

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO CON SISTEMAS DE VOLUMEN
DE REFRIGERANTE VARIABLE**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

BRUNO GUERRA SAMANIEGO

brunoguerra@bruguesa.com

DIRECTOR: MSc. ADRIÁN PATRICIO PEÑA IDROVO

adrian.pena@epn.edu.ec

Quito, Enero 2013

DECLARACIÓN

Yo, Bruno Guerra Samaniego, declaro bajo juramento que el trabajo descrito a continuación es completamente de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que he consultado en los libros y catálogos de las referencias bibliográficas que se indican en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente al presente trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Bruno Guerra Samaniego

1707503767

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Bruno Guerra Samaniego, bajo mi supervisión.

MSc. Adrián Patricio Peña Idrovo
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Mientras desarrollaba y escribía este proyecto se me llenaba el corazón de cariño y sobre todo de gratitud para las personas que me apoyaron y que me siguen apoyando.

A mis padres que me han apoyado desde el primer día, un profundo agradecimiento por todo su cariño, amor y sobre todo un buen ejemplo de honestidad, afecto y de lucha para triunfar.

A mis hermanos, con quienes me crié en un ambiente tan acogedor, jugando, riendo, estudiando, lo cual hace que una persona pueda tener seguridad y confiar en los demás.

A mi esposa Paty, a mis hijos Sara y Bruno todo mi amor por lo magnífico que son, gracias por el apoyo que día a día me dan para alcanzar mis metas.

A mis compañeros de trabajo, con quien lucho para surgir y ser cada día mejor.

A mis profesores de toda la vida, quienes me enseñaron lo mejor de ellos para poder desarrollarme profesionalmente.

A la Señora Glorita Castellanos, ejemplo para todos, quien me apoyó siempre aunque vivo tan lejos.

Con mucho cariño

Bruno

DEDICATORIA

Para las personas que más amo en la vida:

A mis padres Rodrigo y María del Carmen, que día a día me enseñaron a respetar y hacerme respetar con comprensión y cariño.

A mi esposa Paty, que con su amor me acompaña siempre en las buenas y las malas y me hace más fuerte.

A mis hijos Sara y Bruno que me brindan lo mejor de ellos para seguir aprendiendo de nuestras semillas.

Con mucho amor,

Bruno

CONTENIDO

<u>CAPITULO I.....</u>	<u>12</u>
<u>CONSIDERACIONES BÁSICAS</u>	<u>12</u>
1.1. INTRODUCCIÓN	12
1.2. OBJETIVOS.....	13
1.3. DESCRIPCIÓN DE LAS OFICINAS A CLIMATIZAR.....	14
1.4. NECESIDADES DE COMODIDAD EN LAS OFICINAS	16
<u>CAPÍTULO II.....</u>	<u>19</u>
<u>CÁLCULOS DE LAS CARGAS TÉRMICAS.....</u>	<u>19</u>
2.1. CONDICIONES DE DISEÑO EXTERNAS E INTERNAS.	19
2.2. CARACTERÍSTICAS DE LA EDIFICACIÓN.	20
2.2.1 TIPO DE PAREDES EXTERIORES DE LAS OFICINAS.....	20
2.2.2 TIPO DE PAREDES INTERIORES DE LAS OFICINAS.....	20
2.2.3 TIPO DE VIDRIOS EXTERIORES DE LAS OFICINAS.	20
2.2.4 TIPO DE CUBIERTA.	21
2.2.5 PERSONAS.....	21
2.3. DESCRIPCIÓN DE CADA ÁREA A CLIMATIZAR.	21
2.4. DETERMINACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA POR CADA OFICINA Y DE TODO EL PISO	30
2.4.1 CARGA TÉRMICA TOTAL	48
<u>CAPÍTULO III.....</u>	<u>51</u>
<u>ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO</u>	<u>51</u>
3.1. SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO A SER APLICADOS PARA UN PISO DE OFICINAS	51
3.1.1 EQUIPOS DE VENTANA	51
3.1.2 EQUIPOS TIPO PTAC	52
3.1.3 EQUIPOS TIPO MINI SPLITS	53
3.1.4 EQUIPOS TIPO SPLITS CONSOLAS PISO TECHO.....	56
3.1.5 EQUIPOS TIPO SPLITS CASSETTE.	58
3.1.6 SISTEMAS DE REFRIGERANTE VARIABLE.....	60
3.1.7 SISTEMAS CENTRALES Y MINI CENTRALES.	62
3.1.8 SISTEMAS CENTRALES TIPO PAQUETES ENFRIADAS POR AIRE.....	65
3.1.9 SISTEMAS CENTRALES TIPO PAQUETES ENFRIADAS POR AGUA.	67
3.1.10 SISTEMAS CENTRALES ENFRIADOS POR AGUA HELADA.	70
3.2. PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DE SISTEMAS CLIMATIZACIÓN.....	72
3.2.1 EFICIENCIA (SEER) (SEASONAL ENERGY EFFICIENCY RATIO).	72
3.2.2 CONTAMINACIÓN CRUZADA.....	73

3.2.3	CALIBRACIÓN TEMPERATURA INDIVIDUAL.....	73
3.2.4	ESPACIO SOBRE EL CIELO FALSO.....	74
3.2.5	DISTANCIA ENTRE EQUIPOS INTERNOS Y EXTERNOS.....	74
3.2.6	FACILIDAD DE INSTALACIÓN DE LOS EQUIPOS Y SUS SISTEMAS.....	74
3.2.7	COSTO DE LOS SISTEMAS.....	74
3.2.8	RUIDO EQUIPO INTERNO.....	75
3.2.9	RUIDO EXTERNO DE LOS EQUIPOS.....	75
3.2.10	CONTROL CENTRAL.....	75
3.2.11	VARIEDAD DE MODELOS.....	75
3.2.12	ESPACIOS EN CUBIERTA.....	76
3.2.13	DECORACIÓN.....	76
3.2.14	FACILIDAD DE MANTENIMIENTO.....	76
3.2.15	DISTRIBUCIÓN DEL AIRE.....	76
3.2.16	TAMAÑO DE LOS EQUIPOS.....	77
3.2.17	FACILIDADES PARA LOS PUNTOS DE DRENAJE.....	77
3.3.	SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN PARA CADA OFICINA.....	77

CAPITULO IV 81

DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO 81

4.1.	SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO DEL SISTEMA DE VOLUMEN DE REFRIGERANTE VARIABLE “VRV”.....	81
4.1.1	SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS INTERIORES (UNIDADES EVAPORADORAS).....	82
4.1.2	SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS EXTERIORES (UNIDADES CONDENSADORAS).....	89
4.2.	DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERÍAS DE COBRE.....	92
4.2.1	DIMENSIONAMIENTO DE LAS LÍNEAS DE SUCCIÓN.....	92
4.2.2	DIMENSIONAMIENTO DE LAS LÍNEAS DE LÍQUIDO.....	93
4.2.3	PASOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERÍAS DE COBRE PARA SISTEMAS “VRV”.....	94
4.3.	SISTEMA DE CONTROL PARA “VRV”.....	97
4.4.	EFICIENCIA DE LOS SISTEMAS “VRV” VERSUS LOS SISTEMAS CENTRALES.....	98
4.4.1	CARGAS TÉRMICAS DEL LOCAL.....	99
4.4.2	CAPACIDAD DEL EQUIPO VRV DE ACUERDO A LAS CARGAS TÉRMICAS DEL LOCAL.....	101
4.4.3	COMPARACIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO ENTRE UN SISTEMA VRV Y UN SISTEMA CENTRAL.....	102
4.5.	PRESUPUESTO.....	106

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 108

5.1	CONCLUSIONES.....	108
5.2	RECOMENDACIONES.....	111

BIBLIOGRAFÍA..... 112

ANEXOS 114

ANEXO 1.- PRESUPUESTO..... 114

ANEXO 2.- ESPECIFICACIONES TÉCNICAS..... 114

<u>ANEXO 3.- PLANOS.....</u>	<u>114</u>
<u>ANEXO 4.- CATÁLOGOS.....</u>	<u>114</u>
<u>ANEXO 5.- METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL PROGRAMA DE CARGAS TÉRMICAS</u>	<u>114</u>
<u>ANEXO 6.- ANÁLISIS PSICROMÉTRICO.....</u>	<u>114</u>
ANEXO No 1	115
PRESUPUESTO.....	115
ANEXO No 2	116
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	116
ANEXO No 3	117
PLANOS.....	117
PLANO 1.101.- PLANTA ARQUITECTÓNICA.	117
PLANO 1.102.- UBICACIÓN DE UNIDADES EVAPORADORAS INTERIORES.....	117
PLANO 1.103.- UBICACIÓN DE UNIDADES CONDENSADORAS EXTERIORES.	117
PLANO 1.104.- DISTRIBUCIÓN DE LAS TUBERÍAS DE COBRE.	117
PLANO 1.105.- DIMENSIONES DE LAS TUBERÍAS DE COBRE.	117
PLANO 1.106.- DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO INTERIOR.	117
PLANO 1.107.- DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EXTERIOR.....	117
PLANO 1.108.- CORTE.....	117
PLANO 1.109.- BASE DE HORMIGÓN PARA LA UNIDAD CONDENSADORA.....	117
PLANO 1.110.- DIAGRAMA ELÉCTRICO Y CONTROL.....	117
ANEXO No 4	118
CATALOGOS	118
ANEXO No 5	119
METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL PROGRAMA DE CARGAS TÉRMICAS	119
ANEXO No 6	120
ANÁLISIS PSICROMÉTRICO.....	120

Tablas

Tabla 1.1.- Temperaturas de Guayaquil	18
Tabla 2.1.- Detalle área de Gerencia	22
Tabla 2.2.- Detalle área de Contabilidad	23
Tabla 2.3.- Detalle área de Asistencia de Gerencia y Contabilidad	24
Tabla 2.4.- Detalle área de Sala de Reuniones	25
Tabla 2.5.- Detalle área de Ingeniería.....	26
Tabla 2.6.- Detalle área de Recepción.....	27
Tabla 2.7.- Detalle área de toda la oficina	28
Tabla 2.8.- Carga térmica Gerencia.....	32
Tabla 2.9.- Carga térmica Contabilidad.....	34
Tabla 2.10.- Carga térmica Asistentes de Gerencia y Contabilidad.....	36
Tabla 2.11.- Carga térmica Sala de Reuniones.....	38
Tabla 2.12.- Carga térmica de Ingeniería	41
Tabla 2.13.- Carga térmica de Recepción.....	43

Tabla 2.14.- Carga térmica de todo el piso de oficinas	45
Tabla 2.15.- Resumen de Cargas térmicas	46
Tabla 2.16.- Carga térmica total de todo el piso de oficinas en diferentes horarios.....	48
Tabla 3.1.- Calificación de equipos de climatización y sus sistemas	77
Tabla 4.1.- Calor generado en cada ambiente	80
Tabla 4.2.- Selección equipo para Gerencia	82
Tabla 4.3.- Selección equipo para Contabilidad.....	83
Tabla 4.4.- Selección equipo para Asistentes de Gerencia y Contabilidad	84
Tabla 4.5.- Selección equipo para Sala de Reuniones	85
Tabla 4.6.- Selección equipo para Ingeniería	86
Tabla 4.7.- Selección equipo para Recepción.....	87
Tabla 4.8.- Resumen Selección de Equipos	87
Tabla 4.9.- Selección unidad condensadora	90
Tabla 4.10.- Capacidad de las tuberías de cobre	95
Tabla 4.11.- Selección de los diámetros de tubería de cobre	96
Tabla 4.12.- Carga térmica del Local en diferentes temporadas	99
Tabla 4.13.- Capacidad del equipo VRV.....	100
Tabla 4.14.- Eficiencia del equipo VRV versus Unidad Paquete.....	103
Tabla 4.15.- Consumo de energía.....	104

Figuras

Figura 1.1.-Zona de comodidad.....	16
Figura 3.1.- Equipo de ventana.....	51
Figura 3.2.- Equipo tipo PTAC	52
Figura 3.3.- Equipo tipo mini split	53
Figura 3.4.- Equipos tipo splits consolas piso techo	55
Figura 3.5.- Equipos tipo splits cassette	57
Figura 3.6.- Sistemas de refrigerante variable “VRV”	59
Figura 3.7.- Sistemas centrales y mini centrales	62
Figura 3.8.- Sistemas centrales tipo paquetes enfriadas por aire.....	65
Figura 3.9.- Sistemas centrales tipo paquetes enfriados por agua	67
Figura 3.10.- Sistemas centrales enfriados por agua helada.....	70

RESUMEN

Los sistemas de climatización son los mayores consumidores de energía eléctrica en edificios de oficinas o en el comercio, sobre todo en la costa ecuatoriana, por lo que es importante realizar un diseño de climatización que considere un estudio económico durante la etapa inicial de cualquier proyecto nuevo.

El proyecto de titulación presenta diferentes sistemas de climatización y una solución de los mismos, cuyo puntaje puede variar de acuerdo al tipo de proyecto y necesidades de instalación y operación.

Los sistemas de volumen de refrigerante variable “VRV” permiten adaptar proyectos antiguos, donde se necesita cambiar los equipos que durante años han consumido mucha energía y no poseen refrigerantes ecológicos.

Es importante seleccionar el sistema más eficiente, de nivel bajo de ruido, que mantenga una temperatura y humedad estable, que contenga refrigerantes ecológicos y que se aplique de la mejor manera al proyecto de estudio.

PRESENTACIÓN

El proyecto de titulación previo al a obtención del título de ingeniero mecánico tiene por objeto dar a conocer los diferentes sistemas de climatización que existen y seleccionar el más apropiado para cada tipo de proyecto que permita evitar una contaminación cruzada entre oficinas, conseguir flexibilidad en el uso del sistema por cada oficina, obtener un ahorro energético del 30% respecto a sistemas de climatización centrales y aprender a diseñar y seleccionar sistemas con equipos de volumen de refrigerante variable “VRV”.

En el capítulo uno, se realiza una introducción planteando los problemas que existen para seleccionar el mejor sistema de climatización.

En el capítulo dos se realiza el cálculo de cargas térmicas de las nuevas oficinas de la empresa BRUGUESA S.A., determinando la carga de calor que es necesario retirar para tener una temperatura de comodidad.

El tercer capítulo presenta los diferentes tipos de equipos y soluciones que se pueden plantear. Además se da parámetros para tomar la mejor decisión en el momento de seleccionar un sistema.

En el cuarto capítulo se presenta una tabla de calificación y selección para cada uno de los sistemas. Se determina que los sistemas de volumen de refrigerante variable son los más adecuados para las oficinas de la empresa BRUGUESA S.A.. Se seleccionan los equipos del nuevo sistema de climatización y se dimensionan las tuberías para la instalación de los equipos.

En los anexos se incorporan los planos, el presupuesto para el suministro e instalación del sistema de climatización con volumen de refrigerante variable y se realizan las especificaciones técnicas del proyecto.

CAPITULO I

CONSIDERACIONES BÁSICAS

El capítulo describe los principios básicos como: objetivos del proyecto, descripción de las oficinas a climatizar y se indican las necesidades de comodidad para climatizar los ambientes donde permanecen o trabajan los seres humanos.

1.1. Introducción

Siendo Guayaquil una ciudad húmeda y caliente durante todo el año, los sistemas de climatización juegan un papel importante dentro de un proyecto de construcción.

Los edificios de la costa ecuatoriana presentan un consumo de energía de los sistemas de aire acondicionado que puede llegar hasta el 50% del total de la planilla eléctrica.

En edificios de oficinas donde conviven más de ocho horas diarias muchas personas con diferentes costumbres, existen problemas de contaminación cruzada entre distintas áreas, producto de personas con enfermedades como gripe, personas que fuman o problemas de limpieza.

Al igual que la contaminación cruzada, pueden existir problemas de comodidad entre las diferentes oficinas o personas que ocupan los pisos de oficinas.

Los sistemas centrales de climatización que distribuyen el aire frío a través de conductos metálicos generan un problema al proyectista de la obra, debido a los espacios entre las vigas y el cielo falso para permitir el paso de los conductos.

1.2. Objetivos

El ingeniero mecánico diseñador del sistema de climatización debe establecer un sistema que cumpla con los siguientes objetivos:

1. Mantener la mejor comodidad para sus ocupantes en cuanto a climatización.
2. Evitar que durante el funcionamiento de los sistemas de climatización existan momentos de alta temperatura o muy baja temperatura.
3. Evitar que existan problemas de altas o bajas humedades que afecten a sus ocupantes.
4. Instalar sistemas de climatización de alta eficiencia para evitar consumos energéticos exagerados y por ende una planilla de energía eléctrica alta.
5. Establecer sistema de climatización que eviten contaminación por transporte de aire entre diferentes zonas.
6. Seleccionar equipos e instalaciones de climatización que ocupen poco espacio.
7. Distribuir el aire con niveles bajos de ruido para evitar molestias por ruidos o flujos de aire que golpeen a los ocupantes.
8. Seleccionar equipos que contengan refrigerantes ecológicos para evitar contaminación ambiental.
9. Diseñar sistemas y ubicar los equipos de tal manera que permita un fácil acceso para mantenimiento.
10. Seleccionar equipos que satisfagan cargas térmicas parciales a bajo costo.

1.3. Descripción de las oficinas a climatizar

Las zonas a climatizar son oficinas, donde laboran 8 personas de lunes a viernes de 8:30 h a 19:00 h. Además reciben visitas de clientes o proveedores que pueden ser hasta 16 personas adicionales. La empresa BRUGUESA S.A. ha contratado los estudios para la factibilidad de adquirir un sistema de climatización para sus nuevas oficinas de las siguientes características:

- a) El inmueble es un edificio de oficinas que tiene una planta baja, cuatro plantas altas numeradas desde el primer piso hasta el cuarto piso y una cubierta.
- b) Cada planta del edificio cuenta con un promedio de 1460 metros cuadrados.
- c) Las oficinas se encuentran dentro de un edificio ubicado en la esquina sur este de la Avenida 9 de Octubre y García Avilés, en la ciudad de Guayaquil. Por el lado este el edificio está adosado a otro edificio de cinco pisos de altura. Por el lado oeste está la calle García Avilés. Por el lado norte se encuentra la Avenida 9 de Octubre. Por el lado sur colinda con un edificio de 3 pisos de altura.
- d) La empresa BRUGUESA S.A. es una empresa de ingeniería mecánica con especialización en diseño, suministro e instalación de sistemas de climatización y ventilación mecánica.
- e) La empresa BRUGUESA S.A. contará con una oficina ubicada en el cuarto piso con la fachada hacia el norte, con un área de 202.51 metros cuadrados. La distribución arquitectónica de las oficinas se indica en el plano 1.101 del Anexo 3.
- f) La edificación es de hormigón armado.
- g) Su piso es una losa de hormigón con recubrimiento de porcelanato.
- h) La cubierta es una losa de hormigón con vigas y viguetas perdidas en la losa, de espesor 0,30 mts. La losa contará con pintura impermeabilizante por la parte exterior
- i) Las oficinas contarán con un cielo falso suspendido de fibra mineral por la parte interior.

