 5	F C	4,100	1.25 in wg	3	24
UMA 6	F C	6,700	1.25 in wg	5	24
UMA 7	A F	15,347	0.4 in wg	10	0
UMA 8	A F	16,124	0.6 in wg	15	9
UMA 9	A F	50,849	1.2 in wg	50	14
UMA 10	A F	59,819	0.75 in wg	75	14
UMA 11	F C	9,500	1.0 in wg	5	17
BAH 1,2	CENTRIF FM	1,116	100 ft. w.	50	24
BAE 1,2	CENTRIF FM	1,438	50 ft. w.	40	24
TE 1,2	TIRO INDUCIDO			10	24

NOTAS: \* Una manejadora instalada para casos de emergencia  
 F C - Ventilador centrífugo de álabes tipo Inclínados hacia adelante  
 A F - Ventilador centrífugo de álabes tipo Aerodinámico  
 F M - Bomba modelo centrífugo tipo Montaje integral sobre Base

## 5.2 AUDITORÍA PRELIMINAR

Al efectuarse la auditoría preliminar de las instalaciones de la productora de diarios se analizaron detalles importantes del esquema de funcionamiento actual del sistema de climatización del edificio y su relación con el uso del mismo. A continuación se describen las principales conclusiones de la inspección efectuada.

El edificio tiene dos horarios de funcionamiento bien definidos: administrativo y de redacción, comprendido entre las 8:00 horas y las 18:00 horas; y el horario de elaboración y producción del diario, comprendido entre 23:00 horas y 3:00 horas. En casos excepcionales éste último horario se alarga hasta las 05:00 horas. Así mismo, entre las 18:00 y las 23:00 horas existen redactores laborando, pero esta actividad únicamente exige el 25% aproximado de capacidad de todos los sistemas de energía del diario.

Se encontró que las áreas de producción, climatizadas también a partir de la planta central de refrigeración, iniciaban sus operaciones a partir de las 19:00 horas, principalmente las manejadoras de enfriamiento de motores de rotativas y la sala de elaboración de placas de impresión. La bodega de insumos químicos y la bodega de repuestos se hallaban climatizadas las 24 horas del

día para efectos de conservación de los materiales allí almacenados. En cambio, la manejadora que sirve a la sala de procesos fotográficos funcionaba hasta alrededor de las 23:00 horas. Existen dos unidades manejadoras para el aire de enfriamiento de los motores de las rotativas, con una operando normalmente mientras la otra está a manera de emergencia. Característica especial de estas manejadoras es su serpentín del tipo "seco", por el cual circula agua a mayor temperatura que la producida en el enfriador centrífugo, esto mediante el uso de un intercambiador de calor. El objeto de este serpentín es no producir deshumidificación en el aire, sino tan solo enfriamiento sensible. La ventaja del sistema es utilizar menor caudal de aire para enfriar los motores que en un sistema de ventilación convencional, pero que para efectos de operación de los mismos se puede utilizar aire a condiciones normales del medio. Esta manejadora de motores de rotativas funciona desde el inicio del tiro de periódicos 19:00 horas hasta su finalización, la cual depende de la inclusión de noticias de último momento, pero que usualmente termina a las 03:00 horas.

A partir de estas consideraciones de horarios de funcionamiento del edificio, se planteó en reducir el horario de operación de la planta central desde las 07:00 horas hasta las 23:00 horas, hora a la cual se producía el retiro de los últimos redactores del diario y dejaba de funcionar procesamiento fotográfico.

Esto representaría un ahorro de electricidad considerable, debido a que toda la planta central de refrigeración estaría por 8 horas aproximadamente sin funcionar. Sin embargo, las áreas que necesitan climatización todo el tiempo deberían ver solventadas esas necesidades implementando unidades climatizadoras independientes, autónomas, a fin de mantener las condiciones requeridas mientras el sistema central no funcione.

El nivel de temperatura en los ambientes de oficina es más bajo a lo recomendado, 72 °F, representando esto una posible oportunidad de conservar energía. La temperatura recomendada en áreas de oficinas por Handbook of Systems and Applications de ASHRAE es de 75 °F, aunque el sistema puede funcionar con una temperatura de 78 °F para fines de conservación de energía (Referencia 16). Del sistema de termostatos de control de las cajas de volumen de aire variable instalados, trabajaba en óptimas condiciones, aunque presentaba problemas en ciertos sitios debido a problemas de balance de flujo de aire en los ductos principales.

Otro aspecto a considerarse en la operación del sistema de climatización de este edificio, es la práctica de no suministrar caudal de aire exterior, mediante las unidades manejadoras, hacia los diferentes ambientes. Las compuertas de

los ductos de ingreso de aire exterior hacia las manejadoras se encontraban cerradas, siendo abiertas para permitir ingreso de aire fresco únicamente cuando a juicio de la administración se lo requería. Esta práctica conserva energía por sí sola, pero va en detrimento de la calidad del aire en las áreas de trabajo.

En cuanto a las manejadoras de los motores de las rotativas, se debería hacer una inspección más detallada con objeto de determinar posibles cambios en el volumen de aire que entregan normalmente los ventiladores. Por ejemplo, variando la relación de transmisión o cambiar el motor por uno de mayor potencia.

Los principales equipos de la planta de refrigeración, esto es, enfriadores, bombas y torres de enfriamiento, se encontraban en aparente buen estado debido a que todo el sistema era nuevo al momento de la inspección. Esto disminuye las posibilidades de encontrar ineficiencias en las máquinas debido a incrustaciones en superficies de transferencia de calor o masa, a corrosión acumulada en el interior de tuberías, desajustes en bandas e impulsores, de acuerdo a la instalación efectuada por el contratista de la obra.

### 5.3 ESTIMACIÓN DEL CONSUMO ACTUAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR CLIMATIZACIÓN.

El primer paso en el estudio de conservación de energía en el sistema de climatización en edificios consiste en estimar los requerimientos de energía mediante un cálculo de carga de enfriamiento de los espacios acondicionados. Esta carga sirve de entrada, como segundo paso, para la simulación de los equipos de manejo de aire / serpentines de enfriamiento. El tercer paso consiste en realizar una estimación del consumo de energía en la planta central de refrigeración, esto es, enfriador, bombas de agua helada y de agua de enfriamiento, y torre de enfriamiento. El consumo obtenido puede ser comparado con mediciones realizadas en campo durante el desarrollo de la auditoría energética.

#### 5.3.1 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL EDIFICIO Y PLANTA DE PRODUCCIÓN.

Se evaluó la carga de enfriamiento total del edificio según las características del mismo, es decir, aspecto físico, áreas de pared y

vidrio, densidad de personas, luces y equipos de oficina, caudales de infiltración y aire exterior.

La Tabla 5-3 describe cada zona con sus áreas de construcción (paredes, vidrios) y orientación respectivas empleadas en el cálculo de carga. Se ha despreciado la ganancia de calor de aquellas paredes que estuviesen en partición con otros ambientes acondicionados. Las paredes exteriores son todas de color claro, peso pesado, siendo sus componentes: bloque de concreto 8" espesor, acabado interior de yeso, aire quieto interior, capa de aire exterior con viento de 7 mph. El coeficiente global de transferencia de calor es  $U = 0.32 \text{ Btu} / \text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ . Para las paredes en partición se utilizó una pared de peso medio, con bloque de concreto de 4" espesor, aire quieto en ambos lados de la estructura, siendo el coeficiente global  $U = 0.28 \text{ Btu} / \text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ . Los vidrios se evaluaron como vidrio 1/4" espesor, claros, con cortinas de color ligero en su interior y coeficiente exterior de convección  $h_o = 4.0 \text{ Btu} / \text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ , siendo el coeficiente de sombreado  $SC = 0.55$  y el coeficiente global  $U = 0.81 \text{ Btu} / \text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ . Los techos se los especifica como una losa de concreto de 4 - 6" espesor, con 0.5" de material reflectivo y aislante (roofing), cavidad de aire inferior para aire de retorno y un tumbado

acústico, siendo el coeficiente global  $U = 0.14 \text{ Btu} / \text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ , peso pesado.

TABLA 5-3

## AREAS DE PARED Y VIDRIO PARA CADA ZONA - CASO DE ESTUDIO

ZONA	AREAS DE PARED (ft <sup>2</sup> )								
	N	VIDRIO	S	VIDRIO	E	VIDRIO	W	VIDRIO	TECHO
UMA 3	156	264	92	156	277	623	187	420	1,024
UMA 4	1,230	0	1,230	0	900	0	900	0	4,920
UMA 5	-	-	2,310	0	-	-	-	-	1,800
UMA 6	1,095	0	1,230	0	-	-	375	0	2,460
UMA 8	480	330	780	0	416	340	400	105	6,400
UMA 9	1,841	732	871	614	1,060	450	951	56	4,887
UMA 10	50	90	1,500	300	560	1,180	725	580	10,104
UMA 11	745	165	-	-	-	-	-	-	4,200

A continuación se describe en la Tabla 5-4 la carga de enfriamiento total encontrada mediante un programa de cálculo desarrollado en esta tesis, evaluada para todo el año, y comprende la carga de todas las unidades de manejo de aire considerándose los horarios de operación de cada una de ellas. La Figura 5.1 muestra el perfil de la carga de enfriamiento del edificio a lo largo del día, para los dos meses de mayor consumo de energía, Abril y Marzo, y para dos meses considerados de menor consumo, Julio y Agosto.

