

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de Sistema de Climatización para una Edificación de Propiedad
Horizontal Considerando su Desempeño Energético Durante su
Operación"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Lenin Andrés Cerezo Romero

Jorge Washington Avilés Villavicencio

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

Por medio del presente quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todos los profesores de la Escuela Superior Politécnica del Litoral que ayudaron en mi formación académica. En especial al Dr. Guillermo Soriano Idrovo tutor y colaborador de este proyecto.

Por último y de igual manera quiero extender mis agradecimientos a los directivos de la empresa HVAC INGENIERIA S.A por darme la oportunidad de desplegarme en el área de climatización durante estos últimos años.

Lenin Andrés Cerezo Romero

AGRADECIMIENTOS

Mediante la presente quiero agradecer primero a Dios, y a todas las personas que hicieron posible la realización de este trabajo académico, a mi tutor el Dr. Guillermo Soriano y a la directiva de la empresa HVAC INGENIERIA.

Jorge Washington Avilés Villavicencio

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a mis compañeros y amigos quienes formaron parte de este proceso académico, por último, y de forma especial, quiero dedicar este proyecto a mi madre, a mi padre y a mis hermanos quienes siempre están pendientes de mí.

Lenin Andrés Cerezo Romero

DEDICATORIA

Quiero dedicar este logro a mi familia y amigos, principalmente a mis padres la Ing. Mec. Grace Villavicencio y mi padre Washington Avilés.

Jorge Washington Avilés Villavicencio

DECLARACIÓN EXPRESA

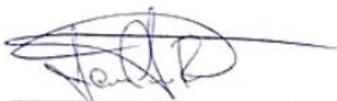
“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Lenin Andrés Cerezo Romero

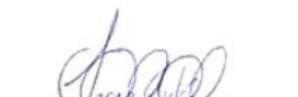
Jorge Washington Avilés Villavicencio

Guillermo Soriano Idrovo, Dr.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Lenin Cerezo Romero
Autor 1



Jorge Avilés Villavicencio
Autor 2



Dr. Guillermo Soriano Idrovo
Director 1

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es diseñar un sistema de climatización mecánica optimizando recursos, para el condominio vacacional con propiedades horizontal, ubicado en la ciudad de Ayangue, el cual satisfaga las necesidades de confort de la edificación, establecidas en la normativa Ashrae, a través del control de la temperatura y la humedad relativa. Se realizó una matriz de decisión entre diferentes sistemas de climatización, como Aire-Agua, Expansión Directa uno a uno y VRF, para determinar el sistema idóneo, a través de la evaluación de criterios como: costos de mantenimiento, de operación y servicio de facturación independiente, dando como resultado, que el equipo de tipo VRF es el más apto, para el caso que en este trabajo se plantea. Seguidamente, se realizó un análisis teórico siguiendo lineamiento ASHRAE, para cálculo de carga térmica (sensible y latente). Para encontrar el valor de estas cargas, se plantean las ecuaciones de transferencia de calor por conducción, radiación, convección e infiltración, con lo que se determina la carga térmica total que puede ser traducida en un parámetro de refrigeración, con lo cual se pueda establecer las capacidades de los equipos de Aire Acondicionado. Una vez obtenidos estas cargas se procedió al diseño de conductos de distribución de aire, bajo las consideraciones SMACNA. Los mismos parámetros ambientales (temperatura, incidencia del sol, humedad, etc) fueron usados en dos Software de simulación de sistemas de Climatización, como lo son el Block Load de Carrier y el Autodesk Revit, para comparar valores de cargas obtenidos anteriormente y garantizar la optimización de recursos. De igual forma se realizó una simulación del consumo de energía eléctrica anual y se presentó dos métodos para la facturación. Se concluye que el Sistema de Climatización VRF cumple con los parámetros establecidos de confort, eficiencia y facturación independiente.

Palabras Clave:

Ayangue, VRF, Aire Acondicionado, Confort Térmico, Ashrae, Cargas Térmicas.

ABSTRACT

The principal objective of this academic work is to design a mechanical air conditioning system optimizing resources for a vacation condo, located in the city of Ayangue, which meets the comfort needs of the building, established by the Ashrae regulation through the control of the temperature and humidity of the environment. A decision matrix was made based on different air conditioning systems, such as Air-Water, One-to-One Direct Expansion and VRF, to determine the ideal system, through the evaluation of criteria such as maintenance, operation and independent billing services costs. After an in-depth analysis the VRF system was the best option. A theoretical analysis was carried out following the ASHRAE guidelines, for the calculation of thermal load (sensitive and latent). In order to find the value of these loads, the Heat Transfer Formula by conduction, radiation, convection and infiltration were considered. In this way, the total thermal load that can be translated into a cooling parameter is determined so that the capacities of the air conditioning units can be established. Once these loads were obtained, we proceeded to the design of air distribution ducts under the SMACNA standards. The same environmental parameters (temperature, angle of incidence of the sun, humidity, etc.) were used in two simulation software of air conditioning systems, such as Carrier Block Load and Autodesk Revit, to compare values of loads previously obtained and to guarantee the Resource Optimization. Likewise, a simulation of the annual electric energy consumption was performed and two billing methods were presented. It is concluded that the VRF air conditioning system meets the established requirements of comfort, efficiency and independent billing.

Keywords:

Ayangue, VRF, Air Conditioning, Comfort, Ashrae, Heat Loads.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA	IX
ÍNDICE DE TABLAS	XI
ÍNDICE DE PLANOS	XIII
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	2
1.2 Objetivos.....	5
1.2.1 Objetivo General	5
1.2.2 Objetivos Específicos	6
1.3 Marco teórico	6
1.3.1 Aire acondicionado.....	6
1.3.2 Esquema básico de un aire acondicionado.....	13
1.3.3 Ambiente para el confort humano.	15
1.3.4 Conceptos relacionados con el aire acondicionado.	18
1.4 Alternativas de diseño.....	20
1.4.1 Descripción de las alternativas de diseño	20
1.4.2 Esquema de alternativas de diseño	22
1.4.3 Criterios de selección	24
1.4.4 Matriz de decisión	26

1.4.5	Funcionamiento de la Matriz	26
1.4.6	Alternativa seleccionada	27
CAPÍTULO 2.....		28
2.	Metodología	28
2.1	Descripción de la Metodología del Diseño.....	28
2.2	Metodología de Diseño del Sistema de Aire Acondicionado.....	29
2.2.1	Diseño detallado.....	29
2.2.2	Identificación de zonas.....	30
2.2.3	Calculo de Carga Térmica.....	31
2.2.4	Carga de Calor Neta del Noveno Piso del Edificio	48
2.2.5	Carga de Calor Neta de un Departamento	49
2.2.6	Carga de Calor Total en el Edificio.....	49
2.3	Diseño para sistema de ventilación mecánica.	50
2.4	Diseño de sistema de distribución de aire por ductos.....	50
2.4.1	Dimensionamiento de Ductos.	51
2.4.2	Especificaciones y Unión de Ductos de Acero Galvanizado.	56
2.4.3	Dimensionamiento de Difusores de Aire.	58
2.4.4	Dimensionamiento de Rejillas de Retorno de Aire.	59
CAPÍTULO 3.....		62
3.	Resultados	62
3.1	Capacidad Térmica de Equipos.....	62
3.2	Selección de Equipos	62
3.3	Costos e Implementación de Sistema.....	63
3.4	Costos de Mantenimiento	65
3.5	Simulación de Carga Térmica en Herramientas Computacionales.....	65
3.6	Comparación de Carga Térmica.....	68

3.7	Simulación	68
3.8	Método de Facturación	69
CAPÍTULO 4.....		72
4.	Discusión y Conclusiones	72
4.1	Conclusiones	72
4.2	Recomendaciones	73
BIBLIOGRAFÍA		74
APÉNDICES		75
ANEXOS		90