- j) El cielo falso se encuentra a 2,80 metros de altura con respecto al piso terminado de la oficina.
- k) La losa se encuentra a 3.30 metros de altura con respecto al piso terminado y con un espesor de 0.30 metros.
- l) Las paredes perimetrales de la oficina son de bloques de hormigón de 20 cm. de espesor, enlucidas y pintadas tanto interiormente como exteriormente. Las paredes son construidas desde el piso hasta la losa de cubierta.
- m) Las oficinas para la empresa BRUGUESA S.A. contarán con una ventana de 5.18 metros de largo por 2,80 metros de altura. El marco de la ventana será de aluminio y su vidrio será un vidrio tinturado café oscuro templado de 10 mm de espesor.
- n) Las oficinas tendrán lámparas fluorescentes de 60 cm. x 60 cm. con dos tubos de 40 watts cada una.
- o) Las divisiones interiores de las oficinas serán con paredes de placa de yeso cartón tipo gypsum de altura piso techo 2.80 mts.
- p) Cada persona maneja un ordenador de escritorio y una impresora.

1.4. Necesidades de comodidad en las oficinas

Para mantener un buen ambiente de trabajo, se necesita tener la mejor comodidad en temperatura y humedad.

De acuerdo a la Asociación Norteamericana de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE), el confort es una zona de un máximo y mínimo de temperatura y humedad, la cual está representada en la carta psicrométrica.

En la figura No 1.1 se indica la zona de confort recomendado por ASHRAE estándar 55-2004.

Las personas sienten comodidad en un ambiente que tenga una temperatura entre 20°C y 26°C y una humedad relativa entre 35% al 70%.

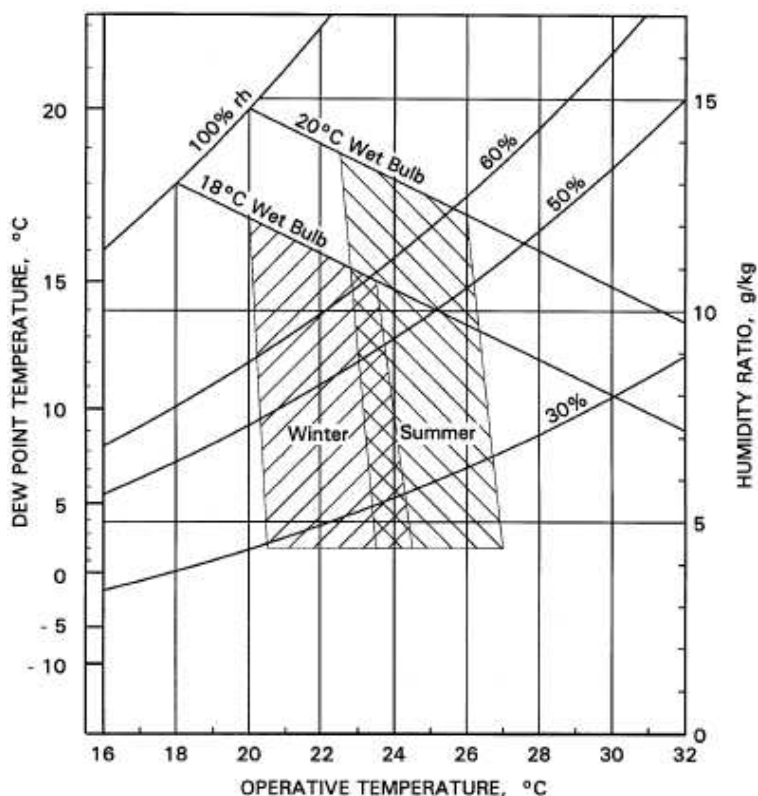


Figura 1.1.-

Zona de comodidad

Cuando en las zonas de trabajo falta oxígeno, el ambiente se torna pesado y a las personas les da sueño y no pueden rendir de forma óptima. De acuerdo a la Asociación Norteamericana de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE estándar 62), se necesita 15 CFM (pies cúbicos por minuto) de aire nuevo por cada persona en ambientes de trabajo tipo oficinas.

Es importante también mantener niveles de ruido bajos en los sistemas de climatización. De acuerdo a la Asociación Norteamericana de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE), para oficinas se necesita deberá ser entre 30 a 50 NC (Noise Criteria).

Guayaquil se encuentra en la Latitud: $-2^{\circ}.15$, Longitud: $-79^{\circ}.88$ y a una altura de 4 metros sobre el nivel del mar.

La ciudad de Guayaquil de acuerdo al ASHRAE 2.5 mantiene una temperatura promedio para diseño de 91°F (32.78°C) de bulbo seco y 80°F (26.67°C) de bulbo húmedo.

Los datos tomados por la estación meteorológica 842030 (SEGU) en el antiguo aeropuerto Simón Bolívar durante el año 2011.

Temperatura más alta registrada en el año 2011: 35°C el 16 de enero.

Temperatura más baja registrada en el año 2011: 18.9°C el 15 de octubre.

De acuerdo a datos tomados por la estación meteorológica 842030 (SEGU) en el antiguo aeropuerto Simón Bolívar durante los últimos cuatro años, las temperaturas en la ciudad de Guayaquil en la época de invierno fueron (Tabla No 1.1):

Tabla 1.1.- Temperaturas de Guayaquil

Año	Temperatura media °C				Temperatura máxima °C				Temperatura mínima °C			
2008	27.1				32.9				21.9			
2009	27.3				33.9				22.6			
2010	27.0				34.6				23.4			
2011	27.6				33.2				22.6			
	Ene	feb	mar	abr	may	jun	Jul	ago	sep	oct	nov	dic
Temperatura máx	31	31	31	32	31	31	29	30	31	30	31	31
Temperatura media	26	26	26	26	26	24	24	23	24	24	25	25
Temperatura min	21	22	22	22	20	20	19	18	19	20	20	21
Temperatura media del agua	24	23	24	25	24	23	23	22	22	22	22	23
Precipitaciones en general	217	189	231	133	38	15	0	0	0	4	1	15
Humedad relativa	76	79	78	77	76	77	76	75	73	73	72	71
Horas de sol al día	3,4	4	4,5	5	5,3	4,1	4,2	4,7	5,4	4,1	3,8	4,5

CAPÍTULO II

CÁLCULOS DE LAS CARGAS TÉRMICAS

En este capítulo se indica las condiciones interiores y exteriores de diseño, se describe cada una de las áreas a climatizar y se realiza el cálculo de cargas térmicas para determinar la cantidad de calor generada a cada una de las áreas a climatizar.

2.1. Condiciones de diseño externas e internas.

Las condiciones externas de la ciudad de Guayaquil para el diseño y cálculo de cargas térmicas de acuerdo al ASHRAE 2.5% es de 91°F (32.78°C) de bulbo seco y 80°F (26.67°C) de bulbo húmedo.

Las condiciones internas para la comodidad de las personas en las oficinas para el diseño y cálculo de cargas térmicas dentro de la zona de confort de ASHRAE estándar 55-2004 es de 23.0°C de bulbo seco y 50% de humedad relativa.

Se consideran tomas de aire fresco para cada oficina de 15 CFM por persona según la norma.

Se seleccionará equipos que mantengan bajos niveles de ruido en las zonas de oficinas, para lo cual no deberá superar los 48 dB (A) medido a 1.5 metros de distancia del equipo con la velocidad más alta del ventilador del evaporador.

Los equipos exteriores no deberán sobrepasar los 60 dB (A) medido a 1.00 metros de distancia horizontal y a 1.00 metros de distancia vertical con respecto al piso.

2.2. Características de la edificación.

Las oficinas a realizar el cálculo de cargas térmicas para el diseño del sistema de climatización se encuentran descritas en el numeral 1.3, donde se indica la orientación, tipo de paredes, tipo de luces, etc.

Los planos arquitectónicos de planta y cortes de las oficinas se encuentran en el anexo 3 numerados como 1.101 y 1.108.

2.2.1 Tipo de paredes exteriores de las oficinas.

Las oficinas tendrán paredes exteriores construidas con bloques de hormigón de 20 cm. de ancho, enlucidas con 2 cm. por cada lado y pintura de color claro.

De acuerdo al tipo de pared, se determina que su factor de transmisión térmica (valor U) es de $0.40 \text{ Btu/h/pie}^2/^\circ\text{F}$.

2.2.2 Tipo de paredes interiores de las oficinas.

Las divisiones interiores de las oficinas serán construidas con paneles de placas de yeso cartón Gypsum de 7 cm. de ancho con lana de fibra de vidrio de 2" de espesor. Serán empastadas y pintadas con colores claros.

De acuerdo al tipo de pared, se determina que su factor de transmisión térmica (valor U) es de $0.30 \text{ Btu/h/pie}^2/^\circ\text{F}$.

2.2.3 Tipo de vidrios exteriores de las oficinas.

El edificio contará en sus ventanas con vidrios claros templados de 10 mm de espesor. De acuerdo al tipo de vidrio, se determina que su factor de

transmisión térmica (valor U) es de 0.80 Btu/h/pie²/°F y su factor de radiación solar de 0.90.

2.2.4 Tipo de cubierta.

El edificio contará con una losa de cubierta de hormigón armado con vigas construidas con concreto y nervaduras de varilla de acero. La losa será alivianada con bloques de concreto de 30 cm de espesor.

Las oficinas tendrán un cielo falso suspendido con perfiles de aluminio soportados a la losa con alambre galvanizado y planchas de fibra mineral de 0,60 mts. x 0,60 mts. y 1.5 cm. de espesor.

De acuerdo al tipo de losa y cielo falso, se determina que su factor de transmisión térmica (valor U) es de 0.30 Btu/h/pie²/°F.

2.2.5 Personas.

El número de personas para cada oficina se indica en los planos que se adjuntan en el anexo 3 (Plano 1.101), donde se establecen los escritorios y puestos de trabajo.

Para la carga térmica por cada persona se ha tomado 245 Btu/h/persona por carga sensible y 205 Btu/h/persona por carga latente que corresponde a personas adultas sentadas en trabajo de oficina.

2.3.Descripción de cada área a climatizar.

Para las áreas a climatizar se ha tabulado las dimensiones de cada oficina, de sus paredes, pisos, cubiertas, ventanas, áreas no climatizadas o particiones, cantidad de luces, carga extra por elementos eléctricos que generan calor como lámparas y los computadores, número de personas y cantidad de aire fresco para renovación. Para dimensionar las oficinas se ha trabajado sobre los planos 1.101 y 1.108 del Anexo 3. Tablas No 2.1 a la 2.7.

Tabla 2.1.- Detalle área de Gerencia

GERENCIA					
Dimensiones pisos y cubiertas					
Área de piso	24.25 m ²	260.93 pies²			
Área de cubierta	24.25 m ²	260.93 pies²			
Perímetro	20.37 m	66.81 pies			
Dimensiones paredes y vidrios externos					
Dirección: Norte	Largo	Alto	Área total	Área sin vidrio	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Pared	5.89	3.60	21.20	16.84	181.16
Vidrio	1.56	2.80	4.37	4.37	47.00
Dimensiones particiones internas					
Particiones internas	Perím.	Alto	Área	Área real	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Paredes interiores	14.25	3.60	51.30	51.30	551.99
Piso			24.25	24.25	260.93
		Total Partición		75.55	812.92
Cargas internas					
Cargas eléctricas	Total Watts				
4 lámparas 2 x 40 watts	320.00				
Un computador	250.00				
Personas					
Número de Personas	1	Actividad tipo oficina			
Toma de aire fresco	15	CFM			

Tabla 2.2.- Detalle área de Contabilidad

CONTABILIDAD					
Dimensiones pisos y cubiertas					
Área de piso	14.95 m ²	160.86 pies ²			
Área de cubierta	14.95 m ²	160.86 pies ²			
Perímetro	15.52 m	50.91 pies			
Dimensiones paredes y vidrios externos					
Dirección: Norte	Largo	Alto	Área total	Área sin vidrio	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Pared	3.60	3.60	12.96	2.88	30.99
Vidrio	3.60	2.80	10.08	10.08	108.46
Dimensiones particiones internas					
Particiones internas	Perím.	Alto	Área	Área real	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Paredes interiores	12.02	3.60	43.27	43.27	465.61
Piso			14.95	14.95	160.86
		Total Partición		58.22	626.47
Cargas internas					
Cargas eléctricas	Total Watts				
2 lámparas 2 x 40 watts	160.00				
Un computador	250.00				
Personas					
Número de Personas	1	Actividad tipo oficina			
Toma de aire fresco	15	CFM			

Tabla 2.3.- Detalle área de Asistencia de Gerencia y Contabilidad.

ASISTENTA DE GERENCIA					
Dimensiones pisos y cubiertas					
Área de piso	41.77 m ²	449.45 pies ²			
Área de cubierta	41.77 m ²	449.45 pies ²			
Perímetro	26.23 m	86.03 pies			
Dimensiones paredes y vidrios externos					
Dirección: (no están expuestas)	Largo	Alto	Área total	Área sin vidrio	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Pared	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Vidrio	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Dimensiones particiones internas					
Particiones internas	Perím.	Alto	Área	Área real	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Paredes interiores	26.23	3.60	94.43	94.43	1,016.05
Piso			41.77	41.77	449.45
		Total Partición		136.20	1,465.49
Cargas internas					
Cargas eléctricas	Total Watts				
4 lámparas 2 x 40 watts	320.00				
Dos computadores	500.00				
Personas					
Número de Personas	1	Actividad tipo oficina			
Toma de aire fresco	30	CFM			

Tabla 2.4.- Detalle área de Sala de Reuniones

SALA DE REUNIONES					
Dimensiones pisos y cubiertas					
Área de piso	18.16 m ²	195.40 pies²			
Área de cubierta	18.16 m ²	195.40 pies²			
Perímetro	17.28 m	56.68 pies			
Dimensiones paredes y vidrios externos					
Dirección: (no están expuestas)	Largo	Alto	Área total	Área sin vidrio	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Pared	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Vidrio	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Dimensiones particiones internas					
Particiones internas	Perím.	Alto	Área	Área real	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Paredes interiores	17.28	3.60	62.21	62.21	669.36
Piso			18.16	18.16	195.40
		Total Partición		80.37	864.76
Cargas internas					
Cargas eléctricas	Total Watts				
6 lámparas 2 x 40 watts	480.00				
Un computador	250.00				
Personas					
Número de Personas	10	Actividad tipo oficina			
Toma de aire fresco	150	CFM			

Tabla 2.5.- Detalle área de Ingeniería

INGENIERÍA					
Dimensiones pisos y cubiertas					
Área de piso	38.88 m ²	418.35 pies²			
Área de cubierta	38.88 m ²	418.35 pies²			
Perímetro	25.97 m	85.18 pies			
Dimensiones paredes y vidrios externos					
Dirección: (no están expuestas)	Largo	Alto	Área total	Área sin vidrio	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Pared	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Vidrio	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Dimensiones particiones internas					
Particiones internas	Perím.	Alto	Área	Área real	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Paredes interiores	25.97	3.60	93.49	93.49	1,005.97
Piso			38.88	38.88	418.35
		Total Partición		132.37	1,424.32
Cargas internas					
Cargas eléctricas	Total Watts				
6 lámparas 2 x 40 watts	480.00				
Tres computadores	750.00				
Personas					
Número de Personas	3	Actividad tipo oficina			
Toma de aire fresco	45 CFM				

Tabla 2.6.- Detalle área de Recepción

RECEPCIÓN					
Dimensiones pisos y cubiertas					
Área de piso	33.32 m ²	358.52 pies²			
Área de cubierta	33.32 m ²	358.52 pies²			
Perímetro	23.46 m	76.95 pies			
Dimensiones paredes y vidrios externos					
Dirección: (no están expuestas)	Largo	Alto	Área total	Área sin vidrio	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Pared	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Vidrio	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Dimensiones particiones internas					
Particiones internas	Perím.	Alto	Área	Área real	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Paredes interiores	23.46	3.60	84.46	84.46	908.75
Piso			33.32	33.32	358.52
		Total Partición		117.78	1,267.27
Cargas internas					
Cargas eléctricas	Total Watts				
6 lámparas 2 x 40 watts	480.00				
Un computador	250.00				
Personas					
Número de Personas	1	Actividad tipo oficina			
Toma de aire fresco	15 CFM				

Tabla 2.7.- Detalle área de toda la oficina

TODA LA OFICINA COMO UNA SOLA ZONA					
Dimensiones pisos y cubiertas					
Área de piso	171.33 m ²	1,843.51 pies ²			
Área de cubierta	171.33 m ²	1,843.51 pies ²			
Perímetro	67.57 m	221.63 pies			
Dimensiones paredes y vidrios externos					
Dirección: Norte	Largo	Alto	Área total	Área sin vidrio	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Pared	9.49	3.60	34.16	19.72	212.14
Vidrio	5.16	2.80	14.45	14.45	155.46
Dimensiones particiones internas					
Particiones internas	Perím.	Alto	Área	Área real	Área
	mts	mts	m²	m²	pies²
Paredes interiores	57.93	3.60	208.55	208.55	2,243.98
Piso			171.33	171.33	1,843.51
		Total Partición		379.88	4,087.49
Cargas internas					
Cargas eléctricas	Total Watts				
28 lámparas 2 x 40 watts	2,240.00				
Nueve computadores	2,250.00				
Personas					
Número de Personas	8	Actividad tipo oficina			
Toma de aire fresco	270 CFM				

2.4.Determinación de la carga térmica por cada oficina y de todo el piso

Para seleccionar los equipos de los sistemas de climatización de un piso de oficinas donde se tendrá un sistema central de aire acondicionado se debe realizar los siguientes pasos:

1. Cálculo de cargas térmicas por cada una de las áreas a climatizar, con lo cual se determinará la carga máxima de cada área. Con esta carga térmica máxima por cada una de las áreas se podrá determinar el caudal de aire o seleccionar el equipo de aire acondicionado que corresponde a cada oficina.
2. Cálculo de cargas térmicas del total del piso como una sola zona, para determinar la capacidad del equipo de aire acondicionado central.
3. Análisis psicrométrico de cada área, lo cual se adjunta en el anexo 6.

Para determinar la carga térmica de cada una de las oficinas de la empresa BRUGUESA S.A. y de todas las oficinas como una sola zona se considera el método CLTD (Cooling load temperatura difference de las tablas 5 y 7 del capítulo 25 del Ashrae Handbook 1977 Fundamentals). Para dicho cálculo de cargas térmicas, se ha utilizado un programa comercial para computadoras, en el cual se han introducido los datos tabulados en las tablas de la 2.1 a la 2.7. Para este cálculo se ha utilizado el programa Elite Software versión 2004.

En el anexo 5 se incluye el capítulo 8 del programa de cálculo de cargas térmicas Elite Software, donde se indica la metodología de cálculo del programa.

El programa entrega los siguientes resultados:

- Fecha.- mes y hora donde se produce la mayor carga térmica por cada una de las oficinas y de todo el piso, cuyos horarios puede variar de acuerdo a la mayor carga térmica que determine el programa por el método CLTD.

- Ganancia Solar.- ganancia de calor sensible por radiación solar en los vidrios de las ventanas externas.
- Transmisión por vidrios.- Ganancia de calor sensible por transmisión a través de los vidrios de las ventanas externas.
- Transmisión por paredes.- Ganancia de calor sensible por conducción y convección a través de las paredes externas.
- Transmisión por techo.- Ganancia de calor sensible por conducción y convección a través de las cubiertas o techos externos.
- Transmisión de espacios no climatizados.- Ganancia de calor sensible por conducción y convección a través de las paredes divisorias internas.
- Luces (w).- Ganancia de calor sensible por luces de iluminación.
- Otros eléctricos (w).- Ganancia de calor sensible por equipos eléctricos como computadoras, refrigeradores o cafeteras.
- Personas (#).- Ganancia de calor sensible y latente generada por las personas de acuerdo al tipo de actividad que realizan.
- Carga térmica de seguridad.- Factor de seguridad que depende del diseñador. En este caso se ha aplicado 10%.
- Carga por ventilación (CFM).- Ganancia de calor sensible y latente generado por el ingreso de aire fresco a los evaporadores. Se ha considerado el método de renovación del aire del interior a través del suministro de aire fresco mínimo por persona.
- Carga por motor del evaporador (BHP).- Ganancia de calor sensible generada por el motor del evaporador.
- Temperatura aire de ingreso al evaporador (DB/WB) °F.- Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo de entrada al evaporador (mezcla de aire de retorno y toma de aire fresco del exterior).
- Temperatura aire de salida del evaporador (DB/WB) °F.- Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo de salida del evaporador (temperatura del aire de suministro).
- Carga calor sensible en el evaporador Btu/h.- calor sensible que debe ser retirado por el evaporador.
- Carga calor latente en el evaporador Btu/h.- calor latente que debe ser retirado por el evaporador.