TABLA 5-4  
 CARGA DE ENFRIAMIENTO, EN TONELADAS DE REFRIGERACION,  
 PARA UN AÑO - CASO DE ESTUDIO  
 CONDICIONES ACTUALES DE OPERACION EN UN DIA TIPICO

HORA	ENERO	FEBRO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTBR	OCTBRE	NOVBRE	DICBRE
0	75.8	80.4	79.9	80.3	60.6	55.1	47.0	48.0	50.6	51.5	50.0	55.0
1	73.4	77.6	77.8	78.0	64.6	58.9	51.3	52.9	55.5	56.3	54.9	59.8
2	52.0	54.5	55.3	54.8	45.5	41.8	38.1	39.2	40.7	41.0	40.6	42.9
3	51.1	53.6	54.7	53.9	45.0	41.6	37.8	38.8	40.6	40.8	40.3	42.3
4	37.4	39.4	40.1	39.8	31.7	29.3	25.5	27.1	28.7	28.8	28.5	29.5
5	20.3	21.4	21.8	21.1	19.6	18.2	14.5	15.9	17.4	17.7	17.5	18.1
6	20.0	21.0	21.5	20.8	19.2	18.1	14.4	15.6	17.3	17.7	17.3	17.9
7	19.8	20.7	21.1	20.5	19.1	18.0	14.5	14.5	17.3	17.7	17.3	18.2
8	131.9	131.1	137.1	137.1	126.1	117.7	103.3	104.4	112.4	114.3	110.4	118.6
9	150.2	153.1	156.3	158.7	145.2	134.2	114.9	116.2	127.6	130.0	126.9	136.3
10	164.2	165.8	170.9	174.7	159.5	146.7	126.6	128.3	141.9	144.5	141.2	150.5
11	176.3	177.2	183.7	189.3	174.6	159.9	139.7	141.1	155.2	155.8	154.8	163.6
12	177.7	178.6	185.5	190.2	176.5	161.4	142.9	144.1	157.9	158.1	158.7	166.2
13	169.3	170.9	177.9	183.2	170.3	154.0	136.9	143.4	151.4	151.9	152.8	159.5
14	162.1	163.9	170.3	176.0	164.8	148.7	134.7	141.3	147.0	147.6	149.4	154.6
15	185.7	188.0	195.4	201.4	189.5	172.1	162.2	165.4	170.8	171.2	173.4	178.7
16	187.1	191.4	197.6	203.1	192.6	176.5	166.2	170.1	175.0	174.5	176.9	181.1
17	182.2	187.1	193.7	198.1	188.3	173.1	161.7	167.1	171.3	170.5	173.2	177.1
18	175.8	180.4	186.7	189.7	181.4	167.3	155.5	160.8	164.7	162.9	164.4	170.7
19	175.5	181.5	188.8	192.6	183.1	166.8	151.4	153.3	159.7	154.6	155.3	166.3
20	154.1	158.6	165.9	169.0	159.4	143.3	127.7	127.1	134.4	127.4	127.0	141.4
21	149.8	153.4	160.0	162.7	150.4	136.2	118.9	118.3	124.9	120.2	118.2	133.6
22	143.3	146.8	152.8	153.0	137.4	126.4	108.4	108.8	114.1	112.4	110.4	123.0
23	108.9	112.5	115.1	115.4	98.5	90.1	76.3	77.9	81.6	82.2	80.1	88.1

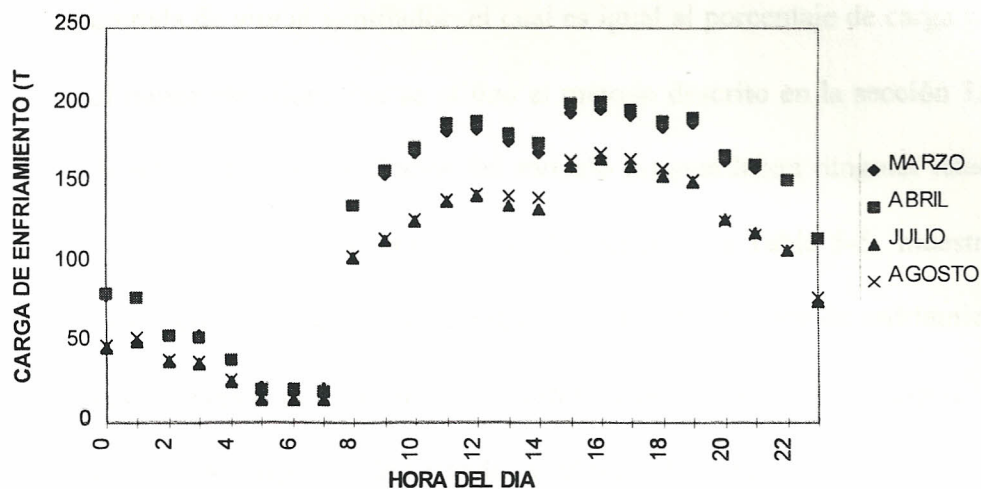


Figura 5.1

Carga de Enfriamiento para el Caso de Estudio  
en los meses indicados

### 5.3.2 ESTIMACIÓN DE CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE VENTILADORES Y BOMBAS.

El consumo de energía eléctrica de ventiladores y bombas fue determinado de acuerdo a datos de placa y mediciones en el sitio. Esto se juzgó suficiente por ser unidades que trabajan a caudal constante, sin ningún mecanismo de control de potencia de acuerdo a variaciones en la carga de dichos equipos. Para las unidades manejadoras de aire con sistema de volumen de aire variable, se estimó su consumo de energía

observando el porcentaje de abertura en los álabes de regulación de entrada de aire al ventilador, el cual es igual al porcentaje de carga sobre el motor eléctrico. No se utilizó el método descrito en la sección 3.3.2, debido a que los resultados del modelo no guardaban ninguna relación con los obtenidos en la medición de campo. La Tabla 5-5 muestra la estimación efectuada para bombas, ventiladores y torre de enfriamiento, para obtener el consumo de energía eléctrica de esos equipos. Se considera el número de unidades y número de horas al día operando. El consumo mensual total de energía se estimó en 92,972 KW-H, lo cual nos da 1,115,664 KW-H al año.

TABLA 5-5  
 CONSUMO ESTIMADO DE ENERGIA DEL  
 SISTEMA DE CLIMATIZACION - CASO DE ESTUDIO

Equipo	Potencia Nominal (hp)	V	Datos de Placa			Consumo Nominal (KW)	Carga (%)	Consumo Actual (KW)	Horas por Día	Días por Semana	Consumo Mensual (KW-H)
			A	PH	PF						
UMA 1	5	460	7.2	3	82	4.70	74	3.48	9	7	954
UMA 2	5	460	7.2	3	82	4.70	74	3.48	0	0	0
UMA 3	5	460	7.2	3	82	4.70	79	3.72	24	7	2,716
UMA 4	5	460	7.2	3	82	4.70	74	3.48	24	7	2,544
UMA 5	5	460	7.2	3	80.7	4.63	79	3.66	24	7	2,673
UMA 6	5	460	7.2	3	82	4.70	71	3.34	24	7	2,441
UMA 7	15	460	20	3	92	14.66	80	11.73	0	0	0
UMA 8	10	460	12.5	3	87.5	8.71	59	5.14	12	7	1,879
UMA 9	50	460	58	3	86	39.74	51	20.27	14	7	8,640
UMA 10	75	460	87	3	89	61.69	46	28.38	14	7	12,098
UMA 11	7.5	460	10.5	3	80.7	6.75	95	6.41	15	7	2,929
BAH	50	460	60	3	84	40.16	90	36.14	24	7	26,411
BAE	40	460	47	3	90	33.70	100	33.70	24	7	24,630
TE	10	460	14	3	85	9.48	73	6.92	24	7	5,058

### 5.3.3 ESTIMACIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DEL ENFRIADOR DE AGUA.

Se utilizó un procedimiento diferente al método descrito en la sección 3.3.1 para determinar el consumo de energía eléctrica del enfriador. Este último método requiere de conocer valores de capacidad y potencia de la máquina para un mismo conjunto de temperaturas de evaporación y condensación, los cuales no los facilita el fabricante en la Tabla 5-6, reproducida aquí. Se procedió a determinar el consumo de energía del enfriador utilizando la Figura 5.2 obtenida del catálogo de la máquina. En base a esta figura se generó la Tabla 5-7, la cual nos indica el porcentaje de potencia total del enfriador en función de la temperatura de entrada al condensador y del porcentaje de carga térmica que el evaporador debe retirar.

TABLA 5-6  
 CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL ENFRIADOR  
 CENTRIFUGO McQUAY PFH063 DOBLE COMPRESOR

CAPACIDAD NOMINAL: 470 TONS  
 EVAPORADOR: 1,116 GPM / 54.1 EWT / 44 LWT / 20.7 FT. P.D.  
 CONDENSADOR: 1,438 GPM / 92.5 EWT / 102.2 LWT / 25.9 FT.P.D.  
 COMPRESOR: 367.0 KW / 0.781 KW/TON / 263 RLA - 460 V - 3 PH

EVAP TONS	EVAP TIN	EVAP TOUT	EVAP TEMP	COND TIN	COND TOUT	COND TEMP	COMPRS KW	EFICNC KW/TON
1 COMP								
141	47.0	44	42.5	69.8	72.7	73.8	121.0	0.858
188	48.0	44	42.2	73.0	76.7	78.0	111.0	0.590
235	49.0	44	41.8	76.3	80.8	82.5	132.6	0.564
282	50.1	44	41.5	79.5	85.1	87.0	169.1	0.600
2 COMP								
235	49.0	44	41.7	76.3	80.9	82.8	156.4	0.666
282	50.1	44	41.3	79.5	85.2	87.4	190.6	0.676
329	51.1	44	41.0	82.8	89.4	92.0	231.0	0.702
376	52.1	44	40.7	86.0	93.7	96.6	272.5	0.725
423	53.1	44	40.4	89.3	97.9	101.2	317.1	0.750

Datos obtenidos directamente del fabricante

TABLA 5-7  
 PORCENTAJE DE POTENCIA TOTAL DE ENFRIADOR  
 EN FUNCION DE TEMPERATURA DE AGUA DE ENTRADA AL  
 CONDENSADOR Y PORCENTAJE DE CARGA EN EL EVAPORADOR

Porcentaje de Carga de Enfriamiento	Temperatura de Agua de Entrada al Condensador (°F)		
	70	80	85
60	42.5	45	47
40	30	33.5	36
20	16	21	23