ABREVIATURAS

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers.
AWG	American Wire Gauge
ANSI	American National Standards Institute.
CLDT	Cooling Load Temperature Difference.
CLDTc	Correcting Cooling Load Temperature Difference.
SC	Coeficiente de sombreado.
K	Corrección de Calor de la Superficie.
CLF	Factor de carga de enfriamiento.
Fui	Factor de Uso de Iluminación.
Fie	Factor de Iluminación Especial.
f	Factor de Corrección por Ventilación en Techo Raso
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning.
HOR	Horizontal.
IVA	Impuesto al Valor Agregado.
LM	Latitude Month Correction.
MSHGF	Máximo Factor de Ganancia de Calor Solar.
NO	Noroeste.
NE	Noreste.
PVC	Policloruro de vinilo
ASTM	Sociedad Americana de Pruebas de Materiales.
SE	Sureste.
SO	Suroeste.
SMACNA	Sheet Metal & Air Conditioning Contractors National Association.
VRF	Volumen de Refrigerante Variable.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Consumo de Energía en Edificios Comerciales Según sus Necesidades. .	4
Figura 1.2 Diagrama del árbol del problema.	5
Figura 1.3 Bobina de Enfriamiento.....	8
Figura 1.4 Carta Psicométrica, Enfriamiento y deshumidificación.	9
Figura 1.5 Diámetro de partículas en micrones (millonésimas de metro).	10
Figura 1.6 Arreglo básico para proceso de filtrado de partículas.	11
Figura 1.7 Sistema de circulación de aire mediante ductos en habitación común (enfriamiento y calefacción de izquierda a derecha respectivamente).....	12
Figura 1.8 Esquema básico de los componentes de un aire acondicionado.	13
Figura 1.9 Modelo de ambiente para confort humano.	15
Figura 1.10 Esquema de sistema de aire acondicionado, opción agua – aire, con unidades paquetes enfriadas por agua.	22
Figura 1.11 Esquema de sistema de aire acondicionado, opción unidades split de pared unitarios.	23
Figura 1.12 Esquema de sistema de aire acondicionado, opción unidades VRV.	24
Figura 2.1 Diagrama de flujo de proceso de diseño.....	28
Figura 2.2 Diseño detallado de alternativa ganadora.....	29
Figura 2.3 Plano arquitectónico de un departamento tipo.....	30
Figura 2.4 Orientación geográfica del edificio	32
Figura 2.5 Ubicación geográfica del edificio	33
Figura 2.6 Velocidades en Ductos.	52
Figura 2.7 Sistema de Ductos en Sala y Comedor	53
Figura 2.8 Dimensionamiento de Ductos Circulares	54
Figura 2.9 Unión Transversal tipo S-Slip	57
Figura 2.10 Unión Transversal tipo Drive-Slip	57
Figura 2.11 Unión Transversal tipo Drive-Slip	57
Figura 2.12 Difusor de Aire de 4 Vías con Alabes Móviles	59
Figura 2.13 Difusor de Aire de 4 Vías con Alabes Fijos.....	59
Figura 2.14 Rejilla de Aire Cuadrada de 1 Vía con Alabes Fijos.	61
Figura 2.15 Rejilla de Aire Rectangular de 1 Vía con Alabes Fijos.	61

Figura 3.1 Parámetros de diseño en el Software de Carrier.	66
Figura 3.2 Parámetros de diseño en el Software de Carrier.	66
Figura 3.3 Parámetros de diseño en el Software de Autodesk Revit.	67
Figura 3.4 Parámetros de diseño en el Software de Autodesk Revit.	67
Figura 3.5 Diagrama de Consumo de Electricidad Mensual	68
Figura 3.6 Consumo de electricidad Mensual.	69
Figura 3.7 Esquema de Sistema de Control centralizado.	70
Figura 3.8 Interfaz principal de Control y Monitoreo.	71
Figura 3.9 Control de Horarios.	71

SIMBOLOGÍA

A	Área
Q	Caudal de Aire
U:	Coefficiente Global de Transferencia de Calor
LDP	Densidades de Potencia de Iluminación
De	Diámetro de Sección Circular
Qcond	Ganancia de Calor por Conducción
Qrad	Ganancia de Calor por Radiación
Qi	Ganancia de Calor por Iluminación
Qe	Ganancia de Calor por Equipos Eléctricos
Qp	Ganancia de Calor por Personas
Qin	Ganancia de Calor por Infiltraciones
Qneta	Ganancia de Calor Neta
Qtotal	Ganancia de Calor Total
Qps	Ganancia de Calor Sensible por Personas
Qpl	Ganancia de Calor Latente por Personas
Gcs	Ganancia de Calor Sensible Según la Actividad
Gcl	Ganancia de Calor Latente Según la Actividad
°F	Grados Fahrenheit
hr	Hora
Kg	Kilogramos
KPa	Kilo Pascales
Lb	Libras
m	Metros
m ²	Metros Cuadrados
MPa	Mega Pascales
min	Minutos
mm	Milímetros
mm ²	Milímetros Cuadrados
mmHg	Milímetros de Mercurio

n	Número de personas
P	Perímetro
Psi	Libras Fuerza por Pulgada Cuadrada
Ft	Pies
Ft ²	Pies Cuadrados
CFM	Pies Cúbicos por Minuto
FPM	Pies por Minuto
Ft ³	Pies Cúbicos
In	Pulgadas
In. Wg	Pulgadas de Agua
In ²	Pulgadas Cuadrados
Tr	Temperatura de Interior de Diseño
To	Temperatura de Exterior de Diseño
TNr	Toneladas de Refrigeración
Btu	Unidad Térmica Británica
W	Vatios
V	Velocidad de Aire

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Tabla de Temperatura y Humedad Relativa Anual en la Provincia de Santa Elena.....	2
Tabla 1.2 Tasas mínimas de ventilación en una zona respiratoria.	12
Tabla 1.3 Generación típica de calor metabólico para diversas actividades.....	18
Tabla 1.4 Calificación para importancia relativa.....	24
Tabla 1.5 Calificación para desempeño relativo	25
Tabla 1.6 Matriz de decisión	26
Tabla 2.1 Condiciones exteriores de diseño	31
Tabla 2.2 Condiciones interiores de diseño	32
Tabla 2.3 Descripción de materiales de construcción.....	33
Tabla 2.4 Área total de materiales de la construcción y orientación.	34
Tabla 2.5 Diferencias de Temperaturas Equivalentes para Paredes y Cubiertas.	36
Tabla 2.6 CLCT para Materiales de la Construcción.	36
Tabla 2.7 Corrección de Latitud y Mes	37
Tabla 2.8 CLDTc para Materiales de la Construcción.....	37
Tabla 2.9 Ganancia de Calor por Conducción.	38
Tabla 2.10 Coeficiente de sombreado	41
Tabla 2.11 Factor de Carga por Enfriamiento.....	41
Tabla 2.12 Máximo Factor de Ganancia por Carga Solar.....	41
Tabla 2.13 Densidades de Potencia de iluminación (LDP)	43
Tabla 2.14 Potencia de entrada por iluminación.....	43
Tabla 2.15 Potencia entregada por Artefactos Eléctricos	46
Tabla 2.16 Tasas de Infiltraciones en Puertas y Ventanas	46
Tabla 2.17 Flujo total por infiltraciones	47
Tabla 2.18 Consideraciones de diseño para ventilación mecánica.....	50
Tabla 2.19 Velocidades recomendados para ductos.	52
Tabla 2.20 Calibre Nominal para Láminas de Acero Galvanizado.....	56
Tabla 2.21 Tipo de Unión Transversal.....	57
Tabla 3.1 Capacidad Térmica de Equipos.....	62
Tabla 3.2 Resultado de Corrida en DVM-Pro.....	63

Tabla 3.3 Resultado de Corrida en DVM-Pro.....	63
Tabla 3.4 Costo de Sistema VRV e Instalación	64
Tabla 3.5 Costo de Mantenimiento Trimensual.....	65
Tabla 3.6 Comparación de Carga Térmica	68

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Esquema de sistema de climatización VRV.
- PLANO 2 Sistema de aire acondicionado para departamento tipo
- PLANO 3 Sistema de aire acondicionado planos de planta baja
- PLANO 4 Sistema de aire acondicionado planos de segundo a octavo piso

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de Climatización se han ido desarrollando a través del tiempo, como respuesta a las necesidades de confort de la sociedad, de tal modo que, en la actualidad su uso es imprescindible, mayormente en zonas costera como la Provincia de Santa Elena. Ayangue es una ciudad, perteneciente a la Provincia de Santa Elena, esta presenta condiciones psicométricas de temperatura de bulbo seco anual de 83 °F y humedad relativa anual de 97%, las cuales se ubican fuera de los parámetros de confort. El objeto de elaborar este estudio, es diseñar un sistema de climatización mecánica para la edificación con propiedades horizontales de la ciudad de Ayangue, basado en criterios técnicos e ingenieriles de la Norma Ashrae y la Norma SMACNA, con la finalidad de poder ofrecer el más óptimo sistema de climatización que cumpla con los parámetros de confort, bajos costos de mantenimiento, inversión y energéticos. La estructura que constituye el presente informe es la siguiente:

- El capítulo 1, muestra una breve introducción de la situación a analizar, el planteamiento del problema a través de un diagrama de causa – efecto, los objetivos generales y específicos a alcanzar y el marco teórico, donde se presentan las distintas alternativas de sistemas de climatización a evaluar mediante una matriz de decisión.
- El capítulo 2, detalla mediante un diagrama de flujo la metodología a seguir para lograr los objetivos, así como, se presentan las condiciones de diseño exteriores e interiores, los materiales de construcción, los cálculos para el diseño de climatización y se cita la normativa de referencia para este estudio.
- El capítulo 3, enseña los resultados del diseño, el presupuesto por implementación y mantenimiento trimensual del sistema de climatización, la simulación de carga térmica y energética por mes correspondientes a un año típico, presenta la forma de facturación, y finalmente realiza la selección de equipos a utilizar.