- Carga de calor total en el evaporador Btu/h.- calor total que debe ser retirado por el evaporador.
- Temperatura de suministro del aire °F.- temperatura de suministro del aire al salir del equipo de aire acondicionado.
- Caudal total de suministro CFM.- Caudal total de suministro de aire en pies cúbicos por minuto.
- Humedad relativa resultante del área %.- Humedad relativa del área climatizada.
- Factor de desvío en el evaporador.- Porcentaje de aire que no pasa por el evaporador.

Los resultados de los cálculos de cargas térmicas se han tabulado en las tablas 2.8 a la 2.14.

En el anexo 6 se incluye los análisis psicrométricos de cada una de las áreas, donde se han impreso cada una de las cartas psicrométricas y el análisis correspondiente con los resultados del cálculo de cargas térmicas, cuyos resultados son entregador por el programa Elite Software versión 2004.

La primera parte de las tablas son valores que se han introducido en el programa, cuyos datos se toman de los factores de transmisión térmica de cada uno de los elementos de las oficinas indicados en el capítulo 2.2, las áreas de cada uno de los elementos que se indican en las tablas 2.1 a la 2.7 y elementos que generan carga térmica interior como son personas, luces, computadores o tomas de aire fresco que se indican en las tablas 2.1 a la 2.7.

La segunda parte son los resultados del cálculo de cargas térmicas, lo cual se ha impreso en las tablas 2.8 a la 2.14. En dichas tablas se indica las cargas térmicas de cada uno de los elementos descritos en el capítulo 2.4.

Dependiendo de la carga térmica de cada oficina determinada por el método CLTD, el horario de carga máxima de mes y hora puede variar para cada una de ellas, dependiendo de la ubicación del sol, de la temperatura exterior, la humedad

exterior, etc.. Es por eso que en este cálculo de cargas térmicas se determina que la máxima carga térmica de cada oficina es en enero a las 17:00 h y en Contabilidad es en Junio a las 16:00h (verano). Esto se debe a que en la oficina de Contabilidad tiene una gran ventana de 108.46 pies² en dirección norte. Hay que recordar que en el Ecuador la dirección de los rayos solares son diferentes en el verano y en el invierno porque el eje de rotación de la tierra está inclinado 23.5° aproximadamente. En el verano el sol de la tarde se va ocultando en dirección nor oeste, por lo que los rayos solares ingresan por las ventanas que tienen direcciones norte y oeste.

Las otras oficinas que no tienen paredes y vidrios expuestas al exterior o que sus paredes y vidrios son muy pequeños y expuestos al norte, la carga máxima se da en las tardes de invierno (enero a las 17:00h).

Tabla 2.8.- Carga térmica Gerencia

Nombre del área:	GERENCIA		Fecha	Enero / 17:00 h	
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Pared	Techo	Vidrio		
Peso	Medio	Medio	Ligero	Factor vidrio	0.8
Valor U	0.4	0.3	0.8	Cortinas	NO
Color	Medio	Medio			
CARGA INTERNA					
Luces w/pie ²	1.23	# horas	10 horas	Fluorescentes	SI
Personas pie ² /personas	65.23	# horas	10 horas	Actividad	2
CARGAS EXTERIORES					
Exposiciones	Norte				
Pared pies ²	181.16				
Vidrio pies ²	47.00				
Área del Piso pies ²	260.93				
Área del techo expuesto pies ²	260.93				
ADICIONALES			U Valv		
Particiones pies ²	260.93	0.45			
Computadores Watts	250.00				

Resultados Gerencia	Cant	Sensible Btu/h	Latente Btu/h
Ganancia Solar		409.00	0.00
Transmisión por vidrios		761.00	0.00
Transmisión por paredes		1,458.00	0.00
Transmisión por techos		3,587.00	0.00
Tr. espacios no climatizados		3,289.00	0.00
Luces (w)	401.00	1,369.00	0.00
Otros eléctricos	250.00	853.00	0.00
Personas (#)	4.00	984.00	823.00
Carga térmica de seguridad		1,271.00	82.30
Sub total			
Sub total		13,981.00	905.30
Carga por ventilación (CFM)	15.00	291.00	762.00
Motor evaporador (BHP)	0.10	308.00	0.00
Total Btu/h			
Total Btu/h		14,580.00	1,667.30
Gran total Btu/h	16,247.30		
Gran Total Ton	1.35		
Btu/h/m ²	669.99		
Evaporador			
Entrada evaporador (DB/WB) °F		72.40	61.40
Salida evaporador (DB/WB) °F		54.60	54.10
Calor sensible evapor. Btu/h		14,580.00	
Calor latente evapor. Btu/h		1,667.30	
Calor total evapor. Btu/h		16,247.30	
Suministro del aire °F		55.00	
Caudal total suministro CFM		762.00	
Humedad relativa del área %		54.00	
Factor de desvío serpentín		0.05	

En el cálculo de cargas térmicas de la oficina de Gerencia da como resultado que la mayor carga térmica se genera en las tardes de invierno (Enero a las 17:00 h). Esto es porque tiene un vidrio pequeño al norte que no genera mucho calor y una pared expuesta al exterior que genera poco calor. La mayor carga térmica se da en la cubierta que está expuesta al sol durante 12 horas al día y la carga de los espacios que rodean la oficina, que se han considerado que en algún momento no van a estar climatizados. Si sumamos las cargas térmicas de pared exterior,

cubierta y transmisión de espacios no acondicionados, dará 8,334 Btu/h, que corresponde al 51% de la carga térmica total.

Se ha considerado que podrían existir hasta cuatro personas (Gerente y tres personas de visita) en un tipo de actividad de trabajo tipo oficina. Estas personas también generan una carga térmica considerable, sobre todo por calor latente. Para renovar el aire de la oficina se deberá suministrar aire del exterior, lo cual aporta con carga térmica adicional sobre todo con calor latente.

En el anexo 6 se incluye el análisis psicrométrico del área de Gerencia.

Tabla 2.9.- Carga térmica Contabilidad

Nombre del área:	CONTABILIDAD		Fecha	Junio / 15:00 h	
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Pared	Techo	Vidrio		
Peso	Medio	Medio	Ligero	Glass Factor	0.8
Valor U	0.4	0.3	0.8	Cortinas	NO
Color	Medio	Medio			
CARGA INTERNA					
Luces w/pie ²	0.99	# horas	10 horas	Fluorescentes	SI
Personas pie ² /personas	80.43	# horas	10 horas	Actividad	2
CARGAS EXTERIORES					
Exposiciones	Norte				
Pared pie ²	30.99				
Vidrio pie ²	108.46				
Área del Piso pie ²	160.86				
Área del techo expuesto pie ²	160.86				
ADICIONALES			U Valv		
Particiones pie ²	626.47	0.45			
Computadores Watts	250.00				

Resultados Contabilidad	Cant	Sensible Btu/h	Latente Btu/h
Ganancia Solar		7,568.00	0.00
Transmisión por vidrios		1,079.00	0.00
Transmisión por paredes		288.00	0.00
Transmisión por techos		1,257.00	0.00
Tr espacios no climatizados		1,552.00	0.00
Luces (w)	201.00	687.00	0.00
Otros eléctricos	250.00	853.00	0.00
Personas (#)	2.00	493.00	413.00
Carga térmica de seguridad		1,377.70	41.30
Sub total			
		15,154.70	454.30
Carga por ventilación (CFM)	15.00	178.00	560.00
Motor evaporador (BHP)	0.10	334.00	0.00
Total Btu/h			
		15,666.70	1,014.30
Gran total Btu/h	16,681.00		
Gran Total Ton	1.39		
Btu/h/m ²	1,115.79		
Evaporador			
Entrada evaporador (DB/WB) °F		72.20	61.30
Salida evaporador (DB/WB) °F		54.60	54.10
Calor sensible evapor Btu/h		15,666.70	
Calor Latente evapor Btu/h		1,014.30	
Calor total evapor (Btu/h)		16,681.00	
Suministro del aire °F		55.00	
Caudal total suministro CFM		826.00	
Humedad relativa del área %		53.00	
Factor de desvío serpentín		0.05	

En el cálculo de cargas térmicas de la oficina de Contabilidad da como resultado que la mayor carga térmica se genera en las tardes de verano (Junio a las 15:00 h). Esto es porque tiene un vidrio grande al norte que genera mucho calor y una pared expuesta al exterior que también aporta con carga térmica. La carga térmica de la cubierta que está expuesta al sol durante 12 horas al día y la carga de los espacios que rodean la oficina y que se han considerado que en algún momento no van a estar climatizados, también son un gran aporte de calor a esta oficina. Si sumamos las cargas térmicas de vidrios exteriores, cubierta y

transmisión de espacios no acondicionados, dará 11,456 Btu/h, que corresponde al 69% de la carga térmica total.

Se ha considerado que puede haber hasta dos personas (el Contador y una persona de visita) en un tipo de actividad de trabajo tipo oficina. Estas personas también generan una carga térmica, sobre todo por calor latente. Para renovar el aire de la oficina se deberá suministrar aire del exterior, lo cual aporta con carga térmica adicional sobre todo con calor latente. Como la mayor carga térmica de esta oficina ha dado como resultado en las tardes de verano por el gran vidrio que está direccionado hacia el norte, el aporte de aire fresco es de menor temperatura de bulbo seco y húmedo por ser el verano, por lo que su carga térmica es menor.

En el anexo 6 se incluye el análisis psicrométrico del área de Contabilidad.

Tabla 2.10.- Carga térmica Asistentes de Gerencia y Contabilidad

Nombre del área:	ASISTENTES		Fecha	Enero / 17:00 h	
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Pared	Techo	Vidrio		
Peso	Medio	Medio	Ligero	Glass Factor	0.8
Valor U	0.4	0.3	0.8	Cortinas	NO
Color	Medio	Medio			
CARGA INTERNA					
Luces w/pie ²	0.71	# horas	10 horas	Fluorescentes	SI
Personas pie ² /personas	224.72	# horas	10 horas	Actividad	2
CARGAS EXTERIORES					
Exposiciones	No hay				
Pared pies ²	0.00				
Vidrio pies ²	0.00				
Área del Piso pies ²	449.45				
Área del techo expuesto pies ²	449.45				
ADICIONALES			U Valv		
Particiones pies ²	1,465.49		0.45		
Computadores Watts	500.00				

Resultados Asistentes	Cant	Sensible Btu/h	Latente Btu/h
Ganancia Solar		0.00	0.00
Transmisión por vidrios		0.00	0.00
Transmisión por paredes		0.00	0.00
Transmisión por techos		6,185.00	0.00
Tr espacios no climatizados		5,937.00	0.00
Luces (w)	422.00	1,439.00	0.00
Otros eléctricos	500.00	1,706.00	0.00
Personas (#)	2.00	490.00	410.00
Carga térmica de seguridad		1,575.70	41.00
Sub total			
		17,332.70	451.00
Carga por ventilación (CFM)	30.00	583.00	1,546.00
Motor evaporador (BHP)	0.20	382.00	0.00
Total Btu/h			
		18,297.70	1,997.00
Gran total Btu/h	20,294.70		
Gran Total Ton	1.69		
Btu/h/m ²	485.87		
Evaporador			
Entrada evaporador (DB/WB) °F		72.60	61.70
Salida evaporador (DB/WB) °F		54.60	54.10
Calor sensible evapor. Btu/h		18,297.70	
Calor latente evapor. Btu/h		1,997.00	
Calor total evapor. Btu/h		20,294.70	
Suministro del aire °F		55.00	
Caudal total suministro CFM		945.00	
Humedad relativa del área %		53.00	
Factor de desvío serpentín		0.05	

En el cálculo de cargas térmicas de la oficina de las asistentes de Gerencia y Contabilidad da como resultado que la mayor carga térmica se genera en las tardes de invierno (Enero a las 17:00 h). Esta oficina no tiene paredes y vidrios expuestos al exterior por lo que su carga térmica por vidrios y paredes es cero. La mayor carga térmica se da en la cubierta que está expuesta al sol durante 12 horas al día y la carga de los espacios que rodean la oficina y que se han considerado que en algún momento no van a estar climatizados. Si sumamos las

cargas térmicas de cubierta y transmisión de espacios no acondicionados, dará 12,122 Btu/h, que corresponde al 60% de la carga térmica total.

Se ha considerado que puede haber hasta dos personas en un tipo de actividad de trabajo tipo oficina. Estas personas también generan una carga térmica considerable, sobre todo por calor latente. Para renovar el aire de la oficina se deberá suministrar aire del exterior, lo cual aporta con carga térmica adicional sobre todo con calor latente.

En el anexo 6 se incluye el análisis psicrométrico del área de Asistentes de Gerencia y Contabilidad.

Tabla 2.11.- Carga térmica Sala de Reuniones

Nombre del área:	REUNIONES		Fecha	Enero / 17:00 h	
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Pared	Techo	Vidrio		
Peso	Medio	Medio	Ligero	Glass Factor	0.8
Valor U	0.4	0.3	0.8	Cortinas	NO
Color	Medio	Medio			
CARGA INTERNA					
Luces w/pie ²	2.46	# horas	10 horas	Fluorescentes	SI
Personas pie ² /personas	19.54	# horas	10 horas	Actividad	2
CARGAS EXTERIORES					
Exposiciones	No hay				
Pared pies ²	0.00				
Vidrio pies ²	0.00				
Área del Piso pies ²	195.40				
Área del techo expuesto pies ²	195.40				
ADICIONALES	U Valv				
Particiones pies ²	864.76	0.45			
Computadores Watts	250.00				

Resultados Reuniones	Cant	Sensible Btu/h	Latente Btu/h
Ganancia Solar		0.00	0.00
Transmisión por vidrios		0.00	0.00
Transmisión por paredes		0.00	0.00
Transmisión por techos		2,694.00	0.00
Tr espacios no climatizados		2,725.00	0.00
Luces (w)	601.00	2,056.00	0.00
Otros eléctricos	250.00	853.00	0.00
Personas (#)	10.00	2,463.00	2,061.00
Carga térmica de seguridad		1,079.10	206.10
Sub total			
		11,870.10	2,267.10
Carga por ventilación (CFM)	150.00	2,914.00	7,220.00
Motor evaporador (BHP)	0.10	262.00	0.00
Total Btu/h			
		15,046.10	9,487.10
Gran total Btu/h	24,533.20		
Gran Total Ton	2.04		
Btu/h/m ²	1,350.95		
Evaporador			
Entrada evaporador (DB/WB) °F		76.20	66.90
Salida evaporador (DB/WB) °F		54.60	54.30
Calor sensible evapor. Btu/h		15,046.10	
Calor latente evapor. Btu/h		9,487.10	
Calor total evapor. Btu/h		24,533.20	
Suministro del aire °F		55.00	
Caudal total suministro CFM		647.00	
Humedad relativa del área %		57.00	
Factor de desvío serpentín		0.05	

En el cálculo de cargas térmicas de la Sala de Reuniones da como resultado que la mayor carga térmica se genera en las tardes de invierno (Enero a las 17:00 h). Esta oficina no tiene paredes y vidrios expuestos al exterior por lo que su carga térmica por vidrios y paredes es cero. La mayor carga térmica del exterior se da en la cubierta que está expuesta al sol durante 12 horas al día y la carga de los espacios que rodean la oficina y que se han considerado que en algún momento no van a estar climatizados. Si sumamos las cargas térmicas de

cubierta y transmisión de espacios no acondicionados, dará 5,419 Btu/h, que corresponde al 22% de la carga térmica total.

Para esta sala de reuniones, las cargas térmicas sensibles internas también son considerables, pues si sumamos las dos cargas más grandes que son luces y personas como carga sensibles, dará 4,519 Btu/h, que corresponde al 18% de la carga térmica total.

Pero para esta zona donde hay gran cantidad de personas por metro cuadrado $1.8 \text{ m}^2/\text{persona}$ ($19.54 \text{ pie}^2/\text{persona}$) se debe suministra más cantidad de aire fresco del exterior, lo cual genera una carga térmica de calor latente de 9,487 Btu/h, que corresponde al 38% de la carga térmica total.

En el anexo 6 se incluye el análisis psicrométrico del área de Sala de Reuniones.

Tabla 2.12.- Carga térmica de Ingeniería

Nombre del área:	INGENIERÍA		Fecha	Enero / 17:00 h	
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Pared	Techo	Vidrio		
Peso	Medio	Medio	Ligero	Glass Factor	0.8
Valor U	0.4	0.3	0.8	Cortinas	NO
Color	Medio	Medio			
CARGA INTERNA					
Luces w/pie ²	1.15	# horas	10 horas	Fluorescentes	SI
Personas pie ² /personas	104.59	# horas	10 horas	Actividad	2
CARGAS EXTERIORES					
Exposiciones	No hay				
Pared pies ²	0.00				
Vidrio pies ²	0.00				
Área del Piso pies ²	418.35				
Área del techo expuesto pies ²	418.35				
ADICIONALES	U Valv				
Particiones pies ²	1,424.32	0.45			
Computadores Watts	750.00				
Resultados Ingeniería					
Resultados Ingeniería	Cant	Sensible Btu/h	Latente Btu/h		
Ganancia Solar		0.00	0.00		
Transmisión por vidrios		0.00	0.00		
Transmisión por paredes		0.00	0.00		
Transmisión por techos		5,759.00	0.00		
Tr espacios no climatizados		4,489.00	0.00		
Luces (w)	629.00	2,144.00	0.00		
Otros eléctricos	750.00	2,559.00	0.00		
Personas (#)	4.00	978.00	818.00		
Carga térmica de seguridad		1,592.90	81.80		
Sub total		17,521.90	899.80		
Carga por ventilación (CFM)	45.00	874.00	2,296.00		
Motor evaporador (BHP)	0.20	386.00	0.00		
Total Btu/h		18,781.90	3,195.80		
Gran total Btu/h	21,977.70				
Gran Total Ton	1.83				
Btu/h/m ²	565.27				

Evaporador			
Entrada evaporador (DB/WB) °F		72.80	62.30
Salida evaporador (DB/WB) °F		54.60	54.10
Calor sensible evapor. Btu/h		18,781.90	
Calor latente evapor. Btu/h		3,195.80	
Calor total evapor. Btu/h		21,977.70	
Suministro del aire °F		55.00	
Caudal total suministro CFM		955.00	
Humedad relativa del área %		53.00	
Factor de desvío serpentín		0.05	

En el cálculo de cargas térmicas de la oficina de Ingeniería da como resultado que la mayor carga térmica se genera en las tardes de invierno (Enero a las 17:00 h). Esta oficina no tiene paredes y vidrios expuestos al exterior por lo que su carga térmica por vidrios y paredes es cero. La mayor carga térmica se da en la cubierta que está expuesta al sol durante 12 horas al día y la carga de los espacios que rodean la oficina y que se han considerado que en algún momento no van a estar climatizados. Si sumamos las cargas térmicas de cubierta y transmisión de espacios no acondicionados, dará 10,248 Btu/h, que corresponde al 47% de la carga térmica total.