KW DE POTENCIA REQUERIDA POR ENFRIADOR PFH  
 EN FUNCION DE DIFERENTES TEMPERATURAS DE AGUA  
 DE ENTRADA AL CONDENSADOR

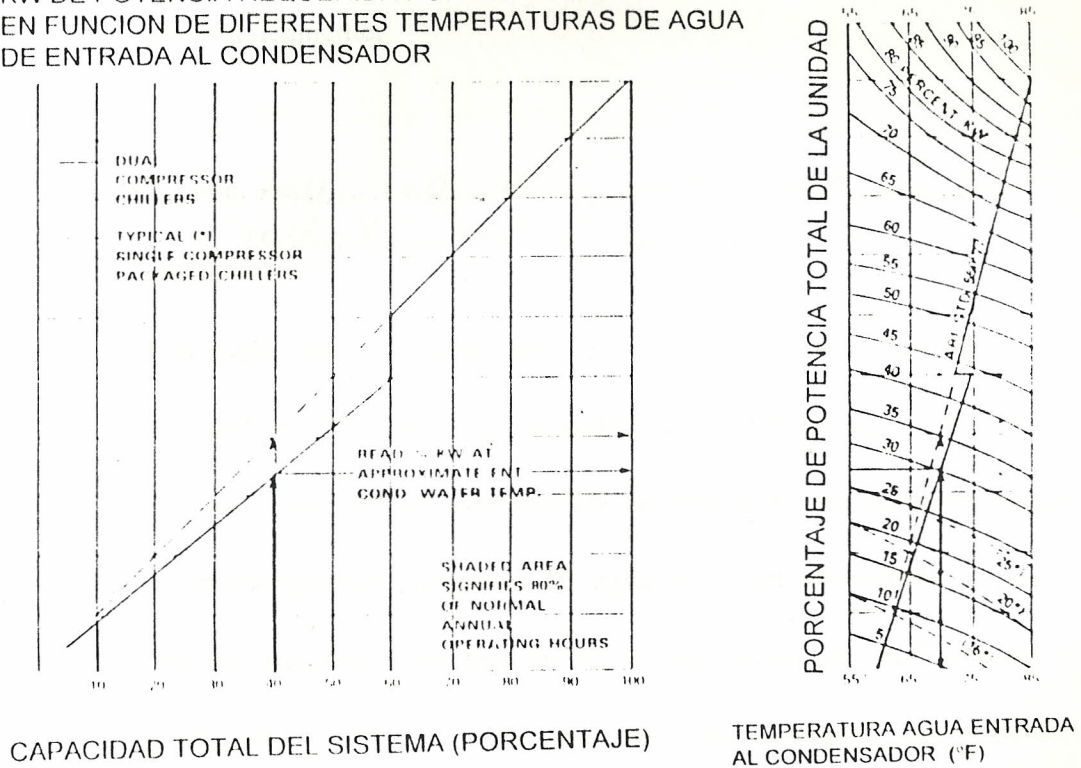


Figura 5.2  
 Porcentaje de Potencia a plena carga de Enfriador PFH-063  
 en función de Temperatura de agua de entrada al Condensador  
 y del Porcentaje de Carga en el Evaporador  
 (Referencia 14)

Se realizó un ajuste de curva a los datos de la Tabla 5-7 para formar una ecuación de la potencia del enfriador en función de dos variables, porcentaje de carga en el evaporador y temperatura de entrada de agua al condensador ( $^{\circ}$  F).

Matemáticamente:

$$P_{chiller} = c_1 + c_2 Q_{EVAP} + c_3 Q_{EVAP}^2 + c_4 T_{CONDIN} + c_5 T_{CONDIN}^2 + c_6 Q_{EVAP} T_{CONDIN} + c_7 Q_{EVAP}^2 T_{CONDIN} + c_8 Q_{EVAP} T_{CONDIN}^2 + c_9 Q_{EVAP}^2 T_{CONDIN}^2 \quad (5.1)$$

Los coeficientes obtenidos son:  $c_1 = -272.5$ ;  $c_2 = 6.7$ ;  $c_3 = -0.04$ ;  $c_4 = 13.2667$ ;  $c_5 = -0.32375$ ;  $c_6 = 0.002083$ ;  $c_7 = -0.12292$ ;  $c_8 = 0.003187$ ; y,  $c_9 = -2.1 \text{ E-}05$ . Es de notar que los datos de la Figura 5.2 están basados en una temperatura de salida del agua del evaporador de  $44^{\circ}$  F, por lo que se sugiere una medida de conservación que utilice agua de suministro a  $46^{\circ}$  F, o más altas, deberán corregirse los resultados obtenidos de la ecuación 5.1. La temperatura del agua de entrada al condensador se asumió  $8^{\circ}$  F más alta que la temperatura de bulbo húmedo del medio ambiente de la ciudad. Esto es para tener en cuenta el factor de acercamiento requerido para evaluar toda torre de enfriamiento (6). El acercamiento tiene valores típicos comprendidos entre  $5$  a  $10^{\circ}$  F.

La Tabla 5-8 muestra los resultados obtenidos con el modelo, para todo el año.

Como consideraciones especiales en cuanto a la máquina, el catálogo del fabricante indica que el compresor del enfriador es a una sola etapa. Es decir, la compresión la efectúa el único impulsor del mismo. El catálogo menciona también que por debajo de un 5% de la capacidad nominal, en nuestro caso 23 TR, el enfriador tiende a controlar su capacidad por medio de desvío de gas caliente de la línea de descarga del compresor hacia la línea de succión, a fin de crear una "falsa carga" en el evaporador y evitar problemas de ruido y vibración altísimos en zonas de baja carga de enfriamiento. Este es un problema crítico en compresores centrífugos, y en general, en turbomaquinaria, debido a que una continua operación en zonas de inestabilidad aceleran importantemente el deterioro y acortan la vida útil de la máquina. La Figura 5.3 pertenece al enfriador analizado en este caso de estudio.

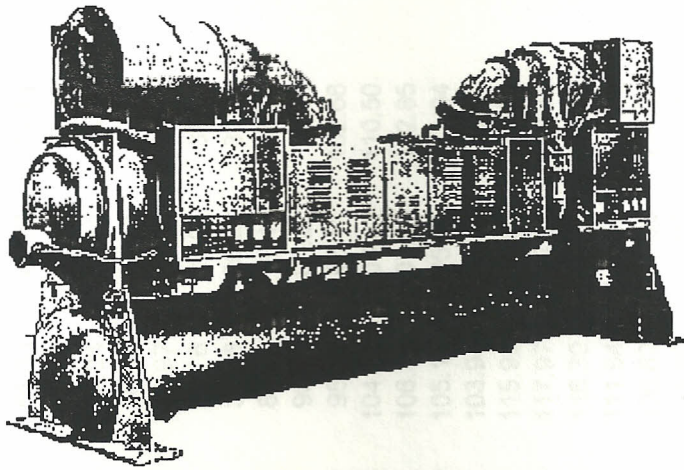


Figura 5.3

Enfriador de Agua, Doble Compresor Centrifugo,  
 Condensador Enfriado por Agua, Modelo PFH-063  
 (Snyder General Corp., McQuay)

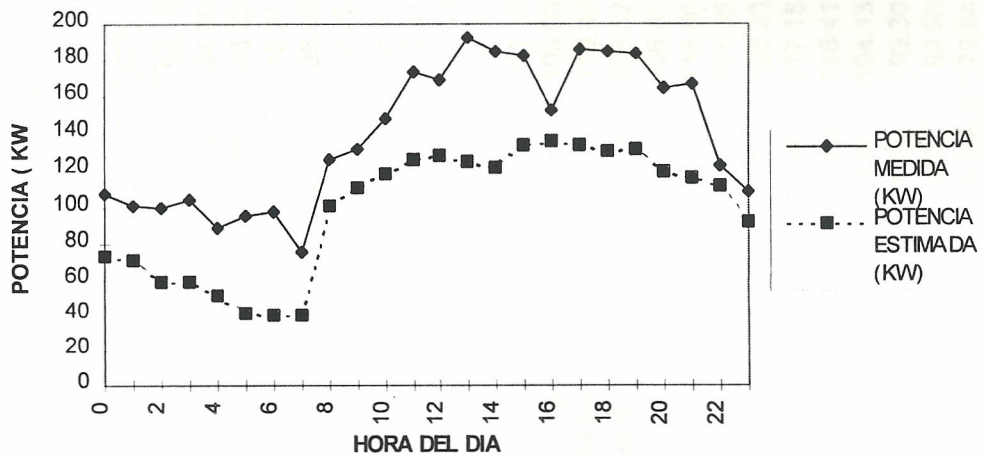


Figura 5.4

Comparación de Potencias Eléctricas de Enfriador  
 Medida y Estimada (KW) para el Mes de Marzo - Caso de Estudio

TABLA 5-8  
 POTENCIA ELECTRICA DE ENFRIADOR, EN KW, PARA UN AÑO - CASO DE ESTUDIO  
 CONDICIONES ACTUALES DE OPERACION EN UN DIA TIPICO

HORA	ENERO	FEBRO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTBR	OCTBRE	NOVBRE	DCBRE
0	69.54	72.65	72.38	72.88	60.59	56.78	45.86	47.05	50.52	52.17	48.97	55.67
1	67.86	70.62	71.01	71.39	59.12	54.60	43.88	45.87	49.37	51.00	48.02	54.71
2	56.48	58.07	59.00	58.86	49.03	45.32	36.71	38.50	41.53	42.95	40.61	45.90
3	55.74	57.46	58.56	58.13	48.77	45.21	36.54	38.05	41.48	42.84	40.45	45.21
4	48.33	49.89	50.50	50.46	41.62	38.92	29.80	31.19	35.13	36.68	34.11	37.87
5	38.90	40.16	40.58	40.10	35.05	33.22	23.72	24.76	28.81	30.97	27.92	30.97
6	38.62	39.94	40.32	39.73	34.66	32.98	23.66	24.06	28.29	30.76	27.07	30.86
7	38.39	39.67	40.00	39.46	34.78	32.93	23.99	23.45	28.53	30.76	26.57	31.65
8	96.17	97.30	100.47	100.30	90.57	85.08	72.29	72.27	79.18	81.37	76.49	84.70
9	105.78	108.77	110.32	111.82	100.59	93.90	78.80	79.06	87.71	90.04	86.07	94.61
10	113.55	116.11	118.36	120.88	108.86	101.15	86.24	86.53	96.09	98.63	95.11	102.68
11	120.36	122.43	125.90	129.58	117.85	109.00	94.53	94.67	104.63	104.76	103.81	110.50
12	121.92	124.01	128.05	131.20	120.13	110.89	97.69	97.73	107.22	106.88	107.28	112.85
13	118.48	121.10	125.19	128.85	118.84	108.52	96.37	99.16	105.40	105.15	105.91	111.04
14	115.21	118.30	121.95	126.03	117.26	106.81	96.78	99.61	104.11	103.95	105.28	109.55
15	126.78	130.12	134.19	138.28	129.87	118.80	110.93	112.25	116.39	115.95	117.50	121.52
16	127.62	132.09	135.40	139.31	131.92	121.55	113.35	115.17	119.07	117.97	119.67	122.69
17	125.14	130.33	133.75	136.77	130.26	120.30	111.03	113.74	117.32	116.30	118.05	120.81
18	121.94	126.94	130.29	132.69	126.84	117.18	107.55	110.38	113.66	111.94	112.83	117.38
19	121.43	126.89	131.08	134.03	127.26	116.41	105.07	105.44	110.36	106.62	106.95	114.59
20	110.80	115.13	119.64	122.28	114.97	104.13	92.46	91.16	96.75	91.49	90.96	101.34
21	108.18	111.92	115.86	118.29	108.68	99.30	86.46	85.15	90.25	86.77	84.61	96.19
22	104.48	107.94	111.63	111.91	99.72	92.98	79.03	78.36	83.07	81.71	79.35	89.32
23	86.85	90.15	91.63	91.99	78.24	72.84	60.05	60.52	64.68	65.53	62.60	70.30

El consumo total mensual del enfriador de agua se presenta en la Tabla 5-9, considerando la potencia eléctrica total en dos períodos, uno, el de horas con potencia menor a 80 KW, típicamente en la noche, y el segundo, con potencias mayores a 80 KW, para horas de producción y actividad administrativa en el edificio.