Por último, en el capítulo 4 corresponde a los resultados junto a las conclusiones y recomendaciones.

1.1 Descripción del problema

El edificio de propiedades horizontales se encuentra ubicado, en la comuna de Ayangué, perteneciente a la parroquia Colonche en la provincia de Santa Elena, zona costera de nuestro país ($1^{\circ}58'56.7''S$ $80^{\circ}44'50.4''O$), dicha provincia presenta condiciones psicométricas tal como, temperatura de bulbo seco anual de 83 °F y humedad relativa anual de 97%, parámetros que ocasionan un estado de inconformidad para los usuarios ya que se encuentran fuera del rango de confort térmico ver Tabla 1.1, en especial en épocas de invierno. La edificación en mención está destinada para ser usada con más frecuencia en épocas vacacionales, feriados y fines de semana. El edificio posee un total de 9 pisos dando acogida a un total de 45 departamentos vacacionales. (Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología, 2012.).

Tabla 1.1 Tabla de Temperatura y Humedad Relativa Anual en la Provincia de Santa Elena.

MES	TEMPERATURA DEL AIRE (°F) MAXIMA	HUMEDAD RALATIVA (%) MAXIMA
Enero	86	95
Febrero*	n/a	100
Marzo *	n/a	99
Abril*	n/a	99
Mayo*	n/a	98
Junio	87	95
Julio	85	96
Agosto*	82	n/a
Septiembre	81	95
Octubre**	77	n/a
Noviembre	81	96
Diciembre	83	97
Valor Anual	83	97

Fuente, Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología, 2012.

Nota: (*) no hay datos de temperatura o humedad

La Sociedad América de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en ingles), determina que la zona de confort térmico según la carta psicrométrica (ver anexo A.1), es la siguiente; humedad relativa entre 30% y 70% y temperatura de bulbo seco entre 70 °F y 84 °F. La creación de un ambiente térmicamente “cómodo” siempre ha sido una de las prioridades del hombre a la hora de construir una vivienda o edificación, esto lo podemos observar en las construcciones tradicionales alrededor del mundo, desde antigüedad hasta la presente fecha, para conseguir un ambiente cómodo a la sensibilidad térmica del cuerpo humano existen condiciones que se deben tomar en cuenta, entre las que tenemos, radiación solar, ubicación y orientación geográfica del edificio, filtraciones de aire externo, calor emitido por aparatos eléctricos, iluminación y ocupantes, este último varía de acuerdo con las actividades que se encuentren realizando el individuo, el ambiente exterior en el cual se encuentra involucrado un edificio varía a diario y también es una de las condiciones que incide de manera directa en el interior del mismo. (ANSI/ASHRAE Standard 55-2013)

El estado de confort térmico no solo depende de las condiciones ambientales exteriores o del calor emitido por los objetos u ocupantes que se encuentran en el mismo, los años de antigüedad de un sistema de climatización mecánico implementado en un edificio, junto con una desatención en los mantenimientos preventivos o correctivos (de ser el caso) que se deben dar a los equipos del sistema, puede llegar a ser otras de las causas que afecten el confort térmico, además del mal manejo de normas, desde la etapa de diseño hasta la ejecución del mismo, sin un correcto uso de recursos técnicos y efectuado por un personal no capacitado, que no cumplen con los lineamientos expuestos para una correcta instalación del sistema. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

En la actualidad, el perfeccionamiento de las condiciones térmicas ambientales en la edificación va de la mano con el mejoramiento de la eficiencia energética; para llevar acabo un sistema optimo e ideal para el

ambiente, de acuerdo con el departamento de Administración de Energía de los Estados Unidos, ver figura 1.1, se estima que uno de los mayores gastos de energía en una edificación comercial se da con fines de climatización mecánica para dar confort térmico al usuario, por otro lado el consumo energético de una edificación también es afectado por otras necesidades básicas que se deben cubrir , tales como, iluminación, servicios de audio y televisión, etc. (Departamento de Administración de Energía de los Estados Unidos, 2012)

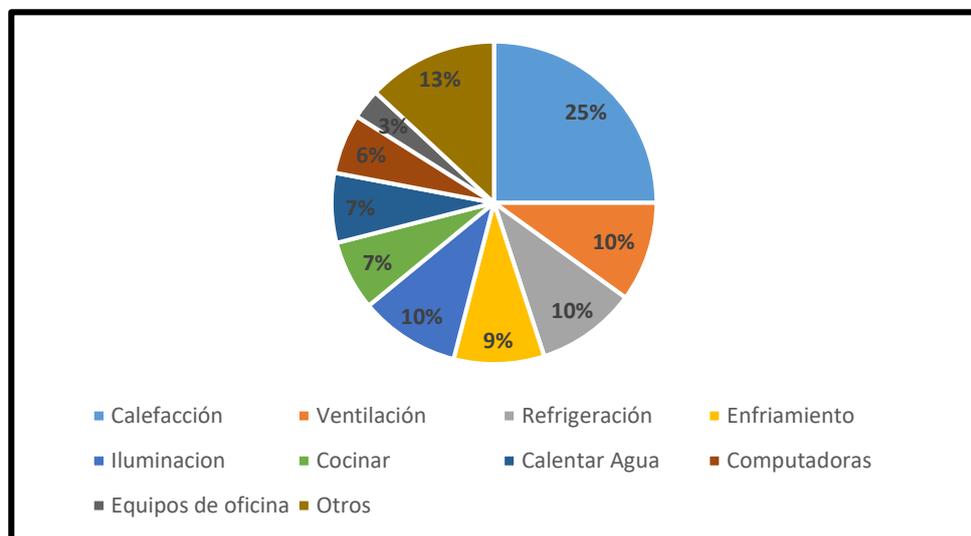


Figura 1.1 Consumo de Energía en Edificios Comerciales Según sus Necesidades.

Fuente, Departamento de Administración de Energía de los Estados Unidos, 2012.

Una vez expuestas estas situaciones se plantea analizar soluciones con un diseño de climatización mecánica, que cumplan con las condiciones psicométricas a las cuales se encuentra involucrado el edificio, para lograr un ambiente satisfactorio a sensibilidad humana térmicamente hablando, se cumplirá con las normativas especificadas por ASHRAE, para el análisis de este diseño, se busca determinar cuál será el desempeño energético del edificio durante el ciclo de su ocupación, además de tomar en cuenta costos de suministro de equipos, materiales, mano de obra por instalación de sistema y mantenimiento preventivo del mismo, estos gastos generados serán referenciados de acuerdo con los precios que se manejan en el mercado local.