Se ha considerado que puede haber hasta cuatro personas en un tipo de actividad de trabajo tipo oficina. Estas personas también generan una carga térmica considerable, sobre todo por calor latente. Para renovar el aire de la oficina se deberá suministrar aire del exterior, lo cual aporta con carga térmica adicional sobre todo con calor latente.

En el anexo 6 se incluye el análisis psicrométrico del área de Ingeniería.

Tabla 2.13.- Carga térmica de Recepción

Nombre del área:	RECEPCIÓN		Fecha	Enero / 17:00 h	
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Pared	Techo	Vidrio		
Peso	Medio	Medio	Ligero	Glass Factor	0.8
Valor U	0.4	0.3	0.8	Cortinas	NO
Color	Medio	Medio			
CARGA INTERNA					
Luces w/pie ²	1.34	# horas	10 horas	Fluorescentes	SI
Personas pie ² /personas	179.26	# horas	10 horas	Actividad	2
CARGAS EXTERIORES					
Exposiciones	No hay				
Pared pies ²	0.00				
Vidrio pies ²	0.00				
Área del Piso pies ²	358.52				
Área del techo expuesto pies ²	358.52				
ADICIONALES	U Valv				
Particiones pies ²	1,267.27	0.45			
Computadores Watts	250.00				
Resultados Recepción	Cant	Sensible Btu/h	Latente Btu/h		
Ganancia Solar		0.00	0.00		
Transmisión por vidrios		0.00	0.00		
Transmisión por paredes		0.00	0.00		
Transmisión por techos		4,934.00	0.00		
Tr espacios no climatizados		5,135.00	0.00		
Luces (w)	601.00	2,052.00	0.00		
Otros eléctricos	250.00	853.00	0.00		
Personas (#)	2.00	480.00	409.00		
Carga térmica de seguridad		1,345.40	40.90		
Sub total		14,799.40	449.90		
Carga por ventilación (CFM)	15.00	291.00	772.00		
Motor evaporador (BHP)	0.10	326.00	0.00		
Total Btu/h		15,416.40	1,221.90		
Gran total Btu/h	16,638.30				
Gran Total Ton	1.39				
Btu/h/m ²	499.35				

Evaporador			
Entrada evaporador (DB/WB) °F		72.30	61.50
Salida evaporador (DB/WB) °F		54.60	54.10
Calor sensible evapor. Btu/h		15,416.40	
Calor latente evapor. Btu/h		1,221.90	
Calor total evapor. Btu/h		16,638.30	
Suministro del aire °F		55.00	
Caudal total suministro CFM		807.00	
Humedad relativa del área %		53.00	
Factor de desvío serpentín		0.10	

En el cálculo de cargas térmicas de la oficina de Recepción da como resultado que la mayor carga térmica se genera en las tardes de invierno (Enero a las 17:00 h). Esta oficina no tiene paredes y vidrios expuestos al exterior por lo que su carga térmica por vidrios y paredes es cero. La mayor carga térmica se da en la cubierta que está expuesta al sol durante 12 horas al día y la carga de los espacios que rodean la oficina y que se han considerado que en algún momento no van a estar climatizados. Si sumamos las cargas térmicas de cubierta y transmisión de espacios no acondicionados, dará 10,069 Btu/h, que corresponde al 61% de la carga térmica total.

Se ha considerado que puede haber hasta dos personas (Una Señorita Recepcionista y una persona de visita) en un tipo de actividad de trabajo tipo oficina. Estas personas también generan una carga térmica considerable, sobre todo por calor latente. Para renovar el aire de la oficina se deberá suministrar aire del exterior, lo cual aporta con carga térmica adicional sobre todo con calor latente.

En el anexo 6 se incluye el análisis psicrométrico del área de Recepción.

Tabla 2.14.- Carga térmica de todo el piso de oficinas

Nombre del área:	TOTAL		Fecha	Enero / 16:00 h	
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Pared	Techo	Vidrio		
Peso	Medio	Medio	Ligero	Glass Factor	0.8
Valor U	0.4	0.3	0.8	Cortinas	NO
Color	Medio	Medio			
CARGA INTERNA					
Luces w/pie ²	1.22	# horas	10 horas	Fluorescentes	SI
Personas pie ² /personas	76.81	# horas	10 horas	Actividad	2
CARGAS EXTERIORES					
Exposiciones	Norte				
Pared pies ²	212.14				
Vidrio pies ²	155.46				
Área del Piso pies ²	1843.51				
Área del techo expuesto pies ²	1,843.51				
ADICIONALES	factor				
Particiones pies ²	4,087.49	0.45			
Computadores Watts	2,250.00				
Resultados Total	Cant	Sensible Btu/h	Latente Btu/h		
Ganancia Solar		1,612.00	0.00		
Transmisión por vidrios		2,668.00	0.00		
Transmisión por paredes		1,673.00	0.00		
Transmisión por techos		24,217.00	0.00		
Tr espacios no climatizados		25,454.00	0.00		
Luces (w)	2,857.00	9,748.00	0.00		
Otros eléctricos	2,250.00	7,677.00	0.00		
Personas (#)	24.00	5,895.00	4,933.00		
Carga térmica de seguridad		7,894.40	493.30		
Sub total		86,838.40	5,426.30		
Carga por ventilación (CFM)	270.00	5,536.00	13,415.00		
Motor evaporador (BHP)	0.80	1,914.00	0.00		
Total Btu/h		94,288.40	18,841.30		
Gran total Btu/h	113,129.70				
Gran Total Ton	9.43				
Btu/h/m ²	660.30				

Evaporador			
Entrada evaporador (DB/WB) °F		73.10	62.50
Salida evaporador (DB/WB) °F		54.60	54.10
Calor sensible evapor. Btu/h		94,288.40	
Calor latente evapor. Btu/h		18,841.30	
Calor total evapor. Btu/h		113,129.70	
Suministro del aire °F		55.00	
Caudal total suministro CFM		4,733.00	
Humedad relativa del área %		54.00	
Factor de desvío serpentín		0.05	

En el anexo 6 se incluye el análisis psicrométrico de toda el área de Oficinas.

Tabla 2.15.- Resumen de Cargas térmicas

Área	Calor Sensible Btu/h	Calor Latente Btu/h	Calor Total Btu/h	Fecha carga máxima	Btu/h/m²
Gerencia	14,580.00	1,667.30	16,247.30	Enero/17:00 h	669.99
Contabilidad	15,666.70	1,014.30	16,681.00	Junio/15:00 h	1,115.79
Asistentes	18,297.70	1,997.00	20,294.70	Enero/17:00 h	485.87
Reuniones	15,046.10	9,487.10	24,533.20	Enero/17:00 h	1,350.95
Ingeniería	18,781.90	3,195.80	21,977.70	Enero/17:00 h	565.27
Recepción	15,416.40	1,221.90	16,638.30	Enero/17:00 h	499.35
Sumatoria	97,788.80	18,583.40	116,372.20		679.228
Cálculo Total	94,288.40	18,841.30	113,129.70	Enero/16:00 h	660.30

En el cálculo de cargas térmicas de todas las oficinas como una sola zona cuyos resultados están en la tabla 2.14, se colocan los datos de la tabla 2.7 en la cual están la suma de todas las áreas de paredes, vidrios, techos, pisos y todas las sumatorias de las cargas internas como son el total de luces, computadores y personas. Este cálculo de cargas térmicas considera como si todas estas áreas fuera una sola zona, por lo que no suma las cargas térmicas máximas de cada una, dando como resultado que la mayor carga térmica se genera en las tardes de invierno (Enero a las 16:00 h).

Si sumamos las cargas térmicas más altas que son por cubierta y transmisión de espacios no acondicionados, dará 49,671 Btu/h, que corresponde al 44% de la carga térmica total.

La carga térmica latente es un 17% del valor de la carga térmica total, generada sobre todo por la cantidad de aire fresco del exterior.

En la tabla 2.15 se ha colocado las cargas térmicas totales de las tablas 2.8 a la 2.14. Se puede observar que el promedio de cargas térmicas por metro cuadrado es de 555 Btu/h/m². Pero para las oficinas de Contabilidad y Sala de Reuniones, se duplica la carga térmica total de Btu/h/m². En Contabilidad es por la gran carga térmica del vidrio hacia el norte y en Sala de Reuniones por la gran cantidad de personas y la mayor cantidad de aire fresco para renovación del aire interior.

2.4.1 Carga térmica total

La tabla 2.16 indica las cargas térmicas (en Btu/h y Kw) de todo el piso de oficinas por cada mes y en tres horas diferentes (primera hora de la mañana, medio día y media tarde), para determinar el porcentaje de uso de los equipos de aire acondicionado dependiendo de la época del año y la hora del día.

Se puede observar que los meses de mayor carga térmica son desde octubre hasta abril y las horas más calurosas son en la tarde.

Tabla 2.16 Carga térmica total de todo el piso de oficinas en diferentes horarios.

	Calor Total Btu/h	Calor Total Btu/h	Calor Total Btu/h	Calor Total (Kw)	Calor Total (Kw)	Calor Total (Kw)
Hora	9:00	12:00	16:00	9:00	12:00	16:00
Enero	66,360	89,880	113,130	19.44	26.34	33.15
Febrero	66,240	89,520	112,560	19.41	26.23	32.98
Marzo	60,360	83,880	107,040	17.69	24.58	31.36
Abril	56,160	81,120	104,160	16.46	23.77	30.52
Mayo	48,000	76,560	99,360	14.06	22.43	29.11
Junio	42,120	71,520	94,200	12.34	20.96	27.60
Julio	37,440	66,240	89,760	10.97	19.41	26.30
Agosto	41,880	67,920	91,080	12.27	19.90	26.69
Septiembre	50,520	74,160	97,440	14.80	21.73	28.55
Octubre	53,880	77,280	100,320	15.79	22.64	29.39
Noviembre	57,360	80,520	103,320	16.81	23.59	30.27
Diciembre	63,720	87,120	110,160	18.67	25.53	32.28

En los cálculos de cargas térmicas en diferentes horarios se puede determinar la variación de la carga del exterior, pues las cargas interiores como luces, computadoras y personas son constantes.

En los meses de invierno (de diciembre a marzo) se tiene la mayor carga térmica debido a la gran diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior y por la alta humedad que aporta con carga térmica latente alta en el suministro de aire fresco.

Dentro de los mismos meses de invierno, se puede observar como la carga térmica es casi la mitad en las primeras horas de la mañana y un 20% menos a medio día con respecto a la carga máxima que es a media tarde.

En los meses de verano (de abril a noviembre) se tiene la menor carga térmica debido a que no existe mucha diferencia de temperatura entre el interior y

el exterior y puesto que en dichos meses la humedad es menor, se aporta con poca carga térmica latente en el suministro de aire fresco.

Por lo indicado anteriormente y demostrado en la tabla 2.16, la carga térmica de este piso de oficinas puede variar de una carga mínima de 37,440 Btu/h a una carga máxima de 113,130 Btu/h, debido fundamentalmente a las cargas térmicas del exterior que no se pueden controlar, pues las cargas térmicas interiores serán constantes. La menor carga térmica es un 67% menor a la carga térmica máxima.

Existen materiales aislantes para reducir la carga térmica del exterior, como son ventanas con vidrios dobles, películas para reducir la radiación a través de los vidrios, aislamientos térmicos para paredes y techos.

Para reducir la carga térmica por el aporte de aire fresco del exterior, existen recuperadores de calor que permiten que aire del exterior ingrese a menor temperatura y con menos humedad.

Como se debe eliminar la mayor carga térmica, se selecciona un equipo que retire 120,000 Btu/h (10 toneladas de refrigeración) para que mantenga la temperatura interior de las oficinas dentro de la zona de comodidad indicada en la figura 1.1.

Pero un equipo estándar resulta sobre dimensionado para las primeras horas de las mañanas y sobre todo durante el verano, generando un gran consumo de energía eléctrica. Por eso es que los sistemas tradicionales resultan ineficientes para grandes variaciones de cargas térmicas como lo indicado en la tabla 2.16.

Para determinar el mejor sistema de climatización que satisfaga las demandas de comodidad y sobre todo ahorre energía, se deberá conocer los diferentes sistemas existentes y calificar cada uno de ellos, lo cual se realizará en el capítulo III.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

El capítulo explica cada uno de los sistemas de aire acondicionado que se podrían aplicar para proyectos de residencia, oficinas, locales comerciales o industria. Una vez descritos se indican las ventajas y desventajas de cada uno de los sistemas y se realiza una calificación para determinar cuál de ellos tendrá el puntaje más alto y seleccionar dicho sistema para satisfacer las necesidades de comodidad, niveles de ruido, eficiencia y costo - beneficio.

3.1.Sistemas de aire acondicionado a ser aplicados para un piso de oficinas

Para realizar la climatización para un piso de oficinas se pueden aplicar los siguientes sistemas:

3.1.1 Equipos de ventana

Los equipos de ventana son de expansión directa, auto contenidos, compuestos de la unidad evaporadora, la unidad condensadora, el compresor, un motor eléctrico que hace girar el ventilador del evaporador y condensador, más los accesorios para el encendido de sus motores y controles. (Figura 3.1)



Figura 3.1.- Equipo de ventana.

Este es el equipo más común utilizado para oficinas, pero el ambiente a climatizar debe tener una pared hacia el exterior para la instalación del equipo. Las capacidades más comunes son:

- 9,000 Btu/h
- 12,000 Btu/h
- 18,000 Btu/h
- 24,000 Btu/h

3.1.2 Equipos tipo PTAC

Las unidades tipo PTAC (Packaged Terminal Air Conditioner) son equipos de expansión directa, auto contenidos, compuestos de la unidad evaporadora, la unidad condensadora, el compresor, un motor eléctrico que hace girar el ventilador del evaporador y condensador, más los accesorios para el encendido de sus motores y controles. (Figura 3.2).



Figura 3.2.- Equipo tipo PTAC.

Este modelo de equipo es muy utilizado en las habitaciones de hoteles, para evitar que sobresalga la unidad condensadora de la pared exterior, pero el ambiente a climatizar debe tener una pared hacia el exterior para poder instalar este tipo de equipo. Las capacidades más comunes son:

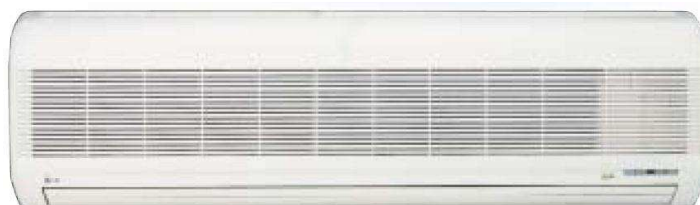
9,000 Btu/h

12,000 Btu/h

14,000 Btu/h

3.1.3 Equipos tipo mini splits

Los sistemas tipo mini splits son equipos de expansión directa, compuestos por dos partes principales: la unidad condensadora y la unidad evaporadora como consola decorativa. (Figura 3.3)



a) Consola de pared



b) Consola de pared tipo Art Cool



c) Unidad Condensadora

Figura 3.3.- Equipo tipo mini split.

La unidad condensadora está compuesta del serpentín de intercambio de calor, el compresor, un motor eléctrico que hace girar el ventilador del condensador, más los accesorios para el encendido de sus motores y controles.

La unidad evaporadora o consola decorativa está compuesta del serpentín de intercambio de calor, un motor eléctrico para el ventilador que permite tomar el aire del ambiente climatizado y pasar a través del serpentín del evaporador, una bandeja de recolección de condensado, más los accesorios para el encendido de su motor y controles.

Entre los dos equipos (una condensadora y un evaporador) se unen con tuberías de cobre aisladas de diámetros de acuerdo a la capacidad de los equipos y a la distancia entre la consola y el condensador.

Este equipo puede instalarse en cualquier pared del ambiente a climatizar; el condensador se debe instalar en una terraza o balcón o patio exterior

La distancia entre la consola y condensadora no debería sobrepasar los 15 metros para mantener la eficiencia y capacidad del equipo.

Las capacidades comunes de estos equipos son:

9,000 Btu/h

12,000 Btu/h

18,000 Btu/h

24,000 Btu/h

30,000 Btu/h

36,000 Btu/h

3.1.4 Equipos tipo splits consolas piso techo.

Los equipos tipo splits con consola piso techo de expansión directa, están compuestos por dos partes principales: la unidad condensadora y la unidad evaporadora como consola de piso o techo. (Figura 3.4)



a) Consola piso techo



b) Unidad condensadora

Figura 3.4.- Equipos tipo splits consolas piso techo.

La unidad condensadora está compuesta del serpentín de intercambio de calor, el compresor, un motor eléctrico que hace girar el ventilador del condensador, más los accesorios para el encendido de sus motores y controles.

La unidad evaporadora o consola piso techo está compuesta del serpentín de intercambio de calor, un motor eléctrico para el ventilador que permite tomar el aire del ambiente climatizado y pasar a través del serpentín del evaporador, una bandeja de recolección de condensado, más los accesorios para el encendido de su motor y controles.

Entre los dos equipos (una condensadora y una consola) se unen con tuberías de cobre aisladas de diámetros de acuerdo a la capacidad de los equipos y la distancia entre la consola y el condensador.

Este equipo puede instalarse en cualquier pared o techo del ambiente a climatizar; el condensador se debe instalar en una terraza o balcón o patio exterior. La consola se instala pegada al cielo falso. Donde se instale la consola se debe tener un punto de drenaje bajo el cielo falso donde descargar el condensado generado por la unidad evaporadora.

La distancia entre la consola y condensadora no debería sobrepasar los 15 metros para mantener la eficiencia y capacidad del equipo.

Las capacidades comunes de estos equipos son:

12,000 Btu/h

18,000 Btu/h

24,000 Btu/h

30,000 Btu/h

36,000 Btu/h

48,000 Btu/h

60,000 Btu/h

3.1.5 Equipos tipo splits cassette.

Los sistemas tipo splits cassette son equipos de expansión directa, compuestos por dos partes principales: la unidad condensadora y la unidad evaporadora como cassette de techo. (Figura 3.5)



a) Cassette



b) Unidad condensadora

Figura 3.5.- Equipos tipo splits cassette.

La unidad condensadora está compuesta del serpentín de intercambio de calor, el compresor, un motor eléctrico que hace girar el ventilador del condensador, más los accesorios para el encendido de sus motores y controles.

La unidad evaporadora o cassette está compuesta del serpentín de intercambio de calor, un motor eléctrico para el ventilador que permite tomar el aire del ambiente climatizado y pasar a través del serpentín del evaporador, una bandeja de recolección de condensado con una bomba de drenaje, más los accesorios para el encendido de su motor y controles.

Entre los dos equipos (una condensadora y un cassette) se unen con tuberías de cobre aisladas de diámetros de acuerdo a la capacidad de los equipos y la distancia entre el cassette y el condensador.

Este equipo tipo cassette es instalado dentro del cielo falso, por lo que se necesita un espacio de 0.40 mts entre el cielo falso y la losa de cubierta. La unidad condensadora se debe instalar en una terraza o balcón o patio exterior. Donde se instale el cassette se debe tener un punto de drenaje sobre el cielo falso donde descargar el condensado generado por la unidad evaporadora.

La distancia entre la consola y condensadora no debería sobrepasar los 15 metros para mantener la eficiencia y capacidad del equipo.

Las capacidades más comunes de estos equipos son:

12,000 Btu/h

18,000 Btu/h

24,000 Btu/h

30,000 Btu/h

36,000 Btu/h

48,000 Btu/h

60,000 Btu/h

3.1.6 Sistemas de refrigerante variable.

Los sistemas de refrigerante variable son equipos de expansión directa, compuestos por dos partes principales: la unidad condensadora y varias unidades evaporadoras, que puede ser: consola piso techo, cassette, consola de pared o fan coil. (Figura 3.6)



Figura 3.6.- Sistemas de refrigerante variable “VRV”.