TABLA 5-9  
CONSUMO MENSUAL EN KW-H ESTIMADO DE ENERGIA DEL  
ENFRIADOR PARA TODO EL AÑO - CASO DE ESTUDIO

MES	CONSUMO MENSUAL DE ENERGIA ESTIMADO ( KW-H)
ENERO	67,156
FEBRERO	69,240
MARZO	70,981
ABRIL	72,156
MAYO	65,564
JUNIO	60,565
JULIO	52,584
AGOSTO	53,223
SEPTIEMBRE	56,987
OCTUBRE	57,096
NOVIEMBRE	55,986
DICIEMBRE	60,387
CONSUMO ANUAL	741,925

A manera de comparación de los resultados obtenidos, se presenta la Figura 5.4 comparando la potencia eléctrica consumida realmente por el enfriador, durante un día típico de labores del mes de Marzo, con la potencia eléctrica estimada por el programa desarrollado para esta Tesis. Las mediciones de potencia consumida por el enfriador se presentan en la Tabla 5-10.

De la figura 5.4 se puede deducir que existe un error de aproximadamente 50% máximo a las 06:00 horas. El menor error obtenido es del 8%. Se puede atribuir estos errores a que la medición efectuada en la máquina correspondió a un día de intensa actividad, en que la producción cesó a las 05:00 horas cuando la usual es que cese a las 03:00 horas. Los datos de medición de potencia no son datos típicos de cada día del mes, más bien se trata de una medición puntual por no ser valores promediados en un período de tiempo más extenso. En cambio, el perfil del consumo de energía estimado por el programa de cálculo sí se corresponde con el que ocurre realmente, y está relacionado con las condiciones ambientales exteriores y las actividades en el edificio.

Una vez conocidos todos los consumos mensuales de energía eléctrica de los componentes del sistema de climatización, se puede estimar el

consumo anual de electricidad de la instalación, el cual es la suma de 1,115,664 KW-H por ventiladores y bombas más 741,925 KW-H del enfriador, obteniéndose **1,857,589 KW-H** anuales por concepto de climatización operando la planta central. Este consumo de energía del edificio no cuenta el consumo de unidades de expansión directa de apoyo o del sistema de ventilación de baños y bodegas generales, por cuanto no entran en la comparación con las mejoras que se pretende implementar en el sistema central de climatización. Utilizando 0.1 US\$ el costo de cada KW-H durante la fecha del análisis (Mayo 1994), el propietario del edificio debe pagar aproximadamente **185,760 US\$** al año.

TABLA 5-10 CONSUMO DE ENERGIA MEDIDO EN EL ENFRIADOR  
 CENTRIFUGO McQUAY PFH 063 DURANTE LA AUDITORIA  
 ENERGETICA

HORA	VOLTAJE (V)	CORRIENTE (A)	CONSUMO(KW)
10:00	460	220	148.2
11:00	479	248	174.0
12:00	481	240	169.1
13:00	477	275	192.1
14:00	470	270	185.9
15:00	470	265	182.4
16:00	475	219	152.3
17:00	469	270	185.5
18:00	475	266	185.0
19:00	480	261	183.5
20:00	480	235	165.2
21:00	479	238	167.0
22:00	473	177	122.6
23:00	461	161	108.7
00:00	460	159	107.1
01:00	445	155	101.0
02:00	448	151	99.1
03:00	453	157	103.8
04:00	454	132	87.8
05:00	453	144	95.5
06:00	454	146	96.7
07:00	464	111	75.4
08:00	455	189	125.9

## 5.4 MEDIDAS DE CONSERVACIÓN DE ENERGÍA PARA EL CASO DE ESTUDIO Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación describimos las principales medidas de conservación de energía para el caso de estudio de esta tesis y se discutirán los resultados obtenidos en cada una de ellas. Las medidas de conservación fueron generadas a partir de la discusión efectuada durante la auditoría preliminar del edificio.

Se propone: 1) Reducción del horario de funcionamiento de la planta central de refrigeración, implementando equipo unitario en las áreas que requieren climatización 24 horas al día. 2) Reducción del horario de funcionamiento de la planta central de refrigeración, implementando equipo unitario en las áreas que requieren climatización 24 horas al día, junto con la implementación de un sistema por microprocesadores de administración de la energía en el edificio.

### 5.4.1 REDUCCIÓN DEL HORARIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA CENTRAL DE REFRIGERACIÓN, IMPLEMENTANDO EQUIPO UNITARIO EN LAS ÁREAS QUE REQUIEREN CLIMATIZACIÓN 24 HORAS AL DÍA.

La estimación del consumo de energía de la planta central, al reducir su horario de funcionamiento, es sencilla de efectuar, conociéndose el número de horas que va a dejar de actuar. Sin embargo, es necesario estimar el consumo de energía de los equipos a implementarse para las áreas esenciales y describir un diseño de cómo se va a efectuar dicha implementación. Esto servirá para estimar el costo de la medida de conservación energética.

Se sugirió el horario de funcionamiento de la planta central de 07:00 horas a 23:00 horas, por las consideraciones descritas en la auditoría preliminar. El consumo de energía de la bombas y torres de enfriamiento de la planta central más los ventiladores de las manejadoras estimado para este nuevo horario es de 70,090 KW-H mensuales, lo cual nos da 841,080 KW-H anuales, y en la Tabla 5-11 se muestra el consumo de energía obtenido en base al nuevo tiempo de funcionamiento sugerido a iguales porcentajes de carga en los motores que en las condiciones en que se encontró operando el edificio.

El consumo de energía del enfriador de agua se lo estimó en base a su consumo efectuado durante las horas de operación propuestas. Este consumo es de 600,000 KW-H anuales aproximadamente. La Tabla 5-

12 muestra la potencia requerida por el enfriador en el nuevo horario y los cálculos realizados para obtener el consumo anual de energía en KW-H.

El consumo total del sistema de climatización central del edificio es entonces de **1,441,080 KW-H** anuales, representando un ahorro de **416,509 KW-H** al año, respecto al consumo original (1,857,589 KW-H anuales). Ahora, a este ahorro en energía debemos restar la contribución de los equipos necesarios para las áreas esenciales del edificio. La selección de los equipos se la realizó en base a un programa computacional de cálculo de carga de enfriamiento en edificios comerciales, suministrado por un fabricante de equipos unitarios.

Las cargas de enfriamiento obtenidas para áreas esenciales junto con los equipos seleccionados para ellas se describen en la Tabla 5-13.

TABLA 5-11  
 CONSUMO ESTIMADO DE ENERGIA DEL SISTEMA DE  
 CLIMATIZACION CON MEDIDA DE CONSERVACION 1 - CASO DE ESTUDIO

Equipo	Potencia Nominal (hp)	V	Datos de Placa			Consumo Nominal (KW)	Carga (%)	Consumo Actual (KW)	Horas por día	Días por semana	Consumo Mensual (KW-H)
			A	PH	PF						
UMA 1	5	460	7.2	3	82	4.70	74	3.48	4	7	424
UMA 2	5	460	7.2	3	82	4.70	74	3.48	0	0	0
UMA 3	5	460	7.2	3	82	4.70	79	3.72	16	7	1,811
UMA 4	5	460	7.2	3	82	4.70	74	3.48	16	7	1,696
UMA 5	5	460	7.2	3	80.7	4.63	79	3.66	16	7	1,782
UMA 6	5	460	7.2	3	82	4.70	71	3.34	16	7	1,627
UMA 7	15	460	20	3	92	14.66	80	11.73	0	0	0
UMA 8	10	460	12.5	3	87.5	8.71	59	5.14	12	7	1,879
UMA 9	50	460	58	3	86	39.74	51	20.27	14	7	8,640
UMA 10	75	460	87	3	89	61.69	46	28.38	14	7	12,098
UMA 11	7.5	460	10.5	3	80.7	6.75	95	6.41	14	7	2,734
BAH	50	460	60	3	84	40.16	90	36.14	16	7	17,608
BAE	40	460	47	3	90	33.70	100	33.70	16	7	16,420
TE	10	460	14	3	85	9.48	73	6.92	16	7	3,372