El diseño de climatización mecánica incluirá una propuesta de facturación para el gasto o consumo energético que cada uno de los 47 departamentos genere de manera individual. A continuación, el esquema del análisis causa-efecto del problema. (ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2016 -Standard 55-2013 - Standard 62.1-2016)

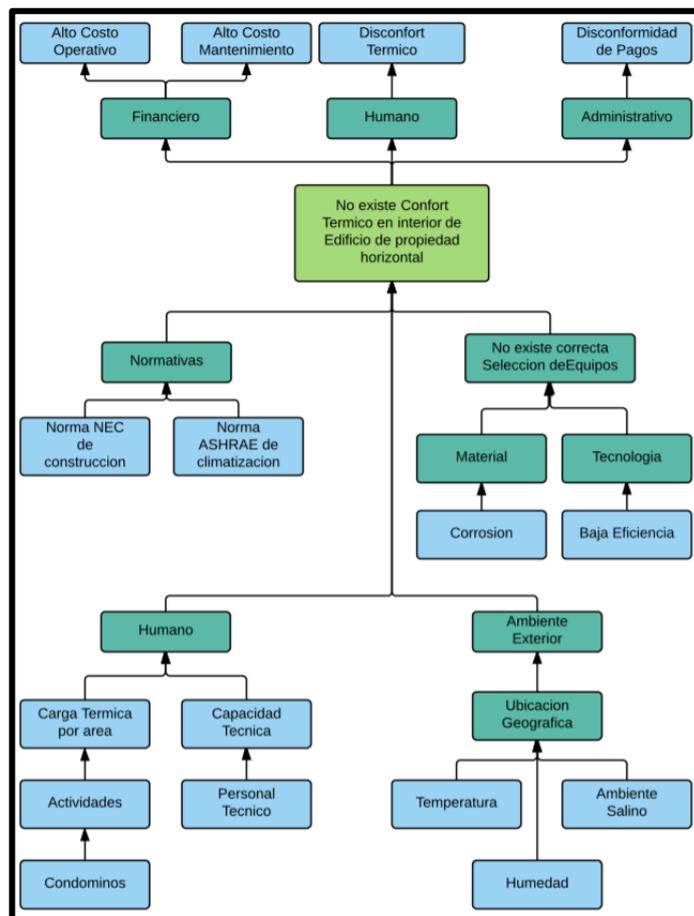


Figura 1.2 Diagrama del árbol del problema.
Elaboración propia

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un sistema de climatización mecánica optimizando recursos, y detallarlo en planos, basado con criterios técnicos e ingenieriles con uso de herramientas computacionales.

1.2.2 Objetivos Específicos

Los objetivos específicos considerados en este estudio son los siguientes:

- Diseñar un sistema de climatización mecánica, para un condominio de propiedad horizontal, según las recomendaciones y lineamientos de las Normativas de ASHRAE.
- Elaborar planos del sistema de climatización mecánica, de acuerdo con la mejor alternativa.
- Evidenciar el desempeño energético del edificio en un año típico usando simulación energética.
- Proporcionar presupuesto de costo total por implementación y mantenimiento preventivo del sistema.

1.3 Marco teórico

El proyecto se basa en implementar un sistema de climatización mecánica ideal para las condiciones presentadas en la descripción del problema, por lo que a continuación se presenta conceptos involucrados con un sistema de aire acondicionado.

1.3.1 Aire acondicionado.

Para hablar correctamente del término aire acondicionado debemos saber que el uso del mismo significa, control total de la temperatura, la humedad en el aire, el suministro de aire exterior para la ventilación, la filtración de partículas en el aire y el movimiento del aire en el espacio a acondicionar. Existen siete principales procesos que deben ser tomados en cuenta para lograr un acondicionamiento del aire completamente, se enumeran y se explican a continuación.

1. **Calefacción:** “es el proceso de agregar energía térmica (calor) al aire en el espacio acondicionado con el fin de elevar o mantener la temperatura del espacio”. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

2. **Enfriamiento:** “es el proceso de eliminación energía térmica (calor) al aire en el espacio acondicionado con el fin de bajar o mantener la temperatura del espacio”. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)
3. **Humidificación:** “el proceso de añadir vapor de agua (humedad) al aire en el espacio acondicionado con el fin de elevar o mantener la humedad contenida en el aire”. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)
4. **Deshumidificación:** “el proceso de eliminar vapor de agua (humedad) del aire en el espacio acondicionado con el fin de elevar o mantener la humedad contenida en el aire”. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)
5. **Purificación:** “es el proceso de eliminación de partículas (polvo, etc.) y de contaminantes biológicos (insectos, polen, etc.) del aire entregado al espacio acondicionado para mejorar o mantener la calidad del aire”. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)
6. **Ventilación:** “es el proceso de intercambio de aire entre el exterior y el espacio acondicionado con el fin de diluir los contaminantes gaseosos en el aire y mejorar o mantener la calidad del aire, la composición y la frescura. La ventilación se puede lograr ya sea mediante ventilación natural o ventilación mecánica. La ventilación natural es impulsada por el calado natural, como cuando se abre una ventana. La ventilación mecánica se puede lograr mediante el uso de ventiladores para extraer el aire desde el exterior o por ventiladores que extraen aire desde el espacio hacia el exterior”. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)
7. **Movimiento de aire:** “es el proceso de circulación y mezcla de aire a través de espacios acondicionados en el edificio con el fin de lograr la ventilación adecuada y facilitar la transferencia de energía térmica”. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

Para cumplir con el objetivo del proyecto, el sistema de aire acondicionado debe ser capaz de cumplir con cinco de los siete procesos antes mencionados, por las condiciones ambientales en las que se encuentra la edificación. A continuación, un estudio más profundo de dichos procesos.

➤ **Proceso de enfriamiento y deshumidificación.**

Para realizar el proceso de enfriamiento y deshumidificación del aire en un sistema de aire acondicionado es necesario pasar el aire húmedo por una bobina de enfriamiento. Como se puede observar en la figura 1.3, la bobina de enfriamiento está construida de un tubo serpentín largo por cuyo interior circula un líquido o gas frío. El fluido utilizado es básicamente agua enfriada ($40^{\circ}\text{F} - 45^{\circ}\text{F}$) o un refrigerante, al tubo serpentín se le adhiere o se reviste con aletas, las cuales permiten que la transferencia de calor entre el aire húmedo y el fluido frío se incrementé. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

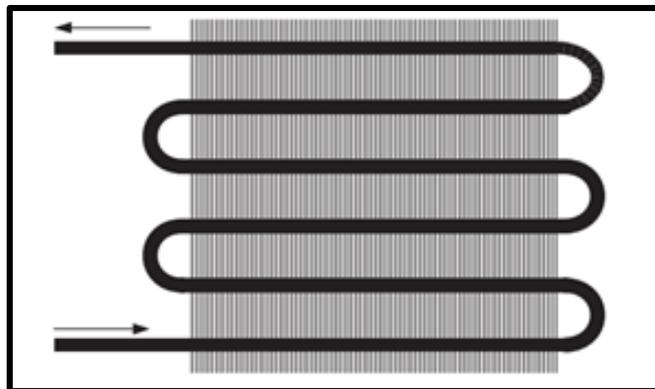


Figura 1.3 Bobina de Enfriamiento.

Fuente, Fundamentals of HVAC Systems, 2006.

La bobina de enfriamiento puede llegar a tener entre dos y ocho filas, esto depende del diseño de la bobina, la temperatura requerida y la cantidad de humedad que se vaya a eliminar, entre más número de filas tenga más grande va ser la capacidad de eliminación de humedad. En este proceso existen dos resultados, como primer lugar tenemos el aire es enfriado cuando esté pasa por la bobina de enfriamiento, en segundo lugar, ocurre que el fluido utilizado está muy por debajo de la temperatura de saturación del aire por ende la

humedad condensa y gotea, con este proceso tenemos que la entalpia o calor del aire se reduce, el mismo que es ganado por el agua refrigerada o el refrigerante. Existen varios factores que influyen en la cantidad de humedad que se puede eliminar en una bobina de enfriamiento, entre ellos tenemos: (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

- La temperatura del fluido refrigerante
- La profundidad de la bobina
- Si las aletas son planas o en relieve
- La velocidad del aire a través de la bobina

A continuación, un ejemplo del proceso de enfriamiento y deshumidificación graficado en la carta psicométrica.

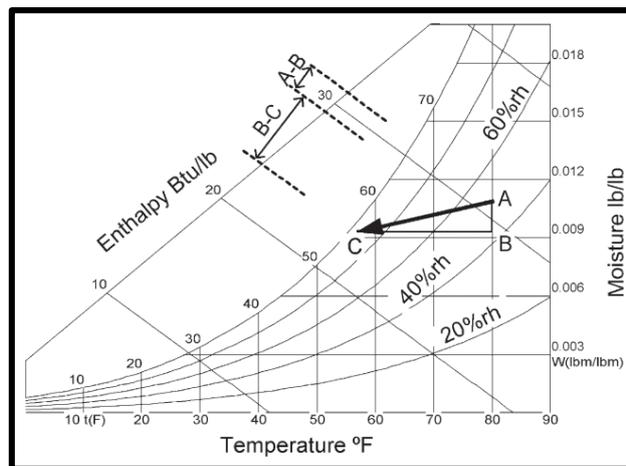


Figura 1.4 Carta Psicométrica, Enfriamiento y deshumidificación.