La unidad condensadora está compuesta del serpentín de intercambio de calor, varios compresores, motores eléctricos que hace girar los ventiladores del condensador, más los accesorios para el encendido de sus motores y controles.

Los equipos de refrigerante variable tienen diferentes tipos de sistemas para variar la cantidad de refrigerante. Unos equipos tienen dos compresores, el uno de velocidad fija y el otro de velocidad variable. El compresor de velocidad variable tiene un motor que es manejado con un variador electrónico de velocidad con base a la variación de la frecuencia desde 30 Hz a 110 Hz.

Las unidades condensadoras de 100,000 Btu/h tienen dos compresores, uno de velocidad fija de 50,000 Btu/h y otro de velocidad variable de 50,000 Btu/h. Al arrancar se prende primero el de velocidad variable, arrancando con 18,000 Btu/h. Al variar la frecuencia aumenta la velocidad de este compresor y va incrementando su capacidad y bombeando mayor cantidad de refrigerante hasta llegar a 50,000 Btu/h. En ese momento se apaga el de velocidad variable y se prende el de velocidad fija. Si se necesita más de 50,000 Btu/h de capacidad, se prende nuevamente el compresor de velocidad variable y se aumenta la capacidad poco a poco.

Cuando se necesita el doble de capacidad, es decir 200,000 Btu/h, se tiene una unidad condensadora master de 100,000 Btu/h que tiene un compresor de velocidad variable y uno de velocidad fija y una unidad condensadora esclava de 100,000 Btu/h que tiene dos compresores de velocidad fija. Estas unidades se conectan entre sí, dando la capacidad de 200,000 Btu/h.

Estas unidades condensadoras pueden conectarse a los diferentes modelos de evaporadoras como son: consola piso techo, cassette, consola de pared o fan coil.

Entre las unidades condensadoras y los diferentes modelos de las unidades evaporadoras se unen con un par de tuberías de cobre aisladas de diámetros de acuerdo a las capacidades de los equipos y la distancia entre los evaporadores y el condensador.

Las distancias entre los evaporadores y el condensador pueden tener más de cien metros de distancia. Una unidad condensadora puede alimentar hasta dieciséis unidades interiores o evaporadores.

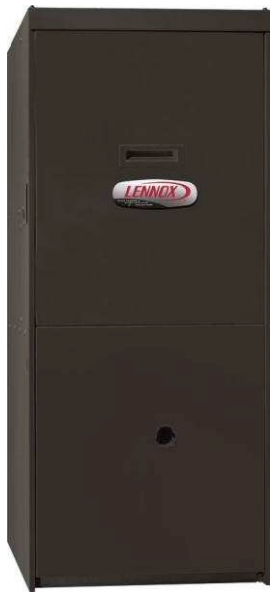
Las capacidades de las unidades interiores o evaporadores son:

9,000 Btu/h
12,000 Btu/h
18,000 Btu/h
24,000 Btu/h
30,000 Btu/h
36,000 Btu/h
48,000 Btu/h
60,000 Btu/h

Las capacidades de las unidades condensadoras varían de acuerdo a las combinaciones que sean necesarias, las más comunes de los diferentes fabricantes son: 8 HP, 10 HP, 12 HP y 14 HP.

3.1.7 Sistemas centrales y mini centrales.

Los sistemas tipo splits centrales son equipos de expansión directa, compuestos por dos partes principales: la unidad condensadora y la unidad evaporadora o central. (Figura 3.7).



a) Unidad evaporadora



b) Unidad evaporadora tipo fan coil



c) Unidad condensadora

Figura 3.7.- Sistemas centrales y mini centrales.

La unidad condensadora está compuesta del serpentín de intercambio de calor, el compresor, un motor eléctrico que hace girar el ventilador del condensador, más los accesorios para el encendido de sus motores y controles.

La unidad evaporadora o central está compuesta del serpentín de intercambio de calor, un motor eléctrico para el ventilador que permite tomar el aire del ambiente climatizado y pasar a través del serpentín del evaporador, una bandeja de recolección de condensado, más los accesorios para el encendido de su motor y controles.

Entre los dos equipos (una condensadora y un evaporador) se unen con tuberías de cobre aisladas de diámetros de acuerdo a la capacidad de los equipos y la distancia entre la central y el condensador.

La unidad evaporadora o central se debe instalar dentro de un cuarto plenum que deberá estar lo más próximo a la zona a climatizar. La unidad condensadora se debe instalar en una terraza o balcón o patio exterior. El cuarto plenum de la unidad evaporadora deberá tener un punto de drenaje donde descargar el condensado.

La distancia entre la unidad evaporadora y la unidad condensadora no debería sobrepasar los 30 metros para mantener la eficiencia y capacidad del equipo.

Las capacidades más comunes de estos equipos son:

Equipos tipo residenciales

24,000 Btu/h

30,000 Btu/h

36,000 Btu/h

48,000 Btu/h

60,000 Btu/h

Equipos tipo comerciales

90,000 Btu/h

120,000 Btu/h

150,000 Btu/h

180,000 Btu/h

240,000 Btu/h

300,000 Btu/h

360,000 Btu/h

480,000 Btu/h

600,000 Btu/h

900,000 Btu/h

Etc.

Las unidades centrales distribuyen el aire tratado por medio de ductos, mangueras, difusores y rejillas.

3.1.8 Sistemas centrales tipo paquetes enfriadas por aire.

Los equipos tipo paquetes centrales son equipos de expansión directa, compuestos por dos partes principales: la unidad condensadora y la unidad evaporadora conectadas entre sí en fábrica, por lo que es una unidad autocontenida. (Figura 3.8).



a) Unidad tipo paquete residencial



b) Unidad tipo paquete comercial

Figura 3.8.- Sistemas centrales tipo paquetes enfriadas por aire.

La unidad condensadora está compuesta del serpentín de intercambio de calor, el compresor, un motor eléctrico que hace girar el ventilador del condensador, más todos los accesorios para el encendido de sus motores y controles.

La unidad evaporadora está compuesta del serpentín de intercambio de calor, un motor eléctrico para el ventilador que permite tomar el aire del ambiente climatizado y pasar a través del serpentín del evaporador, una bandeja de recolección de condensado, más los accesorios para el encendido de su motor y controles.

La unidad paquete se debe ubicar en una terraza o balcón o patio exterior. En la zona donde se instale la unidad paquete deberá tener un punto de drenaje donde descargar el condensado.

Las capacidades más comunes de estos equipos son:

Equipos tipo residenciales

24,000 Btu/h

30,000 Btu/h

36,000 Btu/h

48,000 Btu/h

60,000 Btu/h

Equipos tipo comerciales

90,000 Btu/h

120,000 Btu/h

150,000 Btu/h

180,000 Btu/h

240,000 Btu/h

300,000 Btu/h

360,000 Btu/h

480,000 Btu/h

600,000 Btu/h

900,000 Btu/h

Las unidades paquetes distribuyen el aire tratado por medio de ductos, mangueras, difusores y rejillas. Los ductos son conducidos desde la unidad paquete ubicada en el exterior hacia el interior de la zona a climatizar.

3.1.9 Sistemas centrales tipo paquetes enfriadas por agua.

Los equipos tipo paquetes enfriadas por agua son equipos de expansión directa, compuestos por dos partes principales: la unidad condensadora que es enfriada por agua y la unidad evaporadora conectadas entre si en fábrica, por lo que es una unidad autocontenida. (Figura 3.9)



a) Unidad tipo paquete enfriada por agua



b) Torre de enfriamiento

Figura 3.9.- Sistemas centrales tipo paquetes enfriados por agua.

La unidad condensadora está compuesta de un intercambiador de calor enfriado por agua, el compresor, más todos los accesorios para el encendido de sus motores y controles.

La unidad evaporadora está compuesta del serpentín de intercambio de calor, un motor eléctrico que hace girar el ventilador para tomar el aire del ambiente climatizado y pasar a través del serpentín del evaporador, una bandeja de recolección de condensado, más todos los accesorios para el encendido de su motor y controles.

La unidad paquete se debe instalar dentro de un cuarto plenum que deberá estar lo más próximo a la zona a climatizar.

Para retirar el calor de los intercambiadores de calor de los condensadores de las diferentes unidades paquetes, se deberá instalar una torre de enfriamiento, bombas para recircular el agua y tuberías para la conducción del agua fresca y retorno del agua caliente a la torre de enfriamiento. La torre de enfriamiento se debe instalar en una terraza exterior.

Las capacidades más comunes de estos equipos son:

Equipos tipo residenciales

24,000 Btu/h

30,000 Btu/h

36,000 Btu/h

48,000 Btu/h

60,000 Btu/h

Equipos tipo comerciales

90,000 Btu/h

120,000 Btu/h

150,000 Btu/h

180,000 Btu/h

240,000 Btu/h

Las unidades paquetes distribuyen el aire tratado por medio de ductos, mangueras, difusores y rejillas.

3.1.10 Sistemas centrales enfriados por agua helada.

Los equipos centrales enfriados por agua helada están compuestos de las siguientes partes principales: las unidades manejadoras, los chillers, las torres de enfriamiento, las bombas de recirculación de agua, el circuito de tuberías para conducción del agua y la red de ductos, ductos flexibles, difusores y rejillas. (Figura 3.10)



a) Unidad manejadora de aire



b) Fan Coil



c) Chiller enfriado por aire



d) Chiller enfriado por agua



e) Torre de enfriamiento

Figura 3.10.- Sistemas centrales enfriados por agua helada.

Las unidades manejadora o el fan coil están compuestos del serpentín de intercambio de calor por el cual circula agua helada, un motor eléctrico para el ventilador que permite tomar el aire del ambiente climatizado y pasar a través del serpentín de agua helada, una bandeja de recolección de condensado, más los accesorios para el encendido de su motor y controles.

Los chillers son los productores de agua helada. Son equipos que tienen intercambiadores de calor, que por medio de refrigerantes, enfrían agua, la cual es conducida por medio de tuberías perfectamente aisladas, hasta cada uno de los serpentines de las unidades manejadoras de aire (UMA). El condensador de los chillers puede ser enfriado por aire o por agua.

Las unidades manejadoras de aire se deben instalar dentro de un cuarto plenum que deberá estar lo más próximo a la zona a climatizar.

3.1.10.1 Sistemas de distribución del aire para sistemas centrales.

Para distribuir el aire desde las unidades centrales, sean estas evaporadoras, unidades paquetes o unidades manejadoras de aire, es necesario diseñar, fabricar e instalar una red de ductos, a los cuales se conectarán por medio de mangueras flexibles, los difusores y rejillas por donde se suministra el aire enfriado y filtrado y se retorna el aire caliente del ambiente a la unidad de tratamiento de aire.

3.2. Parámetros para la selección de sistemas climatización.

A continuación se establecen los parámetros para la selección adecuada del tipo de sistema de climatización para la oficina de BRUGUESA S.A.

3.2.1 Eficiencia (SEER) (Seasonal Energy Efficiency Ratio).

La eficiencia de los sistemas de climatización se mide dividiendo su capacidad de enfriamiento en Btu (British Thermal Unit) para su consumo energético en watts-hora durante una temporada. El sistema más eficiencia es el que menos energía eléctrica consume y más cantidad de calor retire del área a climatizar, es decir de mayor SEER. Conociendo que los sistemas de climatización consumen más del 50% de energía en los edificios de oficinas en la costa ecuatoriana, es un punto importante para la selección del sistema más eficiente, por lo que, se ha calificado con 10 puntos, siendo el sistema más eficiente el de mayor puntaje.

3.2.2 Contaminación cruzada.

En un edificio de oficinas donde conviven un promedio de 12 horas diarias un grupo humano con diferentes costumbres; existen problemas de contaminación cruzada entre las personas, sean estos por olores, bacterias, gripes, etc. Cuando un edificio tiene problemas de este tipo, las personas que trabajan bajan su rendimiento o existe mucha ausencia por problemas de salud. Esto es un alto costo en la producción de una empresa, por lo que se ha calificado con 10 puntos, obteniendo mayor puntaje el sistema que menos contaminación genere entre diferentes oficinas y menor puntaje el sistema que puede transportar problemas de contaminación de un lado a otro.

3.2.3 Calibración temperatura individual.

La comodidad que una persona sienta por temperatura, humedad y distribución de aire, es un factor que ayuda mucho al bienestar de las personas y por ende a su mejor desenvolvimiento. Por tal motivo se ha calificado con 10 puntos, obteniendo mayor puntaje el sistema que sea más sencillo de calibrar su temperatura para cada persona u oficina y menor puntaje el sistema que mantenga todos a una misma temperatura o que tenga muchas variaciones de temperatura.

3.2.4 Espacio sobre el cielo falso.

En los edificios se deja un espacio entre el cielo falso y las losas de cubierta. En este espacio muchas veces hay vigas descolgadas que restan el espacio para las instalaciones. Sobre el cielo falso hay muchas instalaciones como son: aire acondicionado, sistema contra incendios, tuberías de agua potable, aguas servidas y aguas lluvias, tuberías y canaletas eléctricas de fuerza, control, circuito cerrado de televisión, detección de incendios, cableado estructurado, telefonía, etc. Estos problemas de espacio se agrandan cuando las instalaciones de aire acondicionado son voluminosas y ocupan mucho espacio, por lo que se ha colocado una puntuación de 10 puntos, siendo el sistema que menos espacio ocupe el de mayor puntaje.

3.2.5 Distancia entre equipos internos y externos.

En los sistemas splits o divididos, se instala la unidad evaporadora en el interior del ambiente a climatizar y la unidad condensadora en el exterior del edificio. Dependiendo de las facilidades, eficiencia y costos de las tuberías que presenten los equipos, se ha colocado una calificación de 10 puntos, calificando con mayor puntuación a los equipos que permitan mayor flexibilidad al menor costo de instalación.

3.2.6 Facilidad de instalación de los equipos y sus sistemas.

La facilidad que presenten para la instalación los equipos y sus sistemas es un parámetro que se califica con 8 puntos, siendo 8 el equipo más fácil de instalar, que no requiere técnicos especializados, que no necesita de otras especialidades para su coordinación e instalación.

3.2.7 Costo de los sistemas.

La inversión inicial de un proyecto es un factor determinante, por lo que, se ha calificado con 8 puntos, siendo el equipo más económico con el mayor puntaje y el equipo de mayor el de menor puntaje.

3.2.8 Ruido equipo interno.

Los ruidos extraños o fuertes en un ambiente de trabajo no permiten una mejor concentración de las personas. Para medir este parámetro, se ha calificado con 8 puntos, siendo el equipo más silencioso el de mayor puntaje.

3.2.9 Ruido externo de los equipos.

Las unidades condensadoras que se colocan en el exterior tienen los compresores y ventiladores, los cuales generan mucho ruido. Este ruido en el exterior puede llegar a molestar a los vecinos, se ha calificado con 8 puntos, siendo el equipo más silencioso el de mayor puntaje.

3.2.10 Control central.

Para el control de los equipos en los sistemas de climatización, debe estar en concordancia con las facilidades que los equipos tengan para colocar el sistema de control, su instalación y manejo; se ha calificado con 8 puntos, siendo el sistema de mayor facilidad de control el de mayor puntaje.

3.2.11 Variedad de modelos.

Para los Arquitectos y Decoradores es un tema muy importante los modelos de equipos que se pueden presentar para los sistemas de climatización, por cuanto es un elemento que se ve físicamente en las oficinas. Los problemas de decoración se dificultan cuando los equipos de aire acondicionado ocupan paredes que se pueden decorar con otros elementos, por lo que se ha colocado una puntuación de 8 puntos, siendo el sistema que más modelos de equipos presente el de mayor puntaje.

3.2.12 Espacios en cubierta.

Las unidades condensadoras enfriadas por aire, unidades paquetes enfriadas por aire, las torres de enfriamiento y los chillers suelen ser instalados en las losas de cubiertas de los edificios. Dependiendo del tamaño del proyecto o del sistema y del modelo de equipos seleccionados, estos equipos exteriores pueden ocupar mayor o menor cantidad de espacio en las cubiertas. Se ha realizado una calificación de 8 puntos, calificando con mayor puntuación a los equipos que ocupen menor espacio en las cubiertas de los edificios.

3.2.13 Decoración.

Los sistemas de climatización constituyen una gran preocupación para los Arquitectos y Decoradores, debido a que pueden afectar a las fachadas de sus edificios, ocupar grandes áreas en el interior de las oficinas, necesitar mucho espacio entre vigas y cielo falso, generar conflictos de cruces o espacios con otras instalaciones; por lo que se ha calificado con 7 puntos siendo, 7 el equipo que menos molestias cause a los Arquitectos y Decoradores.

3.2.14 Facilidad de mantenimiento.

Una vez instalados los equipos y sus sistemas, hay que pensar en el servicio pos venta, esto es, en las facilidades que se debe prever para el servicio de limpieza, mantenimiento preventivo y mantenimiento correctivo. Se ha realizado una calificación de 6 puntos, calificando con mayor puntuación a los equipos cuyo mantenimiento es más sencillo de realizar.

3.2.15 Distribución del aire.

El aire que sale después de pasar a través del serpentín del evaporador, es un aire tratado, filtrado, frío y dehumidificado. El éxito del confort en un ambiente

de trabajo es que la distribución del aire llegue en forma equitativa, con baja velocidad y que no golpee a las personas. Se ha colocado una calificación de 6 puntos, calificando con mayor puntuación a los equipos que mejor distribuyan el aire.

3.2.16 Tamaño de los equipos.

El tamaño de los equipos es un parámetro que se califica con 5 puntos, siendo 5 el equipo más compacto, pequeño y que menos espacio ocupe y 1 el equipo más grande, voluminoso y que más espacio ocupe.

3.2.17 Facilidades para los puntos de drenaje.

Todas las unidades evaporadoras drenan agua de condensado, por lo que es de suma importancia coordinar con el Ingeniero Sanitario los puntos donde deben ser conectados los drenajes de los equipos de aire acondicionado. Estos sistemas de drenaje deberán operar por gravedad hacia sistemas de aguas lluvias. Por tal motivo, dependiendo donde se necesite el punto de drenaje para los diferentes modelos de evaporadores, se ha calificado con 5 puntos, siendo 5 el equipo que sea muy fácil su conexión al sistema de drenaje y será calificado con menor puntaje el que más dificultad presente para realizar la red de drenaje de condensado.

3.3. Selección de los equipos de climatización para cada oficina.

De acuerdo a la descripción de cada equipo, sus ventajas y desventajas, se ha tabulado las calificaciones para determinar el sistema más conveniente para este proyecto. Tabla No 3.1.