TABLA 5-12  
 CONSUMO ESTIMADO DE ENERGIA DEL  
 ENFRIADOR DE AGUA CON MEDIDA DE CONSERVACION 1 - CASO DE ESTUDIO

HORA	ENERO	FEBRO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTBR	OCTBRE	NOVBRE	DICBRE
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
7	38.39	39.67	40.00	39.46	34.78	32.93	23.99	23.45	28.53	30.76	26.57	31.65
8	96.17	97.30	100.47	100.30	90.57	85.08	72.29	72.27	79.18	81.37	76.49	84.70
9	105.78	108.77	110.32	111.82	100.59	93.90	78.80	79.06	87.71	90.04	86.07	94.61
10	113.55	116.11	118.36	120.88	108.86	101.15	86.24	86.53	96.09	98.63	95.11	102.68
11	120.36	122.43	125.90	129.58	117.85	109.00	94.53	94.67	104.63	104.76	103.81	110.50
12	121.92	124.01	128.05	131.20	120.13	110.89	97.69	97.73	107.22	106.88	107.28	112.85
13	118.48	121.10	125.19	128.85	118.84	108.52	96.37	99.16	105.40	105.15	105.91	111.04
14	115.21	118.30	121.95	126.03	117.26	106.81	96.78	99.61	104.11	103.95	105.28	109.55
15	126.78	130.12	134.19	138.28	129.87	118.80	110.93	112.25	116.39	115.95	117.50	121.52
16	127.62	132.09	135.40	139.31	131.92	121.55	113.35	115.17	119.07	117.97	119.67	122.69
17	125.14	130.33	133.75	136.77	130.26	120.30	111.03	113.74	117.32	116.30	118.05	120.81
18	121.94	126.94	130.29	132.69	126.84	117.18	107.55	110.38	113.66	111.94	112.83	117.38
19	121.43	126.89	131.08	134.03	127.26	116.41	105.07	105.44	110.36	106.62	106.95	114.59
20	110.80	115.13	119.64	122.28	114.97	104.13	92.46	91.16	96.75	91.49	90.96	101.34
21	108.18	111.92	115.86	118.29	108.68	99.30	86.46	85.15	90.25	86.77	84.61	96.19
22	104.48	107.94	111.63	111.91	99.72	92.98	79.03	78.36	83.07	81.71	79.35	89.32
23	86.85	90.15	91.63	91.99	78.24	72.84	60.05	60.52	64.68	65.53	62.60	70.30

TABLA 5-12 (CONTINUACION)

CALCULOS EFECTUADOS

	ENERO	FEBRO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTBR	OCTBRE	NOVBRE	DICBRE
PROMEDIO DE 8 A 23 KW	114.04	117.47	120.86	123.39	113.87	104.93	93.04	93.82	99.74	99.07	98.28	105.00
CONSUMO DE 8 A 23 KW-H	1,710.65	1,762.07	1,812.83	1,850.82	1,707.99	1,573.93	1,395.59	1,407.36	1,496.15	1,486.00	1,474.20	1,575.06
CONSUMO DE 7 A 8 KW-H	67.28	68.49	70.23	69.88	62.67	59.00	48.14	47.86	53.85	56.06	51.53	58.17
CONSUMO DIARIO 7 A 23 KW-H	1,777.93	1,830.55	1,883.07	1,920.70	1,770.66	1,632.94	1,443.73	1,455.22	1,550.00	1,542.07	1,525.73	1,633.24
CONSUMO MENSUAL KW-H	53,338.01	54,916.52	56,491.97	57,621.03	53,119.83	48,988.10	43,311.98	43,656.63	46,500.03	46,262.00	45,771.96	48,997.09
CONSUMO ANUAL KW-H	<b>598,975.14</b>											

TABLA 5-13  
EQUIPOS SELECCIONADOS PARA AREAS DE  
PRODUCCION EN BASE A SUS CARGAS DE ENFRIAMIENTO  
CASO DE ESTUDIO

AREA	CARGA DE ENFRIAMIENTO (BTU/h)	EQUIPO SELECCIONADO	
		MODELO	EER
SALA DE PLACAS (UMA 6)	180,000	TTA180B / TWE180	9.50
BODEGA QUIMICOS (UMA 5)	60,000	TTR060A / TWE060D	10.00
BODEGA DE PLANTA (UMA 4)	90,000	TTA090A / TWE090B	10.00

El EER mencionado de los equipos es su razón de eficiencia y se expresa en BTU/h por Watios de la unidad compresora del equipo. La potencia requerida por los ventiladores del condensador y del evaporador de estos equipos se los obtienen del catálogo del fabricante, The Trane Company en este caso. Las cargas de enfriamiento presentadas en la tabla fueron evaluadas a temperaturas normales de operación de los ambientes a climatizar y sirven para horarios de la noche en que básicamente van a operar. El consumo de energía de estos equipos se lo estimó a partir de 7 horas de operación a carga completa, lo cual da

Sala de Placas:  $7 \text{ horas} * (180,000 / 9.5) \text{ W} * (1 / 1000) \text{ KW} = \underline{133}$

KW-H compresor

$7 \text{ horas} * (2 * 0.5 \text{ HP}) * 0.746 \text{ KW/HP} = \underline{5.22}$

KW-H ventiladores

Bodega Químicos:  $7 \text{ horas} * (60,000 / 10) \text{ W} * (1 / 1000) \text{ KW} = \underline{42}$

KW-H compresor

$7 \text{ horas} * (1 * 0.25 \text{ HP}) * 0.746 \text{ KW/HP} = \underline{1.3}$

KW-H ventilador

Bodega de Planta:  $7 \text{ horas} * (90,000 / 10) \text{ W} * (1 / 1000) \text{ KW} = \underline{63}$

KW-H compresor

$7 \text{ horas} * (1 * 0.5 \text{ HP}) * 0.746 \text{ KW/HP} = \underline{2.6} \text{ KW-}$

H ventilador

Consumo Total de Energía Equipos a Implementarse:

$247.12 \text{ KW-H diarios} = 7,415 \text{ KW-H mensuales} = \underline{88,963 \text{ KW-H}}$

anuales

Se obtiene un ahorro neto de energía eléctrica del orden de  $416,509 \text{ KW-}$

$\text{H} - 88,963 \text{ KW-H} = \underline{327,546 \text{ KW-H anuales}}$ . El costo de implementar

los equipos, que es básicamente el costo de la medida de conservación de

energía, es el siguiente:

ITEM	COSTO (US\$)
Split 180,000 BTUh	10,500
Split 90,000 BTUh	4,500
Split 60,000 BTUh	3,100
Instalación de Split 180,000 BTUh	1,400
Instalación de Split 90,000 BTUh	1,400
Instalación de Split 60,000 BTUh	1,000
Ductaje necesario para empatar nuevos equipos a ductos existentes	1,300
Compuertas de contraflujo para cada sistema de manejo de aire	3,000
<b>TOTAL DE LA INVERSION</b>	<b>26,200</b>

El precio por la instalación de las unidades split comprende la mano de obra, las líneas de tubería de cobre con sus accesorios (codos, uniones, trampas) requeridos en base a la distancia entre evaporador y condensador, asumiendo que estos últimos son instalados en la cubierta del edificio. Esto representa unos 50 mts. de tubería. Se incluye también el aislamiento térmico para la línea de succión del compresor y una base metálica requerida por el evaporador. El ductaje requerido sirve para empatar las unidades evaporadoras con los ductos existentes y se estima su cantidad en unos 150 Kilos por cada máquina, a 2.5 US\$ el Kilo de ducto, y se contabilizan los trabajos que se requieran para balancear el sistema una vez operando. Se preveen dos compuertas de contraflujo en cada evaporadora y manejadora con objeto de evitar que el

aire ingrese a la máquina que esté fuera de operación, cualquiera de ellas. Con una inversión de 26,200 US\$ y con ahorros en electricidad de 327,546 KW-H anuales, representando 32,755 US\$ ahorrados en electricidad al año, se obtiene un período de repago de la inversión (fórmula 4.1) de **0.8 años**. Es decir, en 10 meses se puede recuperar el monto de inversión indicado, mediante la aplicación de una estrategia de racionalización del uso de la energía en el edificio. Asumiendo que se desee realizar un préstamo a una entidad bancaria, a una tasa de interés del 8% anual en US\$, utilizando un índice de incremento anual en el precio de la electricidad de 5%, y que el período más atractivo de recuperación de la inversión sea de 1 año, al utilizar las fórmulas 4.2 y 4.3 se obtiene que la tasa de interés efectiva  $i_e$  es de 0.02857, lo cual nos da una inversión inicial justificable a valor presente de 916,966 US\$. Como el valor de la inversión es mucho menor que el valor presente de la inversión a 1 año de repago, el proyecto se justifica completamente para su implementación.

#### 5.4.2 REDUCCIÓN DEL HORARIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA CENTRAL DE REFRIGERACIÓN, IMPLEMENTANDO EQUIPO UNITARIO EN LAS ÁREAS QUE REQUIEREN

## CLIMATIZACIÓN 24 HORAS AL DÍA, E IMPLEMENTANDO UN SISTEMA CENTRAL DE ADMINISTRACIÓN DE ENERGÍA (EMS).

Esta medida es similar a la medida de conservación analizada en la sección 5.4.1, con la adición de un Sistema Central de Control y Automatización (EMS) de los principales equipos consumidores de energía del edificio. El sistema es capaz de presentar datos de funcionamiento de las máquinas de climatización, realizar rutinas de conservación de energía incorporadas en el programa de control, tales como ciclo de tareas, purga de calor nocturna, corte de la demanda, las cuales son las más factibles en nuestro medio. El control de entalpía no es aplicable debido a que las condiciones climáticas de la ciudad de Guayaquil no son apropiadas para obtener confort a partir de aire con menores niveles de temperatura y contenido de humedad que los normales. El sistema de control también es capaz de monitorear y regular el flujo de aire que circula por las cajas de volumen de aire variable.

Se asume que los ahorros en energía obtenidos por el nuevo sistema de monitoreo y control central son un 15% del consumo de energía del edificio con la implementación de la primera medida de conservación,

esto es,  $(416,509 - 88,963) * 0.15 \text{ KW-H} = 49,132 \text{ KW-H}$ . Este sería el ahorro anual en climatización únicamente por la aplicación del sistema propuesto. Este ahorro, sumado al ahorro producido por poner fuera de funcionamiento la planta central, y determinado en el análisis de la medida anterior, nos da un ahorro total neto de 376,678 KW-H anuales, esto es, 37,668 US\$.

El costo de la medida estaría compuesto del costo de los equipos necesarios para climatizar áreas esenciales más el costo de adquirir e instalar el sistema de monitoreo y control propuesto. A continuación se efectuará una estimación del costo de esta alternativa en base a una estrategia de control que debe formularse para decidir qué accesorios debe llevar el sistema. Esta estrategia puede variar de acuerdo a lo que el cliente pueda adquirir o a lo que desee tener control.