Fuente, Fundamentals of HVAC Systems, 2006.

➤ **Proceso de purificación o filtrado.**

La eliminación de contaminantes en el aire es conocida como filtración, todas las partículas de todos los tamaños y los contaminantes gaseosos pueden ser eliminados por un proceso de filtrado. En este caso nos enfocamos como punto principal de estudio en los filtros de partículas, los cuales trabajan manteniendo atrapadas las partículas por el medio filtrante o adheridas a éste.

Existen varios factores que influyen en el rendimiento real de un filtro, entre los cuales tenemos, tamaño de la partícula, material con el que está hecho filtro y su densidad, velocidad del aire que atraviesa el medio filtrante, y la acumulación de suciedad en el mismo. Las principales características operativas utilizadas para distinguir entre filtros son:

- Eficiencia en la eliminación de partículas de polvo de diferentes tamaños
- Resistencia al flujo de aire
- Capacidad de retención de polvo (peso por filtro)

El tamaño de las partículas que se necesita filtrar y la eficiencia requerida del filtro son los factores que se necesitan saber para seleccionar un filtro, entre menor sea el tamaño de la partícula mayor será la eficiencia requerida del filtro, en la figura 1.5 mostramos las partículas y su rango de tamaño. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

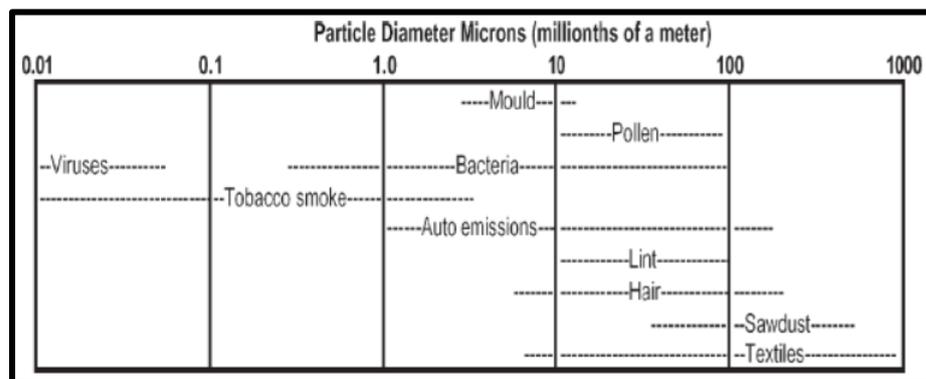


Figura 1.5 Diámetro de partículas en micrones (millonésimas de metro).

Fuente, Fundamentals of HVAC Systems, 2006.

Existen arreglos básicos que ayudan a mejorar el proceso de filtrado, como se muestra en la figura 1.6. En la primera parte se coloca un panel de filtro con una capa gruesa perpendicular a la dirección del aire que atrapa las partículas de mayor tamaño y como segundo tenemos que la velocidad del aire puede ser disminuida por un filtro de panel de capa más fina con un

ángulo de inclinación con respecto a la dirección de aire, que aumenta el área del filtro y así también la capacidad de filtración. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

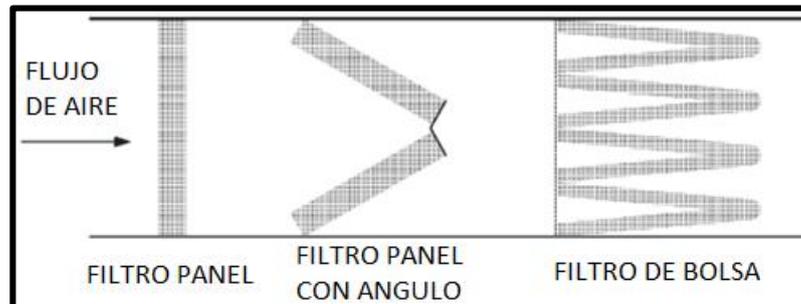


Figura 1.6 Arreglo básico para proceso de filtrado de partículas.

Fuente, Fundamentals of HVAC Systems, 2006.

➤ **Proceso de ventilación.**

El proceso de ventilación de una zona garantiza que la calidad y cantidad del aire que se logre, sea de agrado para el espacio acondicionado, la norma 62.1-2004 de ASRAE establece rangos mínimos de ventilación de aire exterior, ver tabla 1.2, el aire exterior suministrado debe tener niveles de contaminación dentro del rango aceptable por la norma. Además, para cumplir con una buena calidad del aire interior, es necesario una ventilación adecuada y se debe seguir con los siguientes requisitos: (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

- Distancia de separación entre las entradas de aire exterior y los tubos de escape contaminados
- Reglas sobre la recirculación del aire entre zonas con diferentes niveles de contaminación
- Requisitos para el mantenimiento y operación
- Requisitos para la documentación de diseño y mantenimiento

Tabla 1.2 Tasas mínimas de ventilación en una zona respiratoria.

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values			Air Class
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft ²	L/s·m ²		Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
						#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person	L/s-person	
Hotels, Motels, Resorts, Dormitories									
Bedroom/living Room	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4.0	1
Lobbies/prefunction	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8	1
Multi-purpose assembly	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1
Office Buildings									
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1

Fuente, Parte de la tabla 6-1, Estándar 62.1 Asrae, 2013.

➤ **Proceso de movimiento o circulación de aire.**

El manejo o movimiento de aire en los espacios interiores se lo realiza generalmente con el uso adecuado de ductos, distribuidos entre el espacio que existe desde el tumbado hacia la losa, para una circulación de aire adecuado por la habitación es necesario utilizar terminales de distribución como difusores o rejillas acopladas al ducto por medio de una manguera debidamente aislada comúnmente llamada manga flexible. Este arreglo de ductos de ser capaz de suministrar o retornar el aire de cada zona de forma directa y silenciosa. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

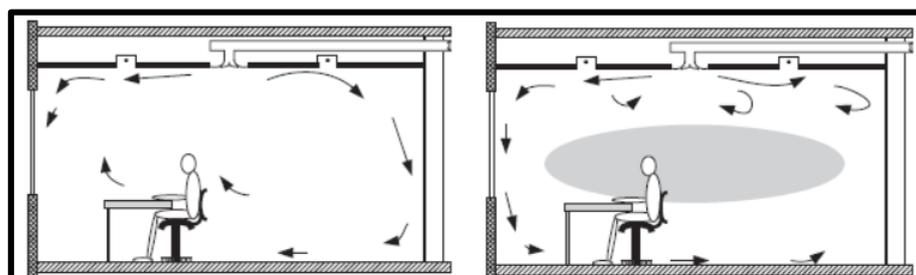


Figura 1.7 Sistema de circulación de aire mediante ductos en habitación común (enfriamiento y calefacción de izquierda a derecha respectivamente).

Fuente, Fundamentals of HVAC Systems, 2006.

1.3.2 Esquema básico de un aire acondicionado.

Como usted descubrió anteriormente, los sistemas de aire acondicionado están diseñados para cumplir distintas variables, para logra con este objetivo a continuación (ver figura 1.8) se muestra el esquema de un aire acondicionado básico. En el que se observa que la proporción de aire de ventilación exterior al aire de retorno puede variar entre un 15 a 25% del aire exterior, sin embargo, existe casos en los que los sistemas del aire acondicionado requieran una proporción de 100% de aire exterior con cero recirculaciones. (Fundamentals of Air System Design, 2009)

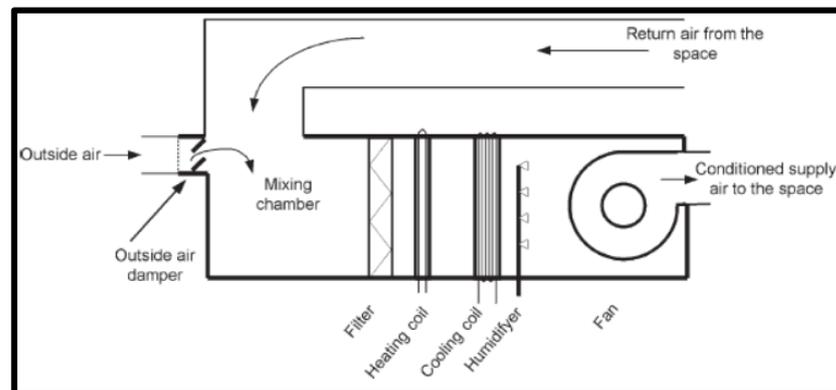


Figura 1.8 Esquema básico de los componentes de un aire acondicionado.