Tabla 3.1.- Calificación de equipos de climatización y sus sistemas

PUNTAJE	Eficiencia (SEER)	Contaminación cruzada	Calibración temperatura individual	Espacio sobre el cielo falso	Distancia entre equipo interno a externo	Facilidad de instalación	Precio	Ruido equipo interno	Ruido equipo externo	Control central	Variación de modelos	Espacios en cubiertas	Decoración	Facilidad de mantenimiento	Distribución del aire	Tamaño	Facilidad para punto de drenaje	TOTAL
	10	10	10	10	10	8	8	8	8	8	8	8	7	6	6	5	5	135
TIPOS DE SISTEMAS																		
Unidades de ventana	2	9	8	10	10	8	8	0	2	0	1	8	1	3	1	3	2	76
Unidades PTAC	2	9	8	10	10	8	6	0	2	0	1	8	2	2	1	2	5	76
Unidades mini split	4	9	8	10	4	7	7	6	4	1	2	4	4	3	2	4	3	82
Unidades Consola	4	9	8	10	5	6	6	4	2	1	2	3	2	3	2	1	3	71
Piso Techo																		
Unidades Cassete	4	9	8	8	5	7	5	5	3	1	3	3	6	3	3	4	5	82
Sistema de refrigerante variable	10	10	10	8	9	6	2	7	7	8	8	7	6	2	4	4	5	113
Sistemas centrales expansión directa	6	1	1	4	6	4	5	3	6	6	2	5	2	4	5	3	4	67
Sistemas con unidades paquetes enfrías por aire	6	1	1	4	9	5	5	6	6	6	2	2	1	5	5	2	5	71
Sistemas con unidades paquetes enfrías por agua	7	1	1	4	10	3	6	2	4	6	2	8	2	2	5	1	4	68
Sistemas centrales con agua helada	8	5	6	3	9	2	3	3	2	6	6	7	2	3	5	1	4	75

En la calificación total, se observa que los sistemas de volumen de refrigerante variable “VRV” son los de mayor puntaje y por ende los que ofrecen mayor ventaja para la climatización del proyecto de oficinas.

En el Anexo 4 se incluye el catálogo de uno de los fabricantes de estos sistemas, pero se ha popularizado tanto estos sistemas que fueron inventados por la marca Daikin de Japón, que otras marcas han desarrollado su ingeniería para lograr sistemas cada vez más eficientes, como son las marcas: Mitsubishi Electric, Hitachi, Sanyo, Fujitsu, Panasonic, Toshiba-Carrier, LG, MHI, Samsung.

Las principales ventajas de los sistemas VRV son:

- i. Son los sistemas más eficientes, pues modulan la carga de refrigerante de acuerdo a la diferencia de temperatura del ambiente a climatizar. Si la diferencia entre la temperatura de seteo del equipo y el ambiente es muy elevada, suministra más cantidad de refrigerante, por ende consume más energía, pero si la diferencia de temperatura es pequeña modula su válvula de expansión electrónica y solicita menos cantidad de refrigerante al condensador, ahorrando así energía.
- ii. Cuando existen oficinas que no están ocupadas, los equipos de aire acondicionado de estas oficinas pueden permanecer apagados, con lo cual existe un gran ahorro de energía, pues la unidad condensadora solo consume la capacidad de los equipos que estén encendidos y de acuerdo a la demanda que exija cada uno de ellos como se describió anteriormente.
- iii. Al tener equipos individuales para cada oficina, se evita la contaminación cruzada entre los ambientes, lo cual es una gran ventaja por la salud de sus ocupantes.
- iv. Cada uno de los equipos de las oficinas de los sistemas VRV permiten calibrar la temperatura a diferentes set point. Además la temperatura se mantiene constante, pues el equipo al modular la carga de refrigerante evita que se baje mucho la temperatura. Además la humedad relativa también se mantiene constante, pues el serpentín del evaporador al

mantener cargas parciales de refrigerante, siempre está frío y por ende condensado vapor de agua del ambiente.

- v. Los sistemas VRV permiten tener grandes distancias de tuberías de cobre entre evaporadores y condensador, lo cual es una gran ventaja para los diseñadores arquitectónicos. Se puede tener edificios altos de hasta 15 pisos con sus condensadores en la cubierta, evitando ocupar pisos intermedios en el edificio.
- vi. Los sistemas VRV tienen una gran variedad de modelos de equipos interiores, lo cual genera muchas ventajas como son: adaptarse a cualquier tipo de decoración que necesite el proyectista, facilidad de instalación, bajo nivel de ruido, etc.
- vii. Al tener una condensadora que puede manejar hasta 16 evaporadores, ahorra mucho espacio exterior, lo cual es una gran ventaja por el costo del metro cuadrado de construcción.
- viii. Los sistemas VRV tienen muchos modelos de sistemas de control, desde el más sencillo que es un control remoto para cada unidad evaporadora hasta un sistema central en un computador para calibrar todas las funciones de los equipos y monitorear su funcionamiento.
- ix. El costo de instalación es menor a los sistemas Split convencionales, pues en el sistema VRV se instala un par de tuberías que pueden ser conectadas hasta con 16 unidades evaporadoras.
- x. La desventaja sería el costo inicial de los equipos, lo cual se analiza versus el ahorro energético y se determina en que tiempo se paga la diferencia con respecto a un sistema de aire acondicionado central estándar.

CAPITULO IV

DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO VRV

En este capítulo se realizará la selección de los equipos, diseño del sistema de volumen de refrigerante variable “VRV”, la comparación de su eficiencia con un sistema central, el diseño y selección de las tuberías de cobre.

4.1. Selección de los equipos de aire acondicionado del Sistema de Volumen de Refrigerante Variable “VRV”.

Para la selección de los equipos de aire acondicionado, se ha tabulado el resultado de las cargas máximas para cada uno de los ambientes a climatizar, de acuerdo a lo indicado en la tabla 4.1. Con esta tabla, se seleccionan los equipos de acuerdo a sus capacidades totales y sensibles en base al catálogo que se adjunta en el anexo 4.

Tabla 4.1.- Calor generado en cada ambiente.

	Calor Sensible	Calor Latente	Calor Total	Temp.	Temp.
	Btu/h (Kw)	Btu/h (Kw)	Btu/h (Kw)	DB °C	WB °C
Gerencia	14,580 (4.27)	1,667.3 (0.49)	16,247.3 (4.76)	22.44	16.33
Contabilidad	15,666.7 (4.59)	1,014.3 (0.3)	16,681 (4.89)	22.33	16.28
Asistentes	18,297.7 (5.36)	1,997 (0.59)	20,294.7 (5.95)	22.56	16.50
Reuniones	15,046.1 (4.41)	9,487.1 (2.78)	24,533.2 (7.19)	24.56	19.39
Ingeniería	18,781.9 (5.5)	3,195.8 (0.94)	21,977.7 (6.44)	22.67	16.83
Recepción	15,416.4 (4.52)	1,221.9 (0.36)	16,638.3 (4.88)	22.39	16.39
Sumatoria	97788.8 (28.65)	18,583.4 (5.46)	116,372.2 (34.11)		
Calculo Total	94,288 (27.63)	18,841 (5.52)	113,130 (33.15)	22.83	16.94

4.1.1 Selección de los equipos interiores (Unidades evaporadoras).

Para la selección de los equipos, se revisa en los catálogos del fabricante (Catálogo adjunto en el Anexo 4), las capacidades de cada uno a diferentes temperaturas de aire del exterior, temperaturas de bulbo seco (DB) y bulbo húmedo (WB) de retorno del aire.

La temperatura de bulbo seco exterior para Guayaquil es de 32.8°C de acuerdo a las condiciones de diseño.

Para las oficinas de la empresa BRUGUESA S.A. se han seleccionado equipos interiores (unidades evaporadoras) tipo cassette de cuatro vías.

Para la selección de los equipos se dispone de los catálogos adjuntos en el Anexo 4, donde se ingresa con los datos de temperaturas y capacidades indicadas en la Tabla 4.1.

En las páginas 3-14, 3-15 y 3-16 del catálogo adjunto en el Anexo 4, se busca en la primera columna la capacidad total del equipo a seleccionar. A continuación se toma la temperatura del aire del exterior de bulbo seco para Guayaquil en la segunda columna (32.8 = 33°C). Luego se ve la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo interior en las dos primeras filas superiores. (DB/WB = 23/16 °C). Estas corresponden a la segunda columna de temperaturas o quinta y sexta columna de las pequeñas.

Se revisa que el evaporador seleccionado cumpla con la capacidad total (TC Kw) y con la capacidad sensible (SHC Kw) de la carga térmica calculada para cada oficina. Estas capacidades se encuentran en las columnas quinta y sexta. (1 Btu/h = 0.29 w)

Si una unidad evaporadora no satisface la carga total o sensible, seleccionar el siguiente modelo de equipo.

Una vez seleccionada la unidad evaporadora, se revisa las características de los equipos en las tablas de las páginas 3-3 y 3-4. Estas características se encuentran detalladas en las tablas 4.2 a la 4.7. En la tabla 4.8 se realiza un resumen de los equipos seleccionados.

Los equipos seleccionados en los catálogos del Anexo 4 son:

Los equipos de volumen de refrigerante variable pueden dar hasta un 30% más de su capacidad, pues se modulan o calibran con la apertura de su válvula de expansión electrónica.

Para el equipo de Gerencia se ha seleccionado en el catálogo del Anexo 4, en la página 3-16, el modelo 7.1, que cumple con su capacidad de calor total de 5.7 Kw y su capacidad de calor sensible de 4.6 Kw.

Tabla 4.2.- Selección equipo para Gerencia

GERENCIA	Temperatura aire interior (DB/WB) °C 23 / 16	
Temperatura aire exterior °C	Capacidad total Btu/h (Kw)	Capacidad sensible Btu/h (Kw)
33	19,453.53 (5.7)	15,699.34 (4.6)
Capacidad nominal de enfriamiento Kw	7.10	
Capacidad nominal de enfriamiento Btu/h	24,200.00	
Dimensión cuerpo (mm)	840 x 840 x 204	
Panel (mm)	950 x 950 x 25	
Columnas / Filas /FPI	2 x 8 x 19	
Área serpentín m2	0.40	
Tipo ventilador	Turbo Fan	
Potencia W	30.00	
Caudal CFM (H/M/L)	600/529/459	
Diámetro de tuberías conexión	5/8" y 3/8"	
Peso Kg.	20.80	
Voltaje	220 / 1 /60	

Para el equipo de Contabilidad se ha seleccionado en el catálogo del Anexo 4, en la página 3-16, el modelo 7.1, que cumple con su capacidad de calor total de 5.7 Kw y su capacidad de calor sensible de 4.6 Kw.

Tabla 4.3.- Selección equipo para Contabilidad

CONTABILIDAD (C-2)	Temperatura aire interior (DB/WB) °C 23 / 16	
Temperatura aire exterior °C	Capacidad total Btu/h (Kw)	Capacidad sensible Btu/h (Kw)
33	19,453.53 (5.7)	15,699.34 (4.6)
Capacidad nominal de enfriamiento Kw	7.10	
Capacidad nominal de enfriamiento Btu/h	24,200.00	
Dimensión cuerpo (mm)	840 x 840 x 204	
Panel (mm)	950 x 950 x 25	
Columnas / Filas /FPI	2 x 8 x 19	
Área serpentín m ²	0.40	
Tipo ventilador	Turbo Fan	
Potencia W	30.00	
Caudal CFM (H/M/L)	600/529/459	
Diámetro de tuberías conexión	5/8" y 3/8"	
Peso Kg.	20.80	
Voltaje	220 / 1 /60	

Para el equipo de la oficina de Asistentes se ha seleccionado en el catálogo del Anexo 4, en la página 3-16, el modelo 8.2, que cumple con su capacidad de calor total de 6.6 Kw y su capacidad de calor sensible de 5.4 Kw.

Tabla 4.4.- Selección equipo para Asistentes de Gerencia y Contabilidad

ASISTENTES (C-3)	Temperatura aire interior (DB/WB) °C 23 / 16	
Temperatura aire exterior °C	Capacidad total Btu/h (Kw)	Capacidad sensible Btu/h (Kw)
33	22,525.14 (6.6)	18,429.66 (5.4)
Capacidad nominal de enfriamiento Kw	8.20	
Capacidad nominal de enfriamiento Btu/h	28,000.00	
Dimensión cuerpo (mm)	840 x 840 x 204	
Panel (mm)	950 x 950 x 25	
Columnas / Filas /FPI	2 x 8 x 19	
Área serpentín m2	0.40	
Tipo ventilador	Turbo Fan	
Potencia W	30.00	
Caudal CFM (H/M/L)	671/565/494	
Diámetro de tuberías conexión	5/8" y 3/8"	
Peso Kg.	20.80	
Voltaje	220 / 1 /60	

Para el equipo de la Sala de Reuniones se ha seleccionado en el catálogo del Anexo 4, en la página 3-16, el modelo 8.2, que cumple con su capacidad de calor total de 6.6 Kw y su capacidad de calor sensible de 5.4 Kw.

Tabla 4.5.- Selección equipo para Sala de Reuniones

REUNIONES (C-4)	Temperatura aire interior (DB/WB) °C 23 / 16	
Temperatura aire exterior °C	Capacidad total Btu/h (Kw)	Capacidad sensible Btu/h (Kw)
33	22,525.14 (6.6)	18,429.66 (5.4)
Capacidad nominal de enfriamiento Kw	8.20	
Capacidad nominal de enfriamiento Btu/h	28,000.00	
Dimensión cuerpo (mm)	840 x 840 x 204	
Panel (mm)	950 x 950 x 25	
Columnas / Filas /FPI	2 x 8 x 19	
Área serpentín m2	0.40	
Tipo ventilador	Turbo Fan	
Potencia W	30.00	
Caudal CFM (H/M/L)	671/565/494	
Diámetro de tuberías conexión	5/8" y 3/8"	
Peso Kg.	20.80	
Voltaje	220 / 1 /60	

Para el equipo de la oficina de Ingeniería se ha seleccionado en el catálogo del Anexo 4, en la página 3-15, el modelo 4.5, que cumple con su capacidad de calor total de 4.5 Kw y su capacidad de calor sensible de 3.0 Kw. De estos equipos se han seleccionado dos iguales para esta oficina, con lo que la capacidad total de estos equipos será de 9.0 Kw y su capacidad de calor sensible de 6.0 Kw.

Tabla 4.6.- Selección equipo para Ingeniería

INGENIERÍA (C-5/6) Dos equipos	Temperatura aire interior (DB/WB) °C 23 / 16	
Temperatura aire exterior °C	Capacidad total Btu/h (Kw)	Capacidad sensible Btu/h (Kw)
33	12,286.44 (4.5)	10,238.70 (3.0)
Capacidad nominal de enfriamiento Kw	4.50	
Capacidad nominal de enfriamiento Btu/h	15,400.00	
Dimensión cuerpo (mm)	570 x 570 x 256	
Panel (mm)	700 x 700 x 30	
Columnas / Filas /FPI	2 x 10 x 18	
Área serpentín m2	0.27	
Tipo ventilador	Turbo Fan	
Potencia W	43.00	
Caudal CFM (H/M/L)	388/353/328	
Diámetro de tuberías conexión	1/2" y 1/4"	
Peso Kg.	15.50	
Voltaje	220 / 1 /60	

Para el equipo de la Recepción se ha seleccionado en el catálogo del Anexo 4, en la página 3-16, el modelo 7.1, que cumple con su capacidad de calor total de 5.7 Kw y su capacidad de calor sensible de 4.6 Kw.

Tabla 4.7.- Selección equipo para Recepción

RECEPCIÓN (C-7)	Temperatura aire interior (DB/WB) °C 23 / 16	
Temperatura aire exterior °C	Capacidad total Btu/h (Kw)	Capacidad sensible Btu/h (Kw)
33	19,453.53 (5.7)	15,699.34 (4.6)
Capacidad nominal de enfriamiento Kw	7.10	
Capacidad nominal de enfriamiento Btu/h	24,200.00	
Dimensión cuerpo (mm)	840 x 840 x 204	
Panel (mm)	950 x 950 x 25	
Columnas / Filas /FPI	2 x 8 x 19	
Área serpentín m2	0.40	
Tipo ventilador	Turbo Fan	
Potencia W	30.00	
Caudal CFM (H/M/L)	600/529/459	
Diámetro de tuberías conexión	5/8" y 3/8"	
Peso Kg.	20.80	
Voltaje	220 / 1 /60	

Tabla 4.8.- Resumen Selección de Equipos.

ÁREAS	C. Sensible Kw	C. Total Kw	Temp. DB °C	Temp. WB °C	Temp. Exterior DB/WB
Gerencia (C-1)	4.60	5.70	23.00	16.00	33 / 27
Contabilidad (C-2)	4.60	5.70	23.00	16.00	33 / 27
Asistentes (C-3)	5.40	6.60	23.00	16.00	33 / 27
Reuniones (C-4)	5.40	6.60	23.00	16.00	33 / 27
Ingeniería (C-5/6)	6.00	9.00	23.00	16.00	33 / 27
Recepción (C-7)	4.60	5.70	23.00	16.00	33 / 27
Sumatoria	36.60	39.30			

4.1.2 Selección de los equipos exteriores (Unidades condensadoras).

Para la selección de la unidad condensadora se siguen los siguientes pasos:

- a) Seleccionar las unidades interiores de acuerdo a lo realizado en el numeral 4.1.1.
- b) Sumar la capacidad total de las unidades interiores seleccionadas en Kw. (Total 39.30 Kw). (Tabla 4.8).
- c) Comparar con la capacidad total del cálculo de cargas térmicas (Total 113,129.70 Btu/h / 33.15 Kw). (Tabla 4.1).
- d) La diferencia entre la capacidad total de la sumatoria de las unidades evaporadoras y la capacidad total del cálculo de cargas térmicas se debe a que la selección de los evaporadores se realizó revisando que los cassette satisfagan la carga sensible y/o la carga total de acuerdo a las temperaturas de selección. Estos cassette tienen una capacidad mayor a la indicada en el cálculo de cargas térmicas de la tabla 4.1. Además la selección de las unidades evaporadoras tipo cassette se seleccionó con la máxima carga térmica para cada oficina. La sumatoria de las cargas máximas por cada oficina no es igual a la carga térmica máxima de todo el piso, pues en la carga térmica total de todo el piso se ha determinado que es 113,129.70 Btu/h = 33,15 Kw, mientras que la suma total de los equipos seleccionados es 39.30 Kw, es decir la sumatoria de las capacidades totales de las unidades evaporadoras es 18.55% más alta que la carga total calculada.
- e) Se revisa la capacidad de las condensadoras de acuerdo a las temperaturas de aire interior (22.83 / 16.94 °C) y exterior (32.78°C) indicadas en el cálculo de cargas térmicas (Tabla 4.1). En el catálogo del Anexo 4, página 234, se ingresa con la capacidad máxima de la unidad condensadora que será al 130% de la columna 1 primer recuadro.
- f) Se selecciona la temperatura de bulbo seco del exterior 33°C en la columna dos.

- g) Se selecciona la columna para 16°C de bulbo húmedo, que corresponde a la columna cinco.
- h) Se determina que la capacidad máxima para este modelo de condensador ARUV120BT2 es de 35.16 Kw (119,965. 92 Btu/h).
- i) La capacidad total máxima que puede retirar este condensador es mayor a la carga térmica máxima para todo el piso de oficinas calculadas: $119,965.92 > 113,129.70$ Btu/h ($35.16 > 33.15$ Kw).
- j) La unidad condensadora seleccionada en los catálogos del Anexo 4 es una unidad de 12 HP.
- k) La selección de la unidad condensadora indica en su tabla de la página 234 del catálogo adjunto del Anexo 4, que la capacidad al 100% es de 27 Kw y al 130% es del 35.16 Kw.
- l) Si la diferencia de altura entre condensador y evaporador es superior a 50 metros, existe un factor de corrección, como se indica en la página 314 del catálogo del anexo 4. Esto no ocurre en este proyecto, pues el condensador está apenas a menos de un metro de diferencia en altura como se indica en el plano 1.108 del Anexo 3.
- m) Si la distancia equivalente entre la unidad condensadora y el primer accesorio de división es superior a 90 metros se debe cambiar el diámetro de tubería original al diámetro inmediato superior. Esto no ocurre en este proyecto.
- n) Cuando la longitud equivalente total de tuberías excede una cierta distancia, la capacidad de los equipos hay que multiplicar por un factor de corrección que disminuye la capacidad de los equipos, lo cual depende del fabricante y que se indica en los catálogos de cada equipo (catálogo del Anexo 4).
- o) Para la ubicación de las unidades condensadoras se debe respetar las distancias mínimas entre equipos (cuando son más de una unidad condensadora), o entre unidades condensadoras y paredes, para permitir la mejor ventilación posible de los equipos, como se indica en los catálogos de los fabricantes del Anexo 4.