La estrategia de control propuesta es la siguiente, con una estimación de sus costos:

Monitoreo y estado de un enfriador centrífugo: el sistema arrancará y detendrá en secuencia el enfriador con respecto a las bombas de agua helada y de enfriamiento y de la torre de enfriamiento. Informará el

consumo de energía eléctrica del enfriador por medio de un medidor de corriente. Informará temperaturas de salida y retorno de agua helada, y temperaturas de entrada y salida de agua de enfriamiento. (10,000 US\$)

Monitoreo y estado de dos bombas de suministro de agua helada: estado de la unidad por medio de un sensor de flujo de tipo inmersión, medición del flujo de agua entregado por la bomba, arranque y parada en secuencia con respecto a los demás equipos de la planta. (20,000 US\$)

Monitoreo y estado de dos bombas de enfriamiento: estado de la unidad por medio de un sensor de flujo, arranque y parada en secuencia con respecto a los demás equipos de la planta. (12,000 US\$)

Monitoreo y estado de dos torres de enfriamiento: arranque y parada en secuencia con respecto a los demás equipos de la planta, estado de la unidad. (10,000 US\$)

Monitoreo y estado de ventiladores de manejadoras de aire (10 en total): arranque y parada programados, estado de la unidad por medio de un sensor de presión estática, monitoreo de temperatura y humedad relativa del aire suministrado por el ventilador, regulación automática de válvula de control de agua helada. (30,000 US\$)

Monitoreo y control de cajas de volumen variable ( 95 en total ): reportará temperatura de ambiente servido para cada caja y regulará el suministro de aire de ésta. (10,000 US\$)

Notar que solamente se va a controlar un enfriador de agua, esto es debido a que la unidad enfriadora de respaldo no se utilizaba por tener problemas de funcionamiento en su sistema de aceite, y a que el jefe de mantenimiento del edificio sugirió el reemplazo de dicha máquina. En todo caso, se puede agregar al sistema de control y monitoreo propuesto los dispositivos y programación requeridos por el segundo enfriador. El costo del sistema varía de acuerdo a los materiales requeridos y a los puntos de control y programación sugeridos, pero el estimado de 92,000 US\$ presentado es lo suficientemente aproximado para nuestra estimación.

El costo total de la medida de conservación de energía es de 118,200 US\$, que con un ahorro anual de 37,668 US\$ nos da un período de repago de la inversión de 2.9 años. Vamos a analizar esta propuesta mediante un análisis de flujo de caja diferente al indicado en la fórmula 4.2, tomado de la Referencia 8, especificando una tasa mínima de retorno de 20%. El valor presente neto de la inversión es por definición el valor presente de los dividendos de caja menos el valor presente de los desembolsos de caja. Asumiendo que el sistema propuesto tiene una vida útil de 20 años, se obtiene

$$37668 * \left[ \frac{(1+0.2)^{20} - 1}{0.2 * (1+0.2)^{20}} \right] - 118200 = 65227$$

Como 65,227 es cantidad positiva, el sistema está económicamente justificado. Se presenta la Tabla 5-14 de flujos de caja, generada en base a estos cálculos, de la cual se deduce que al sexto año de efectuada la inversión se empezará a recibir ganancias por parte del propietario.

TABLA 5-14

## FLUJOS DE CAJA PARA CASO DE ESTUDIO

## MEDIDA DE CONSERVACION DE ENERGIA #2

0.2 M.A.R.R.	FLUJOS DE CAJA	P / A	V.P. DEL FLUJO DE CAJA A 20%	P.V. ACUMULADO AL 20% HASTA EL AÑO k	P.V. ACUMULADO AL 0% HASTA EL AÑO k
0	-118,200	0	-118,200	-118,200	-118,200
1	37,668	0.83	31,390.00	- 86,810.00	-80,532
2	37,668	1.53	26,158.33	- 60,651.67	-42,864
3	37,668	2.11	21,798.61	- 38,853.06	-5,196
4	37,668	2.59	18,165.51	- 20,687.55	32,472
5	37,668	2.99	15,137.92	- 5,549.62	70,140
6	37,668	3.33	12,614.94	7,065.32	107,808
7	37,668	3.60	10,512.45	17,577.76	145,476
8	37,668	3.84	8,760.37	26,338.14	183,144
9	37,668	4.03	7,300.31	33,638.45	220,812
10	37,668	4.19	6,083.59	39,722.04	258,480

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

1. El caso de estudio presentado en esta tesis demuestra que con una planificación adecuada, considerando aspectos funcionales del edificio y de la instalación mecánica, se puede ahorrar energía sin afectar las actividades y condiciones ambientales de un edificio. En el caso de estudio analizado se ahorra un 17% aproximadamente del consumo de energía que la instalación de climatización requiere cuando no utiliza ninguna política de conservación y racionalización energética. Todo esto mediante la aplicación de medidas sencillas tales como manejo apropiado del consumo de la instalación.
2. Las medidas de conservación de energía son muy limitadas en nuestro medio, cuando se trata de sistemas de climatización en edificios existentes, o existen alternativas que requieren de grandes inversiones y no se justifique su implementación.

3. El punto 2 tiene que ver con medidas de conservación de energía desde la etapa de formulación y diseño de un sistema de climatización de un edificio comercial. Mas bien, deberíamos decir que el diseño del sistema debe ser eficiente desde el punto de vista energético. Para esto el diseñador tiene numerosas opciones, empezando desde la ubicación y orientación del edificio, la cual puede ser definida con el arquitecto o el propietario, el tipo de vidrios y paredes a utilizarse, efectos de sombreado externos o incorporados al edificio, todo esto reconociendo que la carga de enfriamiento del edificio es el factor que determina el consumo de energía del mismo. A mayor carga de enfriamiento, mayor será la capacidad en equipos a instalarse, y mayor será el consumo de energía de la instalación. Si se piensa en reducir el consumo de energía en un edificio existente, cualquier propuesta pensada en alterar o cambiar aspectos físicos y/o estéticos en el edificio es posible que encuentre seria oposición por parte del propietario, o simplemente no sea factible de implementar.

4. Respecto al sistema mecánico de climatización, el diseñador puede formular un proyecto con equipos que aprovechen mejor la energía, considerando su funcionamiento a condiciones de carga parcial. Para el caso de estudio analizado aquí, con un enfriador relativamente nuevo, difícilmente se puede recomendar la adquisición de una nueva máquina enfriadora de agua de menor capacidad a la instalada pero más eficiente a varias condiciones de carga. Esta sería de 190 TR, la cual opera a una eficiencia típica de 0.65 KW/TR a carga

total, mejorando esta eficiencia a menores cargas. Asumiendo 0.5 KW/TR para el 10% de carga nominal, que es la mínima carga en el edificio, con 8 horas de operación a dicha carga, el sistema consumiría, aproximadamente,  $((0.65*180*16) + (0.5*20*8)) * 30 = 58,560$  KW-H mensuales, contra los 72,156 KW-H mensuales operando el sistema sin ningún esquema de conservación energética. Esto representa ya un ahorro de 19% de energía recomendando un enfriador que opere más eficientemente. Obviamente se obtiene un período de repago de inversión de unos 3 años aproximadamente, utilizando 50,000 US\$ para el costo de la máquina, por lo que es una medida que puede parecer atractiva, pero que requiere de un análisis más detallado, especialmente en los aspectos mecánico y económico. El reemplazo de la máquina conlleva evaluar espacio físico requerido y realizar ajustes para que funcione con los equipos auxiliares existentes (bombas de agua helada y enfriamiento, torre de enfriamiento), y significa también alterar el ritmo normal de actividades en el edificio, lo cual causaría molestias en empleados y en especial a los procesos de producción desarrollándose en el edificio. De allí que consideraciones de este tipo pueden ahorrar energía desde la etapa de proyecto del sistema de climatización, previendo el comportamiento del sistema a cargas de enfriamiento distintas.

5. En cuanto a la implementación de un sistema central de control y administración de energía, concluimos que por su costo y en comparación con

el ahorro obtenido por el sistema, no se justifica adquirir de manera inmediata dicho sistema, debido a que se puede empezar con medidas de conservación básicas como la propuesta en cuanto a reducción del horario de operación de la planta de refrigeración. En todo caso, es una alternativa factible para instalaciones con carga importante y un sistema mecánico altamente distribuido y complejo.

6. Se puntualiza que el caso de estudio presentado es muy especial, y que no se pueden realizar semejanzas entre este caso y cualquier otro, menos generalizar los resultados obtenidos en una instalación para cualquier otra que se desee analizar. Cada instalación que se analice, con miras a conservar energía, es un caso completamente diferente de otros. Sin embargo, las bases para un análisis de conservación y racionalización energética en edificios comerciales están definidas por los manuales, estándares y bibliografía consultados. La conservación de energía radica en adaptar las alternativas existentes al problema que enfrenta el ingeniero.

7. Una de las razones principales en nuestro medio que imposibilitan la implementación de programas de conservación de energía, son los costos elevados de materiales y equipos requeridos para estos fines. La situación financiera del país en los actuales momentos tampoco es ideal para endeudarse en aspectos de conservación energética, por lo que el empresario o propietario

de un edificio o instalación prefiere no tomar medidas que le van a representar un beneficio debido a los condiciones inseguras, económicamente, por las que pasa el Ecuador.

## RECOMENDACIONES

- 1) Recomendar el desarrollo de un programa computacional, el cual puede ser en hoja de cálculo también, para simular un serpentín de enfriamiento y deshumidificación. El modelo trabajaría con el área de transferencia de calor y masa conocidos, caudal de aire, temperaturas y niveles de humedad de entrada del aire, y temperatura de entrada del agua helada, previendo factores de suciedad en el intercambiador. Esto serviría para realizar un análisis completo del sistema de refrigeración mecánico.
- 2) Se sugiere un estudio de medidas de conservación de energía sugeridas por fabricantes de bombas, tales como dispositivos de bombeo variable. El modelo trabajaría mediante las curvas de operación de la bomba seleccionada y de las características de operación del sistema, y debería predecir el consumo de energía para diferentes condiciones de carga térmica en las manejadoras de aire. La carga en el serpentín define el caudal de agua utilizado en el mismo, y la caída de presión ejercida por la válvula de control de dos vías, o, la temperatura

de la mezcla de agua realizada por una válvula de control de tres vías. Fabricantes de estos sistemas, por ejemplo Bell & Gossett o Westinghouse, citan ahorros con períodos de repago de la inversión de 2 años, pero no es un resultado que se cumpla necesariamente para toda instalación.