Fuente, Fundamentals of Air System Design, 2009.

Los componentes básicos de un aire acondicionado son:

Dámper de aire exterior: el dámper de aire exterior es aquel que permite el paso de aire desde el ambiente exterior hacia el ducto de retorno y solo permanece abierto cuando el sistema está en funcionamiento, aguas arriba del dámper existe una malla o filtro que sirve para evitar la contaminación de la mezcla de aire con algún objeto, animal o partículas. (Fundamentals of Air System Design, 2009)

Cámara de mezcla: es el lugar donde el aire de retorno del espacio acondicionado se mezcla con el aire del ambiente exterior suministrado por la apertura del dámper de aire exterior. (Fundamentals of Air System Design, 2009)

Filtro: el filtro es aquel que ayuda a mantener el aire sin contaminantes y se coloca justo antes de cualquier serpentín de refrigeración o calefacción para de esta forma mantener las bobinas limpias, en especial las bobinas de enfriamiento que, por efecto de condensación del aire, está permanece humedad, y es vulnerable a la suciedad. (Fundamentals of Air System Design, 2009)

Bobina de calefacción o refrigeración: utilizada según la zona a acondicionar lo requiera, la bobina de calefacción proporciona calor al aire de retorno, mientras que la bobina de refrigeración elimina el calor del aire de retorno y lo deshumidifica, la cantidad de fluido que circula por la bobina es controlado por un termostato que simultáneamente permite o no el paso de líquidos o refrigerante por la tubería, el termostato se encuentra debidamente ubicado en la zona de acondicionamiento. (Fundamentals of Air System Design, 2009)

Humidificador: el humidificador ubicado delante de las bobinas de enfriamiento o de calefacción y es controlado por un humidistato situado en el espacio acondicionado, el humidificador agrega humedad al aire acondicionado de ser este el requerimiento de la zona, por lo general también son instalados delante del ventilador y ayuda a desactivar la humidificación del aire y evitar que el ducto se humedezca, esto minimiza la condensación en el conducto. (Fundamentals of Air System Design, 2009)

Ventilador: el ventilador es el componente que atrae o impulsa el aire desde el ducto de retorno y es capaz de vencer la presión que generan las bobinas, filtros y el recorrido total del ducto, hasta el último terminal de distribución o difusor de aire. (Fundamentals of Air System Design, 2009)

1.3.3 Ambiente para el confort humano.

Las prioridades del hombre a la hora de crear una vivienda o edificación siempre han sido proporcionar un “ambiente cómodo” para los ocupantes, para lograr cumplir con este término existen algunos factores que se deben estudiar, los cuales se muestran en el diagrama de la figura 1.9, y divide a los factores en tres grupos principales. (Indoor Air de Cain William, 2007)

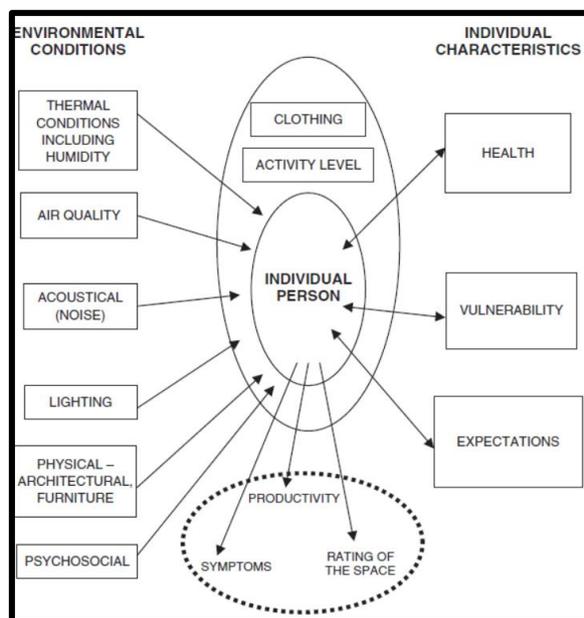


Figura 1.9 Modelo de ambiente para confort humano.

Fuente, Indoor Air de Cain William, 2007.

➤ **Atributos del espacio que influyen en el confort.**

Como pudimos observar en modelo de ambiente para el confort humano existen siete atributos que influyen en la comodidad del individuo: condiciones térmicas, calidad del aire, acústica, iluminación, física y psicosocial. De las cuales solo la condición térmica y la calidad del aire pueden ser controladas directamente por un sistema de climatización mecánico. A continuación, detallamos cada uno de estos factores. (Indoor Air de Cain William, 2007)

- **Condiciones Térmicas:** las condiciones térmicas van más allá del simple estudio de la temperatura del aire, un espacio es considerado con corriente, cuando la velocidad del aire es muy alta y si el movimiento

del aire es muy lento o no hay, el espacio puede ser considerado como abarrotado, la velocidad del aire en una zona acondicionada mecánicamente es controlada por el sistema de climatización. Por otra parte, la influencia de los rayos del sol sobre una ventana, incidiendo de manera directa en los ocupantes de la zona, afecta al confort térmico de los mismos. (Indoor Air de Cain William, 2007)

- **Calidad del aire:** la contaminación de los ocupantes y otros objetos o contenidos de un espacio acondicionado son factores que afectan la calidad del aire, de acuerdo con la cantidad de aire exterior previamente tratado e introducido al espacio la contaminación del aire interior se dará en mayor o en menor medida, por lo general las salas de cine, patios de comida, requieren mucho mayor aire exterior que una residencia o edificio de oficinas. (Indoor Air de Cain William, 2007)
- **Acústica:** el ambiente acústico de un espacio puede verse afectado por equipos interiores, el sistema de HVAC, el tráfico exterior u otros ocupantes, los requerimientos de diseño son dictados por el uso cotidiano que se le vaya a dar al espacio, por ejemplo, un estudio de grabación, una sala de cine, un aula de clases, etc. (Indoor Air de Cain William, 2007)
- **Iluminación:** la iluminación afecta la comodidad del espacio o de los ocupantes del mismo, si está, es demasiado brillante, la iluminación también influye en el diseño de HVAC ya que estas emiten calor. (Indoor Air de Cain William, 2007)
- **Física:** los diseños arquitectónicos del espacio, como el diseño de interiores no tienen relación con el diseño de climatización, pero, sin embargo, cuestiones como, la altura de los teclados de la computadora, la comodidad de la silla o los reflejos de las pantallas de los ordenadores son factores que afectan a la comodidad del individuo. (Indoor Air de Cain William, 2007)

- **Psicosocial:** la situación psicosocial, la interacción entre ocupantes del espacio acondicionado, no es un problema de diseño de HVAC, pero puede llegar a crear sentimientos de discomfort. (Indoor Air de Cain William, 2007)

➤ ***Características del Individuo que Influyen en el Confort.***

La salud de las personas, sus expectativas y su vulnerabilidad, pueden ser características que influyen en su propio confort, por ejemplo, si un ocupante goza de plena salud ni siquiera pueda notar que existe o no un aire acondicionado, pero por otro lado si el ocupante se encuentra en una sala de espera de un médico, podría sentir un poco de frío, incomodidad o tal vez angustiado porque su salud no es placentera y necesita de otras condiciones de ambiente. Los ocupantes también pueden tener variantes en vulnerabilidad, por ejemplo, el piso frío probablemente no cause efecto en un adulto que esté usando zapatos, pero el mismo piso frío puede llegar a ser muy incómodo para un bebé que se arrastra por este piso. Y por último las expectativas de un ocupante al ingresar a un prestigioso restaurante u hotel, son que estos sean muy cómodos, mientras que cuando ingresamos a un edificio con aire acondicionado en verano esperamos que sea fresco térmicamente hablando, las expectativas pueden basarse a la experiencia previa a dicho espacio o en la expectativa visual de ese espacio. Por ejemplo, cuando ingresas al camerino de un gimnasio esperas que sea mal oliente y por ende tus expectativas te hacen tolerable a la realidad. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