- p) Para las oficinas de la empresa BRUGUESA S.A. se ha seleccionado una unidad condensadora con siete unidades interiores tipo cassette de cuatro vías, como se indica en los planos del Anexo 1 (Plano 1.105).
- q) Las características de la unidad condensadora seleccionada se toman del catálogo del Anexo 4, literal 1.3 Cooling Only (220v) página 17 y se indican en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9.- Selección unidad condensadora.

CONDENSADORA	Temperatura aire interior (DB/WB) °C 23 / 16	
Temperatura aire exterior °C	Capacidad total Btu/h (Kw)	
33	119,966 (35.16)	
Capacidad nominal de enfriamiento Kw	33.60	
Capacidad nominal de enfriamiento Btu/h	114,700.00	
Dimensión cuerpo (mm)	1,280 x 1,607 x 730	
Número máximo de unidades interiores	19.00	
	Capacidad total (Kw)	Potencia Kw
Capacidad al 50%	13.52	2.42
Capacidad al 60%	16.20	2.95
Capacidad al 70%	18.96	3.95
Capacidad al 80%	21.60	4.51
Capacidad al 90%	24.36	5.99
Capacidad al 100%	27.00	7.97
Capacidad al 110%	29.76	8.46
Capacidad al 120%	32.40	9.61
Capacidad al 130%	35.16	10.45
Potencia total Kw		12.4
Tipo de compresor	DC Scroll	
Refrigerante	R410A	
Control del refrigerante	Válvula de expansión electrónica	
Diámetro de tuberías conexión	1-1/8" y 1/2"	
Peso Kg.	285.00	

Voltaje	230 / 3 / 60	Min: 198 Max: 242
Capacidad mínima del cable (A)	39.5	
Breaker máximo (A)	50	
Amperaje máximo de arranque (A)	103.9	

Capacidad de la condensadora basada en:

Temperatura aire interior 23°C / 16°C

DB/WB

Temperatura aire exterior 33°C / 26.6°C

DB/WB

Longitud máxima de interconexión entre condensadoras: 7.5 metros.

Diferencia de nivel entre condensadores: 0 metros.

4.2. Dimensionamiento de las tuberías de cobre.

En el sistema de Volumen de Refrigerante Variable “VRV” es importante el dimensionamiento de las tuberías de cobre, por lo que a continuación se establece el procedimiento empleado.

4.2.1 Dimensionamiento de las líneas de succión.

Las líneas de succión (línea de presión baja) en los sistemas de aire acondicionado transportan en refrigerante desde el evaporador hacia el compresor en estado gaseoso (vapor), a presión baja y temperatura baja.

El diseño debe permitir que por esta línea retorna el aceite que salió del compresor al comprimir el refrigerante y enviarlo desde el compresor hacia el circuito de refrigeración.

La velocidad del gas que se maneje en estas tuberías, debe garantizar que el aceite sea arrastrado por el refrigerante hasta llegar al compresor. En las líneas horizontales se debe colocar las tuberías con una pendiente mínima del 0,5 a 1% desde el evaporador hacia el montante. En los montantes de los sistemas de

volumen de refrigerante variable, no se necesita sifones para ayudar a subir el aceite.

Por cuanto los sistemas "VRV" varían la cantidad de refrigerante de acuerdo a las necesidades de enfriamiento de las oficinas, cambia la cantidad de refrigerante a través de sus tuberías, por lo que la velocidad de paso del gas no es constante y por ende se pensaría que no podrá retornar el aceite. Para garantizar el retorno de aceite, cada cierto tiempo, los sistemas "VRV" abren todas sus válvulas de expansión de los evaporadores al 100% (unidades evaporadoras encendidas y apagadas) y prende todos los compresores y bombean todo el refrigerante, asegurando así que aumente la velocidad en las tuberías de succión y retorne el aceite.

Las pérdidas de presión en las líneas de succión deben ser mínimas, las cuales no deben ser superiores a 0.21 Kg/cm^2 (3 psi). La velocidad mínima requerida para transportar el aceite con el gas refrigerante por las líneas de succión es de 2.5 m/s (480 pies por minuto) en las líneas horizontales y 5 m/s (960 pies por minuto) en las líneas verticales.

4.2.2 Dimensionamiento de las líneas de líquido.

Las líneas de líquido (línea de alta presión) en los sistemas de aire acondicionado transportan el refrigerante desde el condensador hasta la válvula de expansión del evaporador en estado líquido.

Las pérdidas de presión en las líneas de líquido no son tan críticas con respecto a las pérdidas en las líneas de succión, pero si requiere un valor razonable de pérdida de presión para mantener el sub enfriamiento y evitar la saturación del líquido sub enfriado, lo que generaría burbujas de vapor del refrigerante, perjudicando la eficiencia del sistema ya que se reduce la capacidad del dispositivo de expansión.

La velocidad máxima no deberá molestar por problemas de ruido en el transporte del refrigerante o golpes de ariete, por lo que no debería exceder los 10 m/s (1,900 pies por minuto).

4.2.3 Pasos para el dimensionamiento de las tuberías de cobre para sistemas “VRV”.

Para dimensionar las tuberías de cobre en los sistemas de volumen de refrigerante variable “VRV” se deberá seguir los siguientes pasos:

- a) Ubicar las unidades interiores y exteriores de acuerdo a la distribución arquitectónica coordinada con los propietarios y Arquitectos. En el Anexo 3, planos 1.102 y 1.103 se han ubicados las unidades interiores y exteriores.
- b) Dibujar el recorrido de tuberías de cobre, como se indican en el plano 1.104 del Anexo 3.
- c) Ubicar las juntas de refrigeración o divisiones o uniones tipo yee entre la tubería principal y la salida a cada uno de los cassettes. Como se indica en el plano 1.104 del Anexo 3.
- d) Ubicar las capacidades de cada uno de los cassettes. Como se indica en el plano 1.104 del Anexo 3.
- e) Nombrar las tuberías principales con letras mayúsculas empezando desde la unidad condensadora. Como se indica en el plano 1.105 del Anexo 3.
- f) Nombrar las tuberías secundarias que entran a cada cassette con letras minúsculas empezando desde la más cercana a la unidad condensadora. Como se indica en el plano 1.105 del Anexo 3.
- g) Colocar las capacidades de las tuberías, para lo cual se empieza desde el último o más lejano equipo interior y se suma las capacidades de los equipos que están a continuación. Como se indica en el plano 1.105 del Anexo 3.
- h) Colocar los diámetros de las tuberías de acuerdo a la Tabla 4.10. Como se indica en el plano 1.105 del Anexo 3.
- i) Contabilizar las longitudes de las tuberías en metros. Las juntas de refrigeración en “Y” (Branch) se considera una longitud equivalente de 0.50

mts, las juntas de refrigeración header se considera una longitud equivalente de 1.0 mts y los codos una longitud equivalente de 0.20 mts. Se mide y contabiliza las longitudes de las tuberías en el plano 1.106 del Anexo 3.

- j) Realizar la suma de todas las tuberías principales nombradas con letras mayúsculas más la tubería de ingreso al último cassette, $(A+B+C+D+E+F+g)$. Esta sería la longitud total equivalente del sistema. Esta sumatoria de las longitudes de tuberías y accesorios se ha incorporado en la tabla 4.11, midiendo en los planos 1.106, 1.107 y 1.108 del Anexo 3.
- k) Revisar que la longitud equivalente sea menor o igual a 175 metros $(A+B+C+D+E+F+g < 175 \text{ mts})$, como se indica en los catálogos de los fabricantes del Anexo 4 (página 15 de instalación literal "L").
- l) Revisar el factor de corrección del fabricante para la longitud equivalente y la diferencia de altura entre la condensadora y el primer evaporador. Para este caso la longitud equivalente es 42.14 metros, por lo que no existe pérdidas de capacidad en este sistema.
- m) Revisar que la longitud después de la primera junta de refrigeración (branch) no sea mayor a 40 metros $(B+C+D+E+F+g < 40 \text{ mts})$. De acuerdo a lo medido en los planos 1.106, 1.107 y 1.108 del Anexo 3 e indicado en la tabla 4.11, esta longitud es de 29.37 metros, por lo que es menor al máximo indicado en el catálogo del Anexo 4 (página 15 de instalación literal "I").
- n) La diferencia en altura entre la unidad condensadora y la primera unidad interior sea menor a 100 metros. En el plano 1.108 del Anexo 3, se indica que esta altura es menor a 1 metro.
- o) La diferencia en altura entre las unidades interiores debe ser menor a 15 metros. En el plano 1.108 del Anexo 3, se indica que todas las unidades interiores están a la misma altura.
- p) La diferencia de altura entre unidades condensadoras debe ser menor a 5 metros. En el plano 1.107 del Anexo 3, se indica que existe solo una unidad condensadora.

- q) Las dimensiones de las tuberías de cobre de acuerdo a sus capacidades para este sistema de Volumen de Refrigerante Variable para refrigerante R410a se indican en la tabla 4.10. Varían de acuerdo al tipo de refrigerante.
- r) Las longitudes equivalentes (longitudes de tuberías y accesorios de conexión y codos) y los diámetros de las tuberías de cobre diseñadas para este proyecto de acuerdo al trazado indicado en los planos 1.104, 1.105, 1.106 y 1.107 del Anexo 3, se establecen en la tabla 4.11.

Tabla 4.10.- Capacidad de las tuberías de cobre.

DIMENSIÓN DE LAS TUBERÍAS DE ACUERDO A SU CAPACIDAD		
R 410a		
Capacidad Kw	Tubería líquido (pulg)	Tubería gas (pulg)
< 5.6	1/4	1/2
< 16	3/8	5/8
< 22.4	3/8	3/4
< 33	3/8	7/8
< 47	1/2	1-1/8
< 71	5/8	1-1/8
< 104	3/4	1-3/8
104 <	3/4	1-5/8

Tabla 4.11.- Selección de los diámetros de tubería de cobre.

Nombre	Capacidad Kw	Longitud (mts)	Diámetro
A	42.2	11.47	1-1/8" y 1/2"
Codos	4 x 0,20	0.8	1-1/8" y 1/2"
Branch	1 x 0,50	0.5	1-1/8" y 1/2"
B	36.6	4.15	1-1/8" y 1/2"
Branch	1 x 0,50	0.5	1-1/8" y 1/2"
C	28.4	3.14	7/8" y 3/8"
Branch	1 x 0,50	0.5	1-1/8" y 1/2"
D	23.9	3.09	7/8" y 3/8"
Branch	1 x 0,50	0.5	1-1/8" y 1/2"
E	19.4	2.64	3/4" y 3/8"
Branch	1 x 0,50	0.5	1-1/8" y 1/2"
F	11.2	5.89	5/8" y 3/8"
Branch	1 x 0,50	0.5	1-1/8" y 1/2"
G	5.6	7.16	1/2" y 1/4"
Codos	4 x 0,20	0.8	1-1/8" y 1/2"
Longitud equivalente:		42.14	
Long después del 1er branch:		29.37	
A	5.6	2.72	1/2" y 1/4"
b	8.2	3.67	5/8" y 3/8"
c	4.5	4.8	1/2" y 1/4"
d	4.5	4.8	1/2" y 1/4"
e	8.2	2.5	5/8" y 3/8"
f	5.6	1.3	1/2" y 1/4"

4.3.Sistema de control para “VRV”.

Las unidades evaporadoras del sistema de volumen de refrigerante variable trabajan a 220 voltios monofásicas como se indica en las tablas 4.2 a la 4.7.

Por tal motivo, se puede realizar un circuito de alimentación eléctrica en serie, con cuatro hilos (dos de fuerza, uno de tierra y uno de neutro). Para protección de estos siete equipos se colocará un disyuntor de 15 amperios, como se indica en el plano 1.110 del Anexo 3.

La unidad condensadora del sistema de volumen de refrigerante variable trabaja a 230 voltios trifásico como se indica en la tabla 4.8, por lo que, se debe realizar una acometida eléctrica con cuatro hilos (tres de fuerza y uno de tierra). Para protección de esta unidad condensadora se colocará un disyuntor de 50 amperios, como se indica en el plano 1.110 del Anexo 3. En el caso de tener más de una condensadora, se realiza una conexión en serie entre la unidad condensadora master o principal y la unidad condensadora esclava o secundaria como se indica en el plano 1.110 del Anexo 3.

Para la comunicación entre las unidades interiores (evaporadores o cassette) con la unidad condensadora, se utiliza cable blindado número 18 (Belding). Se conecta desde los terminales de control de la unidad condensadora en serie con cada uno de los terminales de control de los evaporadores, como se indica en el plano 1.110 del Anexo 3.

Las líneas de control deberán estar separadas una distancia mínima de 1,000 mm con respecto a las líneas de fuerza.

4.4.Eficiencia de los sistemas “VRV” versus los sistemas centrales.

La eficiencia de los sistemas de aire acondicionado está determinado por la eficiencia SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio), el cual es definido por el Instituto de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración en su estándar ARI 210/240.

La eficiencia SEER es una medida de la cantidad de aire acondicionado generado en Btu durante una temporada de funcionamiento dividido para el total de energía eléctrica consumida en watts – hora durante el mismo período. Entre más altos sea este cociente, más alta será la eficiencia del equipo.

4.4.1 Cargas Térmicas del Local

En la tabla 4.12 se indica la carga térmica de las oficinas en diferentes horas y diferentes meses, lo cual ha sido calculado con el programa de cálculo de cargas térmicas.

Como se indica en la tabla 4.12, los cinco meses de invierno de Guayaquil y sobre todo en la tarde (Diciembre a Abril a las 16:00 h), es la temporada de mayor carga térmica.

Durante los cinco meses de invierno, en tres primeras horas de las mañanas (Diciembre a Abril de 9:00 h a 12:00 h), se consume el 60% de la carga térmica máxima (de 66,000 Btu/h a 89,000 Btu/h promedio) y durante las cinco horas de la tarde se consume el 100% de la carga térmica máxima (112,000 Btu/h promedio).

Durante los siete meses de verano (Mayo a Noviembre), en las tres primeras horas de las mañanas (9:00 h a 12:00 h), se consume el 40% de la carga térmica máxima (de 42,000 a 70,000 Btu/h promedio) y durante las cinco horas de la tarde se consume el 80% de la carga térmica máxima (89,000 Btu/h promedio).

El promedio de horas de trabajo diario es de 10 horas (8:00 h a 18:00 h), durante un promedio de 22 días al mes, es decir un total de 220 horas al mes, 2,640 horas al año.

En el invierno, se consume el 60% de la capacidad total calculada durante las horas de la mañana de diciembre a abril (8:00h a 12:00 h), es decir 4 horas al día durante 22 días al mes durante 5 meses, es decir 440 horas que se consume el 60% de la capacidad total.

En el invierno, se consume el 100% de la capacidad total calculada durante las horas de la tarde (12:00 h a 18:00 h) de diciembre a abril, es decir 6 horas al día durante 22 días al mes durante 5 meses, es decir 660 horas que se consume el 100% de la capacidad total.

En el verano, se consume el 40% de la capacidad total calculada durante las horas de la mañana de diciembre a abril, es decir 4 horas al día durante 22 días al mes durante 7 meses, es decir 616 horas que se consume el 40% de la capacidad total.

En el verano, se consume el 80% de la capacidad total calculada durante las horas de la tarde de diciembre a abril, es decir 6 horas al día durante 22 días al mes durante 7 meses, es decir 964 horas que se consume el 80% de la capacidad total.

Tabla 4.12.- Carga térmica del Local en diferentes temporadas.

Meses	Calor Total Btu/h	Calor Total Btu/h	Calor Total Btu/h	Calor Total (Kw)	Calor Total (Kw)	Calor Total (Kw)
Hora	9:00	12:00	16:00	9:00	12:00	16:00
Enero	66,360	89,880	113,160	19.44	26.34	33.16
Febrero	66,240	89,520	112,560	19.41	26.23	32.98
Marzo	60,360	83,880	107,040	17.69	24.58	31.36
Abril	56,160	81,120	104,160	16.46	23.77	30.52
Mayo	48,000	76,560	99,360	14.06	22.43	29.11
Junio	42,120	71,520	94,200	12.34	20.96	27.60
Julio	37,440	66,240	89,760	10.97	19.41	26.30
Agosto	41,880	67,920	91,080	12.27	19.90	26.69
Septiembre	50,520	74,160	97,440	14.80	21.73	28.55
Octubre	53,880	77,280	100,320	15.79	22.64	29.39
Noviembre	57,360	80,520	103,320	16.81	23.59	30.27
Diciembre	63,720	87,120	110,160	18.67	25.53	32.28

4.4.2 Capacidad del equipo VRV de acuerdo a las Cargas Térmicas del Local.

En la tabla 4.13 se ha incluido las variaciones de las capacidades del equipo de aire acondicionado de volumen de refrigerante variable de acuerdo al catálogo del Anexo 4 (páginas 234 y 235 capacidad de la unidad condensadora).

Como se indica en el numeral 4.4.1 y en la tabla 4.12 la carga térmica varía de acuerdo a la temporada, por lo que los sistemas de volumen de refrigerante variable se modulan según la demanda y consumen energía eléctrica de acuerdo a la variación de las temperaturas externas e internas, como se indica en la Tabla 4.13.

Tabla 4.13.- Capacidad del equipo VRV.

Porcentaje Funcionamiento	Temp. Ext. °C	Calor Total (Kw)	Potencia del equipo (Kw)	Calor Total Btu/h	SEER	MESES QUE CUBRE		
						9:00	12:00	16:00
50%	20	13.52	2.42	46,142.42	19.07	Mayo a Septiem		
60%	23	16.20	2.95	55,288.99	18.74	Abril, Octubre y Noviemb		
70%	25	18.96	3.95	64,708.60	16.38	Enero, Febrero, Marzo y Diciemb		
80%	27	21.60	4.51	73,718.65	16.35		Mayo a Septiemb	
90%	31	24.36	5.99	83,138.26	13.88		Abril, Octubre y Noviemb	
100%	33	27.00	7.97	92,148.32	11.56		Enero, Febrero, Marzo y Diciembre	
110%	33	29.76	8.46	101,567.92	12.01			Abril a Noviemb
120%	33	32.40	9.61	110,577.98	11.51			Enero a Marzo y Diciembre
130%	33	35.16	10.45	119,997.59	11.48			Factor de seguridad

En la tabla 4.13 se ha incluido la eficiencia del equipo de acuerdo a las diferentes temporadas, dividiendo la cantidad de frío generado en Btu para la potencia o energía necesaria en Kw –h.

4.4.3 Comparación del consumo energético entre un sistema VRV y un sistema central.

Un sistema de aire acondicionado central para las oficinas de Bruguera S.A. estaría compuesto de una unidad paquete de 120,000 Btu/h, sus ductos de distribución de aire, conectados a las rejillas y difusores de suministro y retorno del aire climatizado y un solo termostato para toda el área.

Las unidades paquetes de 120,000 Btu/h tienen un compresor de velocidad fija, el cual se prende al 100% en el momento de solicitar que enfríe por medio del termostato y se apaga al 0% en el momento que satisface la temperatura.