- 3) Igual proyecto al anterior pero en sistemas de volumen de aire variable. La curva del ventilador y la curva de operación del sistema de ductos sirven para determinar el consumo de energía de este sistema. También la carga térmica es dato de entrada en el modelo. Se puede utilizar este modelo para diversas configuraciones de control de volumen variable.
- 4) Realizar modelos más reales que el aquí presentado para analizar enfriadores de agua reciprocantes y centrífugos. El modelo debe considerar las condiciones ambientales del medio y las temperaturas de agua obtenidas. El objetivo es predecir el consumo de energía de la unidad en base a la carga de enfriamiento, poniendo especial énfasis en zonas de bajo rendimiento, esto para unidades del tipo centrífugo.
- 5) Se debe dar gran importancia al hecho de estimar con mayor exactitud la carga de enfriamiento de un edificio. El uso de programas de computación ideados para este fin es muy conveniente, tales como TRACE (The Trane Company), o DOE-II del U.S. Departamento de Energía, pero se debe insistir en realizar

estimaciones lo más cercanas a la realidad, utilizando la mayor información posible acerca de la instalación, con datos reales. En proyectos de diseño se deberán hacer asunciones necesariamente, pero siempre lo más cercanas a la realidad.

- 6) Recomendar a la Facultad de Ingeniería Mecánica de ESPOL la realización de una encuesta de calidad de aire en interiores, en diversos edificios comerciales, a fin de promover el desarrollo de normas en nuestro medio referentes a dicho tópico, como medio de promover la calidad en el trabajo y velar por la salud de trabajadores, todo esto como parte de las políticas de medio ambiente y desarrollo sustentable que en estos momentos se trata en el Ecuador. En esta propuesta estarían incluidos los diversos profesionales del área de climatización, los cuales deberían verse obligados de alguna forma legal a considerar en sus diseños normas de calidad de aire interior.
  
- 7) Discutir con participación de la ESPOL, cámaras de comercio y de industria, y de las empresas eléctricas de nuestra localidad, la factibilidad de premiar al sector comercial e industrial el bajo consumo de energía en horas pico, tal como se hace en otros países desarrollados o en vías de desarrollo. Esto abriría la posibilidad de incluir en diseños de edificios, o a manera de mejoras en sistemas existentes, sistemas mecánicos de acumulación de frío (hielo) como

medida de conservación energética. Una inversión en equipos de este tipo se vería justificada mediante los ahorros en las tarifas de energía.

- 8) Los sistemas totales de energía, o cogeneración, es una alternativa que debe estudiarse para en un futuro inmediato ser puesta en práctica, por el sector industrial principalmente. Las necesidades de calor y electricidad en plantas industriales se pueden lograr simultáneamente, por períodos de tiempo importantes, de manera independiente al sistema nacional de electrificación y como respaldo en épocas de emergencia, como las sucedidas entre Agosto y Octubre de 1995 en nuestro país. Un sistema de climatización se puede adaptar a una planta de cogeneración mediante el uso de una turbina a baja presión que impulse un enfriador centrífugo, o el uso de vapor de baja presión del escape de una turbina de alta presión para generar agua caliente y utilizar un enfriador de agua con refrigeración por ciclo de absorción. La electricidad producida en la propia planta industrial puede utilizarse como motriz de otros enfriadores eléctricos.

**ANEXOS**

CAS Y COMERCIALES

EQUIPOS DE CLIMATIZACION

REFRIGERANTES

CARACTERISTICAS TECNOLOGICAS Y COMERCIALES  
DE PRINCIPALES EQUIPOS DE CLIMATIZACION  
DISPONIBLES

CARACTERISTICAS TECNOLOGICAS Y COMERCIALES DE TIPICOS  
SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

TIPO DE EQUIPO / CARACTERISTICA	ENFRIADORES ELECTRICOS	EQUIPO UNITARIO	
		DX	HIDRONICOS
Disponibilidad Comercial (año)	Disponible	Disponible	Disponible
Capacidades representativas	Reciprocante: 20 - 185 TR Centrífugo: 80 - 2,000 TR Tornillo helicoidal: 100 - 750 TR Recuperación de Calor: 40 - 1,630 TR	3 - 140 TR	Individuales: 0.5 - 2 TR Centrales: 3 - 20 TR
Eficiencia: COP a plena carga	Reciprocante: 2.85 - 4.1 Centrífugo: 4.2 - 6.0 Tornillo helicoidal: 4.2 - 5.0	2.93 - 3.52	2.3 - 3.66
Vida del Equipo (años)	20 - 25	15	15 - 20
Seguridad de Funcionamiento	Alta	Alta	Alta
Potencial como alternativa de un sistema existente	Alto	Alto	Medio
Grado de Desarrollo Tecnológico	Tecnología desarrollada y comprobada	Tecnología desarrollada y comprobada	Tecnología desarrollada y comprobada
Relación Diseño/Costo	Costo de equipos predecible	Costo de equipos predecible	Costo de equipos predecible

Referencia 9: EPRI, Electric Power Research Institute, California, USA, 1988.

**DATOS CLIMATICOS UTILIZADOS EN PROGRAMA DE**  
**ESTIMACION DE CONSUMO DE ENERGIA POR CLIMATIZACION**  
**EN EDIFICIOS**

TEMPERATURAS BULBO SECO

MESES

HORA	ENERO	FEBRO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTBR	OCTBR	NOVBR	DCMBR
0	77.6	80.1	79.3	78.8	77.2	75.0	71.3	71.7	72.6	73.0	72.5	75.2
1	76.9	79.3	78.6	77.9	76.3	74.2	70.4	71.2	72.2	72.5	72.0	74.6
2	76.5	78.5	78.2	77.1	75.4	73.6	70.0	70.9	72.1	72.4	71.8	74.2
3	76.0	77.7	77.8	76.6	74.8	73.4	69.7	70.6	72.0	72.3	71.6	73.6
4	75.5	77.0	77.3	76.3	74.4	73.2	69.4	70.1	71.9	72.2	71.6	72.9
5	75.2	76.5	76.9	75.8	74.1	73.1	69.4	69.8	71.6	72.1	71.7	72.3
6	74.8	75.9	76.5	75.4	73.7	73.0	69.3	69.4	71.4	72.1	71.5	72.1
7	74.6	75.6	76.0	75.0	73.6	72.9	69.4	69.4	71.5	72.3	71.5	72.6
8	74.6	75.6	76.0	74.9	73.9	73.2	69.7	69.7	71.9	72.6	71.7	73.6
9	75.7	76.7	77.0	76.4	75.4	74.4	70.6	70.8	73.2	74.0	73.1	75.5
10	77.4	78.3	78.7	78.7	77.6	76.2	72.5	72.7	75.3	76.0	75.2	77.6
11	79.5	80.2	81.1	81.7	80.7	78.3	74.8	74.9	77.6	78.6	77.6	80.1
12	81.5	82.3	83.1	83.9	83.0	80.2	77.4	77.4	79.9	81.0	80.1	82.4
13	83.3	84.3	84.9	85.8	84.8	81.8	79.7	79.8	82.0	83.2	82.4	84.3
14	84.7	85.8	86.2	87.1	86.1	83.1	82.0	82.0	83.7	84.8	84.5	85.9
15	85.4	86.8	87.2	88.0	86.8	84.2	83.5	83.7	84.9	86.0	86.0	87.1
16	85.5	87.4	87.9	88.5	87.3	85.0	84.2	85.0	85.8	86.5	86.7	87.7
17	85.2	87.5	87.8	88.3	87.1	85.1	84.1	85.5	85.8	86.1	86.6	87.7
18	84.5	86.8	86.9	87.1	86.3	84.1	83.0	84.3	84.7	84.5	84.9	86.5
19	83.3	85.8	85.6	85.4	85.2	82.7	81.4	82.0	82.7	82.0	82.3	84.6
20	82.0	84.4	84.0	83.4	83.6	80.8	79.2	79.1	80.2	79.0	79.2	82.2
21	80.8	83.0	82.5	81.7	82.0	79.2	76.8	76.5	77.7	76.7	76.6	80.0
22	79.6	82.0	81.2	80.5	80.3	77.6	74.5	74.3	75.6	75.0	74.8	78.1
23	78.5	81.0	80.1	79.6	78.5	76.1	72.5	72.7	73.7	73.7	73.5	76.3

TEMPERATURAS BULBO HUMEDO

MESES

HORA	ENERO	FEBRO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTBR	OCTBR	NOVBR	DCMBR
0	73.2	73.7	73.7	73.9	70.4	69.8	66.4	66.7	67.7	68.3	67.1	69.2
1	72.9	73.3	73.5	73.7	70.2	69.3	66.0	66.5	67.5	68.1	67.0	69.1
2	72.8	73.0	73.4	73.5	70.1	69.1	66.0	66.5	67.5	68.1	67.1	69.1
3	72.6	72.9	73.3	73.3	70.1	69.1	66.0	66.4	67.5	68.1	67.1	68.9
4	72.5	72.9	73.1	73.2	70.0	69.2	66.0	66.2	67.5	68.2	67.1	68.6
5	72.3	72.9	73.1	73.0	69.9	69.3	66.0	66.1	67.4	68.3	67.0	68.2
6	72.2	72.9	73.0	72.8	69.8	69.2	66.0	65.9	67.2	68.2	66.7	68.2
7	72.1	72.8	72.9	72.7	69.9	69.2	66.1	65.9	67.3	68.2	66.5	68.5
8	72.1	72.8	72.9	72.8	70.2	69.4	66.2	66.1	67.5	68.2	66.5	68.9
9	72.5	73.2	73.2	73.4	70.6	69.8	66.5	66.5	68.0	68.7	67.2	69.6
10	73.1	73.9	73.8	74.2	71.4	70.5	67.4	67.3	68.8	69.6	68.4	70.3
11	73.7	74.4	74.6	75.2	72.5	71.4	68.5	68.4	70.1	70.0	69.7	71.2
12	74.2	74.9	75.3	75.8	73.3	72.1	69.5	69.4	70.9	70.6	70.7	71.9
13	74.5	75.3	75.7	76.3	74.2	72.8	70.5	70.5	71.7	71.4	71.6	72.7
14	74.6	75.6	75.9	76.6	74.8	73.3	71.4	71.4	72.2	71.9	72.2	73.2
15	74.8	75.8	76.1	76.8	75.3	73.7	71.9	72.0	72.7	72.3	72.6	73.5
16	74.9	76.0	76.2	76.9	75.6	74.1	72.2	72.4	73.1	72.6	72.9	73.5
17	74.8	76.1	76.3	76.8	75.8	74.3	72.1	72.4	73.1	72.7	73.0	73.5
18	74.7	76.0	76.2	76.7	75.7	74.1	71.8	72.2	72.8	72.3	72.4	73.3
19	74.5	75.7	76.1	76.7	75.5	73.8	71.5	71.4	72.3	71.5	71.5	72.9
20	74.3	75.3	75.8	76.4	75.0	73.3	70.9	70.5	71.5	70.4	70.2	72.2
21	74.0	74.9	75.3	75.9	73.9	72.5	69.9	69.5	70.4	69.7	69.0	71.4
22	73.7	74.5	74.9	75.0	72.4	71.6	68.6	68.3	69.3	69.0	68.2	70.4
23	73.4	74.1	74.2	74.3	71.1	70.4	67.2	67.2	68.2	68.5	67.5	69.5