➤ ***Prendas de vestir y la actividad en función de la comodidad individual***

En este tercer grupo de factores de influencia en la comodidad tenemos la cantidad de ropa y el nivel de actividad que genera el ocupante, para un espacio cálido, debemos llevar ropa ligera, del mismo modo, cuando el ocupante se encuentra realizando actividades extenuantes, genera calor corporal por lo que es necesario mantener una temperatura del espacio más baja. Como otro ejemplo tenemos, los directivos o empleados de una oficina

de negocios usan trajes con camisas, vestimenta cómoda para el ambiente interior, pero por otro lado el personal de fábrica puede usar ropa ligera como camisetitas de manga corta, también debemos acotar que el espacio o zona acondicionado puede ser cómodo para un grupo e incómodo para el otro. A continuación, presentamos datos del calor típico generado por ocupantes, de acuerdo con la actividad que estén realizando. (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

Tabla 1.3 Generación típica de calor metabólico para diversas actividades.

$$1 \text{ W} = 0.860 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Clase de trabajo	Actividad	Calor por unidad de tiempo
Ligero	Durmiendo	73
	Sentado.	116
	Sentado con movimientos moderados (oficinas)	161
Moderado	Sentado con movimientos moderados (conducir)	176
	De pie, trabajo ligero.	176
Pesado	Trabajo de pico y pala.	513
	Trabajo muy pesado y sostenido.	640

Fuente, Blesa, 1995.

1.3.4 Conceptos relacionados con el aire acondicionado.

Los sistemas de climatización se basan en la aplicación de los principios de la termodinámica y de transmisión de calor. A continuación, se enuncia los principales conceptos involucrados:

- **Temperatura de bulbo seco:** se conoce como temperatura medida con un termómetro ordinario. (Psicrometría, 2010)

- **Humedad Relativa:** es un término utilizado para expresar la cantidad de humedad en una muestra dada de aire, en comparación con la cantidad de humedad que el aire tendría, estando totalmente saturado y a la misma temperatura de la muestra. (Psicrometría, 2010)
- **Entalpía:** Es una propiedad que representa la cantidad total de energía térmica que puede absorber en la transición de líquido a vapor. (Emerson, 2013)
- **Calor:** es la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura. (Transferencia de calor y masa, 2007)
- **Calor sensible:** calor sensible es el calor por unidad de masa y temperatura que es necesario para cambiar la temperatura de una sustancia, sin cambiar su estado o fase. (Heatcraft, 2010)
- **Calor latente:** calor latente es el calor por unidad de masa que es necesario para cambiar el estado de una sustancia, sin cambiar su temperatura. (Heatcraft, 2010)
- **Transferencia de calor por conducción:** La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. (Transferencia de calor y masa, 2007)

- **Transferencia de calor por convección:** La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. (Transferencia de calor y masa, 2007)
- **Transferencia de calor por radiación:** La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electro-magnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. (Transferencia de calor y masa, 2007)
- **Confort térmico:** El estándar 55 de ASHRAE, define el confort térmico como "esa condición de la mente que expresa satisfacción con el ambiente térmico y se evalúa mediante una evaluación subjetiva". (Fundamentals of HVAC Systems, 2006)

1.4 Alternativas de diseño

En esta sección se presentan alternativas de solución al problema planteado anteriormente, y mediante una matriz de decisión escoger la mejor opción de acuerdo a la evaluación criterios o parámetros de influencia.

1.4.1 Descripción de las alternativas de diseño

Sistemas de climatización mecánica: Los sistemas de climatización mecánica son usados en viviendas, edificios, cines, teatros, etc. Para generar el confort térmico en las personas, ya sea por medio del control de variables como la temperatura, la humedad, pureza y velocidad del aire, así también como el control de los niveles de ruido que pueden ser provocados por la misma instalación del sistema de climatización mecánica, cuando no se cumple con las normativas.

Los sistemas de aire acondicionado, de acuerdo con la zonificación que cada uno pueda proporcionar, ya sea en enfriamiento o calefacción, se clasifican en:

- Sistema todo aire
- Sistema todo agua
- Sistema agua-aire
- Sistema Unitarios basados en refrigeración

De los cuales tenemos como objeto de estudio, los sistemas agua-aire y los sistemas unitarios basados en refrigeración, que son las mejores opciones para nuestro proyecto, en base a una previa consulta a personas expertas en el tema.

Sistema agua-aire

Los sistemas agua-aire son sistemas donde la condensación es hecha con agua en el exterior de la zona a climatizar, para lo que es necesario utilizar una torre de enfriamiento, un lago, un río, etc. En cambio, en el evaporador el frío es retirado con un ventilador que sopla aire a través del serpentín donde se produce la evaporación. El ejemplo más claro de este sistema son las Unidades paquetes enfriadas por agua (UPEA`S) en inglés llamadas Water Source Units ó Water Source Heat Pumps.

Sistemas unitarios basados en refrigeración.

Los sistemas todo refrigerante son aquellos que el fluido refrigerante se lleva por tuberías a los evaporadores situados en los locales a climatizar, es decir, en el recinto se dispone al menos, de un aparato climatizador con una válvula de expansión directa por cuyo interior circula refrigerante y por el exterior el aire que es enfriado o calentado. Como ejemplo tenemos, los split de pared, split de ventana, los multi-split o sistema vrv.

1.4.2 Esquema de alternativas de diseño

De acuerdo con la infra estructura del edificio y la ocupación que se le dará al mismo, se detalla tres posibles sistemas a implementar los cuales se muestra a continuación:

Alternativa A

Sistema Agua – Aire: con unidades interiores “paquetes” enfriadas por agua.

Aplicaciones: en pisos con múltiples departamentos, edificios de oficinas, hoteles y otras.

1. Ventajas: Acondicionamiento individualizado y zonificado, puede aportar aire de renovación, fácil de instalar.
2. Desventajas: Alto costo inicial, costo de operación y mantenimiento alto, impacto estético exterior, no tiene variedad de unidades interiores, necesita instalarse dentro de un tumbado o gabinete.

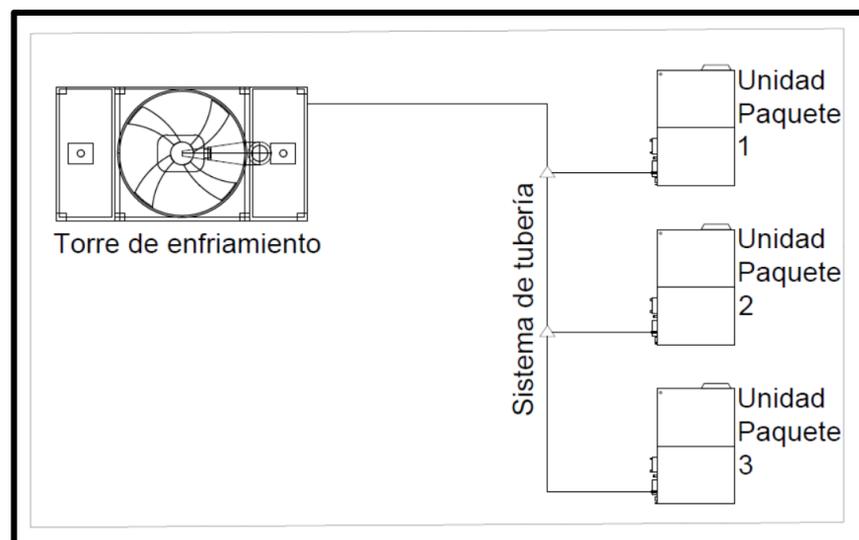


Figura 1.10 Esquema de sistema de aire acondicionado, opción agua – aire, con unidades paquetes enfriadas por agua.

Elaboración propia.

Alternativa B

Sistema Unitario Basado en Refrigeración: con unidades interiores “split de pared”.

Aplicaciones: en oficinas pequeñas, residencias, condominios, oficinas rodantes, cajeros automáticos, entre otros.

1. Ventajas: Acondicionamiento individualizado, Bajo costo inicial, Fácil de instalar, unidades interiores con alto nivel estético.
2. Desventajas: Costo de operación y mantenimiento alto, no aportan aire de renovación, condensador con impacto estético exterior.