Las unidades paquetes con un compresor de velocidad fija tienen una eficiencia SEER igual a 10, es decir que consumen 12 Kw durante los momentos que se encuentran funcionando y generando los 120,000 Btu/h.

Los equipos de aire acondicionado con compresores de velocidad fija, tienen un gran consumo durante décimas de segundo en el momento del arranque, el cual puede llegar a consumir hasta el triple de la potencia de funcionamiento normal.

Por tal motivo, cuando un equipo de aire acondicionado tiene más arranques durante un día de funcionamiento, su eficiencia será menor, pues hay que sumar los consumos adicionales por arranque del equipo. Esto sucede sobre todo en las horas y meses que no existe mucha carga térmica, que como se indica en el numeral 4.4.1 solo 660 horas de las 2,640 del año, se consume el 100% de la capacidad, es decir un promedio del 25.00% del total de horas de funcionamiento.

En la tabla 4.14 se indica las eficiencias de los dos sistemas en diferentes temporadas.

Como se indica, en las horas de las mañanas y meses de verano, la eficiencia entre los sistemas de volumen de refrigerante variable y los sistemas de compresores de velocidad fija, supera seis veces más (SEER: 3.67 de las UP versus 19.07 de los sistemas VRV). Como se indica en el numeral 4.4.1, esta temporada es aproximadamente 616 horas de las 2,640 horas de funcionamiento del año, es decir un 23.33% del período del año, los sistemas VRV son seis veces más eficientes que las unidades centrales con compresor de velocidad fija.

En las horas de las tardes y meses de verano, la eficiencia entre los sistemas de volumen de refrigerante variable y los sistemas de compresores de velocidad fija, supera en un 33% su eficiencia (SEER: 8.12 de las UP versus 12.01 de los sistemas VRV). Como se indica en el numeral 4.4.1, esta temporada es aproximadamente 924 horas de las 2,640 horas de funcionamiento del año, es decir un 35% del período del año, los sistemas VRV son 33% más eficientes que las unidades centrales con compresor de velocidad fija.

En las horas de las mañanas y meses de invierno, la eficiencia entre los sistemas de volumen de refrigerante variable y los sistemas de compresores de velocidad fija, supera tres veces su eficiencia (SEER: 5.35 de las UP versus 16.38 de los sistemas VRV). Como se indica en el numeral 4.4.1, esta temporada es aproximadamente 440 horas de las 2,640 horas de funcionamiento del año, es decir un 16.67% del período del año, los sistemas VRV son tres veces más eficientes que las unidades centrales con compresor de velocidad fija.

En las horas de las tardes y meses de invierno, la eficiencia entre los sistemas de volumen de refrigerante variable y los sistemas de compresores de velocidad fija, supera en un 20% su eficiencia (SEER: 9.23 de las UP versus 11.51 de los sistemas VRV). Como se indica en el numeral 4.4.1, esta temporada es aproximadamente 660 horas de las 2,640 horas de funcionamiento del año, es

decir un 25.00% del período del año, los sistemas VRV son 20% más eficientes que las unidades centrales con compresor de velocidad fija.

Tabla 4.14.- Eficiencia del equipo VRV versus Unidad Paquete.

Temporada de funcionamiento	Calor Total Promedio Btu/h	Capacidad de central paquete Btu/h	Consumo UP (Kw)	Consumo VRV (Kw)	SEER UP	SEER VRV
Mayo a Septiembre 9:00 h	43,992.00	120,000.00	12.00	2.42	3.67	19.07
Abril, Octubre y Noviembre 9:00 h	55,800.00	120,000.00	12.00	2.95	4.65	18.74
Enero, Febrero, Marzo y Diciembre 9:00 h	64,170.00	120,000.00	12.00	3.95	5.35	16.38
Mayo a Septiembre 12:00 h	71,280.00	120,000.00	12.00	4.51	5.94	16.35
Abril, Octubre y Noviembre 12:00 h	79,640.00	120,000.00	12.00	5.99	6.64	13.88
Enero, Febrero, Marzo y Diciembre 12:00 h	87,600.00	120,000.00	12.00	7.97	7.30	11.56
Abril a Noviembre 16:00 h	97,455.00	120,000.00	12.00	8.46	8.12	12.01
Enero a Marzo y Diciembre 16:00 h	110,730.00	120,000.00	12.00	9.61	9.23	11.51
130%	120,000.00	120,000.00	12.00	10.45	10.00	11.48

En la tabla 4.15 se calcula el consumo de energía al año de los dos sistemas.

Tabla 4.15.- Consumo de energía.

Porcentaje	# meses	# días	# horas día	# horas período al año	Consumo UP (Kw)	Consumo VRV (Kw)	Consumo TOTAL UP (Kw)	Consumo TOTAL VRV (Kw)
Funcionamiento								
Mayo a Septiembre a las 8:00 h a 11:00 h	5	125	3	375	12	2.42	4500	907.5
Abril, Octubre y Noviembre a las 8:00 h a 11:00 h	3	75	3	225	12	2.95	2700	663.75
Enero, Febrero, Marzo y Diciembre a las 8:00 h a 11:00 h	4	100	3	300	12	3.95	3600	1185
Mayo a Septiembre a las 11:00 h a 14:00 h	5	125	3	375	12	4.51	4500	1691.25
Abril, Octubre y Noviembre a las 11:00 h a 14:00 h	3	75	3	225	12	5.99	2700	1347.75
Enero, Febrero, Marzo y Diciembre a las 11:00 h a 14:00 h	4	100	3	300	12	7.97	3600	2391
Abril a Noviembre a las 15:00 h a 18:00 h	8	200	3	600	12	8.46	7200	5076
Enero a Marzo y Diciembre a las 15:00 h a 18:00 h	4	100	3	300	12	9.61	3600	2883
Total Kw al año							32,400.00	16,145.25
Valor del Kw/h USD							\$0.10	\$0.10
Consumo total al año USD							\$3,240.00	\$1,614.53
Ahorro total al año USD								\$1,625.48
Ahorro de energía al año %								50.17%

De acuerdo al consumo de energía entre los sistemas VRV y los sistemas centrales de unidades paquetes, se ha determinado que el ahorro energético en US dólares sería de USD 1,625.48 en un año.

4.5.Presupuesto.

En el anexo 1 se indican los presupuestos del sistema de refrigerante variable “VRV” y de un sistema central de aire acondicionado con unidad paquete para el mismo proyecto.

En el anexo 1 se indica la lista de equipos, materiales y mano de obra con sus precios unitarios y precios totales para los dos sistemas.

Para realizar el diseño y el presupuesto se ha tomado en cuenta las especificaciones técnicas del proyecto, lo cual se adjunta en el Anexo 2. En la página 2 de las especificaciones técnicas, numeral 2.1 se indican los códigos y estándares que rigen este proyecto.

Para realizar los presupuestos de los dos sistemas indicados en el Anexo 1, se realiza un conteo de los materiales y accesorios que se necesitan para cada una de las instalaciones, cuya lista se desglosa en el Anexo 1. A esta lista se colocan precios unitarios del mercado local y nos genera totales parciales para cada uno de los elementos. Se suma dichos totales parciales y obtenemos el gran total de cada uno de los presupuestos.

El gran total incluido el IVA para el suministro e instalación mecánica del sistema de climatización con VRV para las oficinas de Bruguesa S.A. que se indica en los planos 1.101 al 1.110 del anexo 3 es de USD 19,932.74.

El gran total incluido el IVA para el suministro e instalación mecánica del sistema de climatización con un sistema central con ductos, rejillas y unidad paquete de 120,000 Btu/h para las oficinas de Bruguesa S.A. es de USD 14,226.29.

La diferencia de inversión entre los dos sistemas es de USD 5,706.45. La diferencia más significativa es en el valor de los equipos.

La suma del valor de los equipos para el sistema VRV suman USD 16,115.69, mientras que el valor de los equipos para el sistema central suma USD 6,860.00.

Una de las ventajas de los sistemas de volumen de refrigerante variable es la descentralización del sistema, permitiendo apagar equipos que no sean necesarios, como es el equipo de la sala de reuniones o subir la temperatura de otras zonas. Al apagar equipos de zonas que no se ocupen, pueden ahorrar más energía, no así en sistemas centrales que se desperdicia aire acondicionado en zonas que no son ocupadas.

La diferencia de la inversión entre los dos equipos se podrá recuperar en aproximadamente tres años y medio. Esto lo podemos calcular dividiendo la diferencia de valores de los dos presupuestos indicados en el Anexo 1 para la diferencia de consumo energético por año indicado en la tabla 4.15 (USD 5,706.45 / USD 1,625.48 = 3.51) considerando que todos los cassettes estén prendidos simultáneamente a 23°C.

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones.

- a) Siendo las ciudades de la costa ecuatoriana zonas de temperaturas altas todo el año, durante un día normal de trabajo de 8:30 h a 18:00 h (9.5 horas diarias), las tres horas y media de la mañana de trabajo (de 8:30 h a 12:00 h) corresponden al 36,85% del tiempo de trabajo, mientras que las horas de la tarde (de 12:00 h a 18:00 h, seis horas) corresponden el 63.15% del tiempo total.
- b) De acuerdo a la tabla 4.12, en la mañana que corresponde al 36.85% del tiempo de trabajo, la carga térmica en los meses de invierno (cinco meses: diciembre a abril que corresponde al 41.66% de meses del año), tendrá un promedio de 62,568 Btu/h de la capacidad máxima calculada (113,130 Btu/h), que corresponde al 55,31%. De acuerdo a la tabla 4.14, durante este período los sistemas los sistemas centrales convencionales tienen un SEER de 5.35, mientras que los sistemas VRV tienen un SEER 16.38, es decir tres veces más eficientes.
- c) De acuerdo a la tabla 4.12, en la mañana que corresponde al 36.85% del tiempo de trabajo, la carga térmica en los meses de verano (siete meses: mayo a noviembre que corresponde al 58.33% de meses del año), tendrá un promedio de 47,314 Btu/h de la capacidad máxima calculada (113,130 Btu/h), que corresponde al 41,82%. De acuerdo a la tabla 4.14, durante este período los sistemas los sistemas centrales convencionales tienen un SEER de 3.67, mientras que los sistemas VRV tienen un SEER 19.07, es decir cinco veces más eficientes.
- d) De acuerdo a la tabla 4.12, en la tarde que corresponde al 63.15% del tiempo de trabajo, la carga térmica en los meses de invierno (cinco meses: diciembre a abril), tendrá un promedio de 109,410 Btu/h de la capacidad máxima calculada (113,130 Btu/h), que corresponde al 96,71%. De acuerdo a la tabla 4.14, durante este período los sistemas los sistemas centrales convencionales tienen un SEER de 9.23, mientras que los sistemas VRV tienen un SEER 11.51, es decir 1.25 veces más eficientes.

- e) De acuerdo a la tabla 4.12, en la tarde que corresponde al 63.15% del tiempo de trabajo, la carga térmica en los meses de verano (siete meses: mayo a noviembre), tendrá un promedio de 96,497 Btu/h de la capacidad máxima calculada (113,130 Btu/h), que corresponde al 85,30%. De acuerdo a la tabla 4.14, durante este período los sistemas los sistemas centrales convencionales tienen un SEER de 8.12, mientras que los sistemas VRV tienen un SEER 12.01, es decir 1.48 veces más eficientes.
- f) El consumo de energía eléctrica de un sistema VRV en un año es prácticamente la mitad que el consumo de de energía que un sistema central, como se indica en la tabla 4.15.
- g) A mayor número de horas se utilice un sistema de aire acondicionado, mayor será la diferencia en dólares del pago de las planillas eléctricas entre los dos sistemas.
- h) Cuando se dimensiona un sistema de aire acondicionado central con compresor de velocidad fija, se calcula e instala un equipo para el 100% de la carga térmica más alta o capacidad total, pero la mitad del tiempo consume el doble de energía que la necesitada, es decir que tienen una eficiencia menor a SEER: 5 como se observa en la tabla 4.15.
- i) A diferencia de los sistemas centrales con equipos que disponen de compresores de velocidad fija, los sistemas VRV modulan la capacidad de las unidades evaporadoras y de las unidades condensadoras, consumiendo la mínima potencia necesitada, como se indica en la tabla 4.13.
- j) Al modular la capacidad de los equipos interiores de acuerdo al diferencial de temperatura (diferencia entre la temperatura de la oficina y temperatura seteada en el termostato), las unidades evaporadoras entregan la cantidad de frío necesaria para llegar a la temperatura seleccionada.
- k) Puesto que las unidades evaporadoras modulan su capacidad de acuerdo a la carga térmica, pueden mantener una temperatura más exacta dentro del ambiente climatizado, controlando de mejor manera su temperatura y humedad, evitando momentos de temperaturas muy bajas (cuando se va a apagar el equipo) o muy altas (cuando esperamos que se prenda el equipo y se demore en retirar la carga térmica).

- l) Los equipos del sistema de volumen de refrigerante variable permite calibrar la temperatura para cada oficina, permite calibrar la velocidad del aire y la dirección del mismo, permitiendo así el mayor confort de las personas que laboran y así obtener un mayor rendimiento de los trabajadores.
- m) El sistema de volumen de refrigerante variable permite apagar los equipos que no se utilizan, enviando una señal al compresor para que disminuya su capacidad, lo cual genera un gran ahorro energético.
- n) Los compresores de los sistemas VRV arrancan con baja carga y por ende con bajo consumo de energía eléctrica, lo cual es un gran ahorro de energía, pues evita los picos de consumo en el momento el arranque.
- o) Debido a las enfermedades que se transmiten a través del aire y por ende a través de los conductos de aire acondicionado, al tener un sistema de aire acondicionado que evite las contaminaciones cruzadas, es un gran aporte para la salud de sus ocupantes.
- p) Los edificios antiguos que tienen sistemas de climatización de más de 20 años de uso, la eficiencia de los equipos debe haber bajado sustancialmente, pues en los años 80 y 90, la eficiencia máxima que se lograba en equipos nuevos era SEER: 8.0 y debido al uso normal de los equipos, sus serpentines se van tapando (existe menor transferencia de calor), sus rodamientos se van gastando (motores consumen mayor energía), los aislamientos térmicos de los equipos se van deteriorando (ganan mayor calor del exterior), etc., por ende la eficiencia de dichos equipos debe estar en el orden de SEER: 5.0 a 6.0, lo cual genera un consumo que puede ser hasta el doble que un sistema central nuevo del año 2012 de las mismas características de eficiencia 10 (SEER=10). Por tal motivo, si con un sistema de eficiencia 10 consume un promedio de US \$ 3,240,00 al año por concepto de aire acondicionado por cada 200 metros cuadrados de oficinas como se indicó en la tabla 4.15, con los equipos que tienen 20 años de uso se debe estar consumiendo el doble, es decir un promedio de US \$ 6,5000.00 al año por concepto de aire acondicionado por cada 200 metros cuadrados de oficinas. Si comparamos con un sistema VRV, estos equipos antiguos están consumiendo US \$ 4,886.00

más que un sistema VRV al año por concepto de aire acondicionado por cada 200 metros cuadrados de oficinas (USD 6,500.00 – USD 1,614.00 consumo de la tabla 4.15). Esto sin tomar en cuenta los problemas que deben tener por mantenimientos, reparaciones y repuestos de equipos antiguos.

5.2 Recomendaciones

- a) Para evitar contaminación cruzada entre las diferentes zonas a climatizar, los sistemas VRV son los más recomendados, pues no existen conductos que transportan aire entre las diferentes zonas.
- b) Puesto que los sistemas de climatización consumen gran cantidad de energía eléctrica, es importante realizar un estudio profundo de las ventajas y desventajas de los diferentes sistemas de climatización que existen. Se ha demostrado que los sistemas VRV son los de menor consumo energético en todos los horarios.
- c) Para evitar que existan horarios de temperatura baja como es en las mañanas y horarios de temperaturas altas como es en las tardes por el control con un solo termostato en un sistema central, es recomendable tener un sistema VRV que permite tener el control de temperatura para cada área a climatizar.
- d) En el país existen muchos edificios antiguos con sistemas de aire acondicionado por colapsar, sistemas de aire acondicionado de más de 20 años que siguen funcionando a costa de un gran consumo energético, baja eficiencia, por lo que se debería realizar un estudio para determinar el consumo energético de estos edificios y diseñar un sistema de aire acondicionado con volumen de refrigerante variable para su reemplazo.
- e) En la facultad se debe considerar como asignaturas obligatorias, climatización y refrigeración para los estudiantes que se especialicen en el área de Termo-fluidos.

BIBLIOGRAFÍA

- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC. ASHRAE Handbook & Product Directory 1977 Fundamentals, 1978.
- Seminario de instalación de equipos LG, Ciudad de Panamá. Septiembre 2007
- Seminario Troubleshooting Multi V LG. Ciudad de Panamá, septiembre 2007.
- Seminario de Climatización en Instituciones de Salud, Guayaquil Agosto 2008
- Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado y Refrigeración, Guayaquil junio 2009.
- Seminario técnico Encuentro Regional de Especialistas División Aire Acondicionado LG, Guayaquil agosto 2009.
- Seminario de Operación y Servicios de Compresores para Refrigeración, compresores Copeland, Guayaquil 2003.
- Seminario Válvulas de Expansión y Accesorios para Sistemas de Refrigeración y Aire Acondicionado EMERSON, Guayaquil junio 2003.
- Catálogos Instalación y Diseños de Sistemas Multi V LG.
- Catálogos Instalación y Diseños de Sistemas DVM Samsung.
- MANUAL DE DISEÑO DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO HVAC, Nils R. Grimm Robert C. Rosaler, Mc Graw – Hill, Editorial Edigrafos España 1996.
- PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN, Roy J. Dossat, Editorial Continental México, 1992.
- HANDBOOK OF HVAC DESIGN, Nils R. Grimm Robert C. Rosaler, Mc Graw – Hill, Estados Unidos 1990.
- INSTALACIÓN DE TUBERÍAS DE REFRIGERANTE EN EQUIPOS DIVIDIDOS, Ing. Ernesto Tobías Córdova, Editorial Multigraphic, Buenos Aires Argentina, 2005.

- FULL COMERCIAL HVAC LOADS PROGRAM USER'S MANUAL, Elite Software Development. Texas 2004.
- Revista ACR Latinoamérica, artículo: Por qué conservar la energía.
- Revista ACR Latinoamérica, artículo: Automatización de Edificios.

ANEXOS

ANEXO 1.- Presupuesto.

ANEXO 2.- Especificaciones Técnicas.

ANEXO 3.- Planos.

ANEXO 4.- Catálogos

**ANEXO 5.- Metodología de Cálculo del Programa de Cargas
Térmicas**

ANEXO 6.- Análisis Psicrométrico

ANEXO No 1
PRESUPUESTO

ANEXO No 2
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.

ANEXO No 3

PLANOS.

Plano 1.101.- Planta Arquitectónica.

Plano 1.102.- Ubicación de unidades evaporadoras interiores.

Plano 1.103.- Ubicación de unidades condensadoras exteriores.

Plano 1.104.- Distribución de las tuberías de cobre.

Plano 1.105.- Dimensiones de las tuberías de cobre.

Plano 1.106.- Diseño del sistema de aire acondicionado interior.

Plano 1.107.- Diseño del sistema de aire acondicionado exterior.

Plano 1.108.- Corte.

Plano 1.109.- Base de hormigón para la unidad condensadora.

Plano 1.110.- Diagrama eléctrico y control.

ANEXO No 4
CATALOGOS

ANEXO No 5
METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL PROGRAMA DE
CARGAS TÉRMICAS

ANEXO No 6
ANÁLISIS PSICROMÉTRICO