### HUMEDAD RELATIVA

HORA	ENERO	FEBRO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTBR	OCTBR	NOVBR	DCMBR
0	81.46	74.34	77.15	79.75	71.93	77.59	77.80	77.49	78.17	79.12	76.03	74.42
1	82.94	75.62	78.92	82.33	74.36	78.61	79.72	78.63	78.91	80.27	77.58	76.25
2	84.09	77.33	80.00	84.62	77.29	80.12	81.39	79.86	79.31	80.68	78.80	77.78
3	85.25	79.89	81.11	85.77	79.59	80.92	82.67	80.66	79.71	81.08	79.61	79.28
4	86.85	82.55	82.21	86.56	80.74	82.15	83.96	81.86	80.12	81.92	79.61	80.80
5	87.23	84.51	83.76	87.75	81.51	82.99	83.96	82.69	80.91	82.77	78.77	81.51
6	88.46	86.91	84.92	88.54	82.69	82.96	84.39	83.50	80.86	82.33	78.29	82.33
7	88.86	87.72	86.51	89.78	83.52	83.37	84.41	83.50	80.88	81.51	77.43	81.58
8	88.86	87.72	86.51	90.64	83.58	83.01	83.57	83.12	80.12	80.30	76.64	79.28
9	86.04	84.96	83.78	86.99	79.33	79.90	81.10	80.27	77.08	76.90	74.15	74.91
10	81.82	81.61	79.72	81.30	74.36	75.91	77.30	76.10	72.46	73.08	71.24	70.16
11	76.44	76.63	74.26	74.42	67.95	71.91	73.09	72.32	69.40	65.71	67.90	65.23
12	71.45	71.34	70.18	69.39	63.60	68.13	67.83	67.45	64.80	60.39	63.46	60.67
13	66.78	66.45	65.99	65.31	61.34	65.53	64.01	63.69	61.17	56.76	59.67	57.90
14	62.93	63.03	62.86	62.56	59.63	63.30	60.16	60.16	57.95	54.04	55.77	55.18
15	61.58	60.86	60.70	60.70	59.29	61.42	57.54	57.31	56.27	52.19	53.10	53.02
16	61.62	59.84	59.12	59.67	58.87	60.45	56.58	55.07	55.13	51.84	52.24	51.54
17	62.15	59.88	59.69	59.89	60.03	60.81	56.54	53.77	55.13	53.14	52.78	51.54
18	63.84	61.49	61.84	62.87	61.93	63.03	58.61	56.31	57.13	56.09	55.33	53.94
19	66.78	63.35	65.24	67.84	64.44	66.22	62.27	60.16	61.13	60.49	59.62	57.72
20	70.18	66.15	69.08	73.10	67.57	70.50	67.04	65.91	65.98	65.87	64.51	62.26
21	73.06	69.10	72.12	77.01	68.76	72.95	71.41	70.92	70.19	70.99	68.66	66.26
22	76.09	70.89	75.02	77.84	68.89	75.14	74.60	74.13	73.35	74.35	71.89	68.84
23	78.89	72.75	76.22	78.38	70.10	75.88	76.45	75.68	75.98	77.22	73.87	71.62



La fracción sombreada de ventana describe la porción de un ventana que recibe sombra a determinada hora. Una fracción sombreada de 1.0 indica que la ventana está completamente en la sombra, previniendo el ingreso de energía solar directa.

Definición de términos:

Aletas.- elemento arquitectónico adosado verticalmente a un lado o ambos de una ventana.

Volado.- elemento arquitectónico adosado horizontalmente sobre una ventana.

Reveal.- distancia horizontal entre el apoyo de la ventana y el borde exterior de la pared que la contiene.

Angulo solar de Altitud ( $\beta$ ).- ángulo medido entre una superficie horizontal y el sol.

Angulo solar de Azimuth ( $\phi$ ).- ángulo medido entre la proyección del sol sobre una superficie horizontal y la línea norte-sur. Angulos positivos se miden en sentido contrario al reloj desde el sur.

Angulo de Azimuth Superficie ( $\varphi$ ).- ángulo medido entre la normal a una superficie vertical y la línea norte-sur. Angulos positivos se miden en sentido contrario al reloj desde el sur.

Angulo de Incidencia ( $\theta$ ).- ángulo medido entre la dirección del flujo solar directo y la normal a una superficie vertical.

#### CALCULO DE SOMBREADO.-

Ancho de sombra producido por aletas:

$$S_{wf} = (F_e + R_d) * \tan(\phi - \varphi) - F_w$$

Ancho de sombra producido por un reveal:

$$S_{wr} = R_d * \tan(\phi - \varphi)$$

El ancho de sombra es el valor mayor entre estos dos.

Altura de sombra producida por un volado:

$$S_{ho} = (O_e + R_d) * \tan(\beta) / \cos(\phi - \varphi) - O_h$$

Altura de sombra producida por un reveal:

$$S_{hr} = R_d * \tan(\beta) / \cos(\phi - \varphi)$$

La altura de sombra es el valor mayor entre estos dos.

Area de ventana sombreada por aletas:

$$Asf = SwWh$$

Area de ventana sombreada por volados:

$$Aso = ShWw$$

Area traslapada por aletas y volados:

$$Aov = SwSh$$

Fracción sombreada de ventana:

$$Fs = (Asf + Aso - Aov) / (WwWh)$$

donde Ww es el ancho de la ventana y Wh es el alto de la misma.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. Anais do III Encontro Nacional de Ciências Térmicas. Volume II, Itapema, December 10-12, 1990, "Modelagem e Simulação Matemática de Sistemas Centrais de Ar Condicionado Visando a Análise e Previsão do Consumo de Energia, por Roberto de Aguiar Peixoto", (Itapema - SC: Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil, 1990), pp. 853-858.
2. ASHRAE, ASHRAE / IES STANDAR 90.1-1989 User's Manual, Atlanta, Georgia, USA, 1989.
3. ASHRAE, ASHRAE Handbook of Fundamentals 1985, Atlanta, Georgia, USA.
4. ASHRAE, ASHRAE Handbook of Systems and Applications 1987, Atlanta, Georgia, USA.
5. ASHRAE, Procedures for determining heating and cooling loads for computerizing energy calculations. Algorithms for building heat transfer subroutines., Atlanta, Georgia, USA. 1976.

6. ASHRAE, Simplified Energy Analysis Using the Modified Bin Method, Atlanta, Georgia, USA, 1983.
7. Carrier Corporation, E20/TF Load Estimating Program - User's Guide. (Carrier Corporation, Syracuse, New York, 1988)
8. DeGarmo, Sullivan y Canada, Engineering Economy (7ma. Edición: New York: Macmillan Publishing Company, 1984), pp. 128-133.
9. Electric Power Research Institute, Technical Assesment Guide Volume 2 Part 2: Commercial Electricity Use - 1988. EPRI: Palo Alto, California, 1988
10. Flor Cadena, P. "Análisis Energético y Económico de Sistemas de Acondicionamiento de Aire: Comparación entre Volumen de Aire Variable y Paquetes Enfriados por Agua" (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1987).
11. Handbook of Energy Conservation for Mechanical Systems in Buildings, Editado por Robert W. Roose, Van Nostrand Reinhold Company, 1978
12. Lennox Air Conditioning, HS 17 Condensing Units Catalog, (Lennox Industries Inc. Dallas, Texas, USA. 1988)
13. McQuay Air Conditioning, Catalog 902 SEASONPAK Packaged Water Chiller. (SnyderGeneral Corporation, Minneapolis, Minnesota, 1985)
14. McQuay Air Conditioning, Catalog 960-2 Centrifugal Dual Compressor Packaged Water Chillers. (SnyderGeneral Corporation, Minneapolis, Minnesota, 1984)

15. McQuiston F., Parker G., Heating, Ventilating and Air Conditioning. (2da. Edición: New York, John Wiley and Sons, 1982)
16. Meckler, Milton. Energy Conservation in Buildings and Industrial Plants (New York: McGraw-Hill, 1981), pp. 37-48
17. Ortega, P. "Generación de un Modelo de Consumo de Energía en Edificios" (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1988).
18. Pita, Edward. Air Conditioning Processes: An Energy Approach, (New York, John Wiley & Sons, 1983)
19. Stoecker, W. Design of Thermal Systems (3ra. Edición; New York: McGraw-Hill, 1989), pp. 111-113.
20. The Trane Company. Catalog CTV-DS-1 CenTraVac Liquid Chillers. (The Trane Company, 3600 Pammel Creek Road, La Crosse, Wisconsin, USA, 1992)
21. The Trane Company. Catalog Water Source Heat Pumps. (The Trane Company, 3600 Pammel Creek Road, La Crosse, Wisconsin, USA, 1992)
22. U. S. Department of Commerce & National Bureau of Standards, Energy Conservation Program Guide for Industry and Commerce. Washington D.C. 1974
23. U. S. Department of Energy, DOE-2 Basics User's Manual, Lawrence Berkeley Laboratory, Berkeley, CA. Agosto 1991