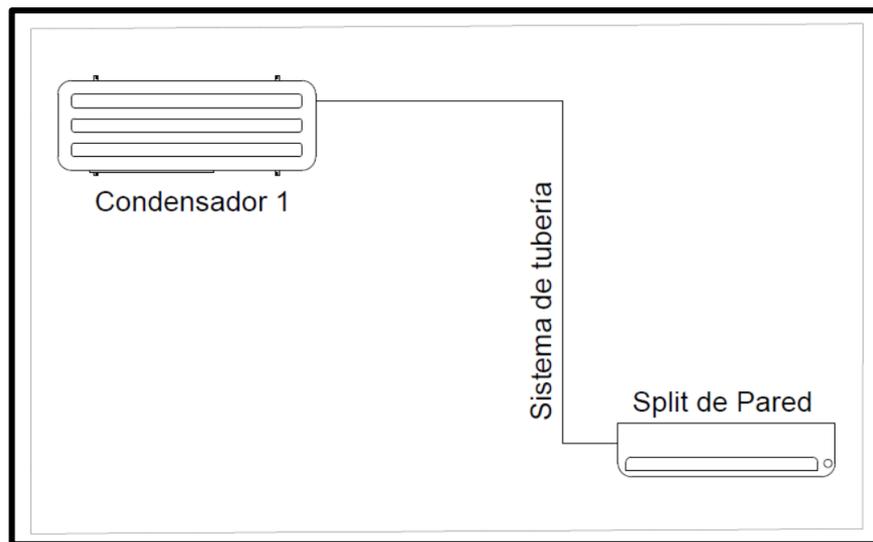


Figura 1.11 Esquema de sistema de aire acondicionado, opción unidades split de pared unitarios.

Elaboración propia.

Alternativa C

Sistema Unitario Basado en Refrigeración: con unidades interiores “multi-split de pared”.

Aplicaciones: en espacios comerciales y oficinas, residencias, hoteles, condominios, tiendas comerciales, entre otras.

1. Ventajas: Acondicionamiento individualizado, Bajo costo operación, Fácil de instalar, menor costo de mantenimiento, puede aportar aire de renovación, menor impacto estético exterior, variedad en unidades interiores.
2. Desventajas: Costo inicial elevado, distribución de refrigerante por medio de una red de tuberías de cobre susceptible a fugas.

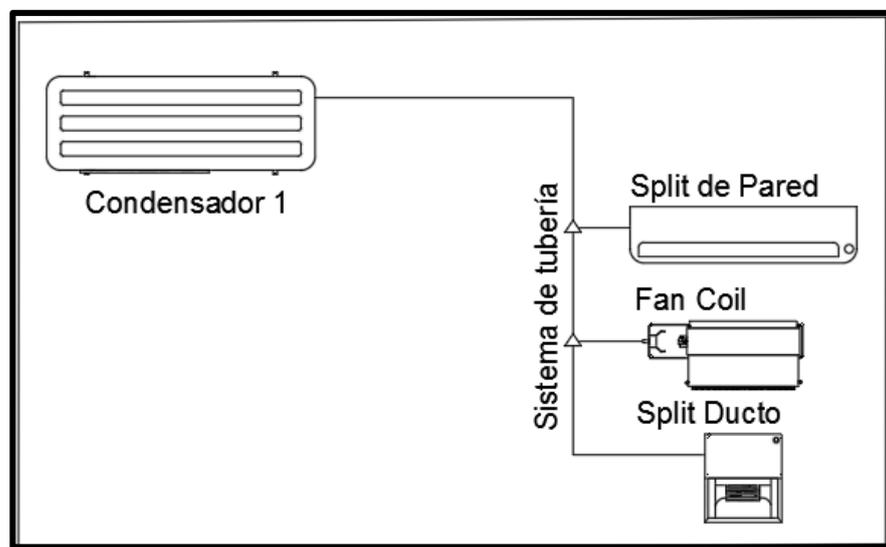


Figura 1.12 Esquema de sistema de aire acondicionado, opción unidades VRV.

Elaboración propia.

1.4.3 Criterios de selección

A continuación, se presenta los factores o parámetros que influyen con mayor grado, y para la selección de la mejor alternativa de diseños planteados anteriormente, se detalla y se califica según criterio personal y referencias de personal técnicos en el área, ver tabla 1.4 y tabla 1.5.

Tabla 1.4 Calificación para importancia relativa

Importancia Relativa	Calificación
Altamente importante	2.5
Muy Importante	2
Importante	1.5
Poco importante	1

Elaboración propia.

Tabla 1.5 Calificación para desempeño relativo

Desempeño relativo	Calificación
Alto	2
Medio	1.5
Bajo	1

Elaboración propia.

Costo Inicial: en este criterio se pretende comparar que sistema **es el más económico** al momento de su implementación. *Calificación: 1/10*

Costo de Operación: en este criterio analizamos que sistema **presenta el menor costo** de operación. (Consumo de energía y costo de mantenimiento) *Calificación: 2/10*

Individualización de Sistema: en este criterio evaluamos que sistema puede ser **implementado independientemente** en cada departamento. *Calificación: 2.5/10*

Espacio: en este criterio calificamos condiciones tales como ocupación de **menor espacio**. *Calificación: 1.5/10*

Facturación Individual: en este criterio damos a conocer que sistema tiene **factibilidad** para ser facturado (consumo energía) individualmente a cada departamento. *Calificación: 2/10*

Factibilidad de Mantenimiento: en este último criterio comparamos que sistemas es el **más ligero y factible** a la hora de realizar un manteniendo preventivo. *Calificación: 1/10*

Los criterios seleccionados son tomados en cuenta mediante un estudio previo de acuerdo a la problemática planteada en la figura 1.2 y en base a un análisis previo de los planos arquitectónicos de la edificación. Además, estos criterios son de suma importancia para conseguir adecuado funcionamiento

de las alternativas presentadas, y cumplir con las normas estipulas por ASRHAE.

1.4.4 Matriz de decisión

La tabla 1.6 muestra la matriz de decisión donde se detalla la calificación de las alternativas planteadas anteriormente, según su desempeño relativo con cada uno de los factores de influencia.

Tabla 1.6 Matriz de decisión

Criterios	Importancia Relativa	Sistema Agua- Aire		Sistema Unitario Split		Sistema VRV o Multi-Split	
		Desempeño Relativo	Puntaje relativo	Desempeño Relativo	Puntaje relativo	Desempeño Relativo	Puntaje relativo
Costo Inicial	1	1,5	1,5	2	2	1,5	1,5
Costo de Operación	2	1,5	3	1,5	3	2	4
Individualización de Sistema	2,5	1	2,5	2	5	2	5
Condicion de Espacio	1,5	1,5	2,25	1	1,5	2	3
Facturación Individual	2	1,5	3	2	4	2	4
Factibilidad de Mantenimiento	1	1	1	1,5	1,5	2	2
	10	Total	13,25	Total	17	Total	19,5

Elaboración propia.

1.4.5 Funcionamiento de la Matriz

Uso de la tabla, ejemplo de sistema agua – aire, en la primera columna se muestra los criterios considerados para la selección del sistema, en la segunda columna se muestra la calificación para cada criterio de acuerdo con su importancia relativa, los valores de calificación se muestran la tabla 1.4. En la tercera columna se muestra la calificación del desempeño relativo que tiene el sistema agua –aire con cada uno de los criterios expuestos, los valores de calificación se muestran en la tabla 1.5. Para finalizar, en la cuarta columna tenemos el puntaje relativo, que, considerado como el resultado de la multiplicación de la importancia con el desempeño relativo de cada criterio, en la última fila de esta columna se presenta la suma total de la puntuación relativa del sistema.

1.4.6 Alternativa seleccionada

De acuerdo con los criterios evaluados en la matriz de decisión y la calificación de cada uno de los sistemas en dicha matriz, tenemos que la alternativa C o el sistema de VRV o multi-split, obtiene el mayor puntaje relativo y por ende es la mejor opción para nuestro problema planteado, en el siguiente capítulo se procederá a realizar la metodología de diseño para dicho sistema.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En el presente capítulo se muestra en forma detallada las consideraciones y decisiones que se presentaron anteriormente para el desarrollo del diseño de sistema de climatización, para lograr una solución óptima que cubra los requerimientos planteados.

2.1 Descripción de la Metodología del Diseño.

En la figura 2.1 se puede observar el diagrama de flujo de nuestro proceso de diseño, el cual presenta en orden las etapas a realizarse para alcanzar los objetivos planteados. Estos procesos son mencionados con mayor detalle en las siguientes secciones.

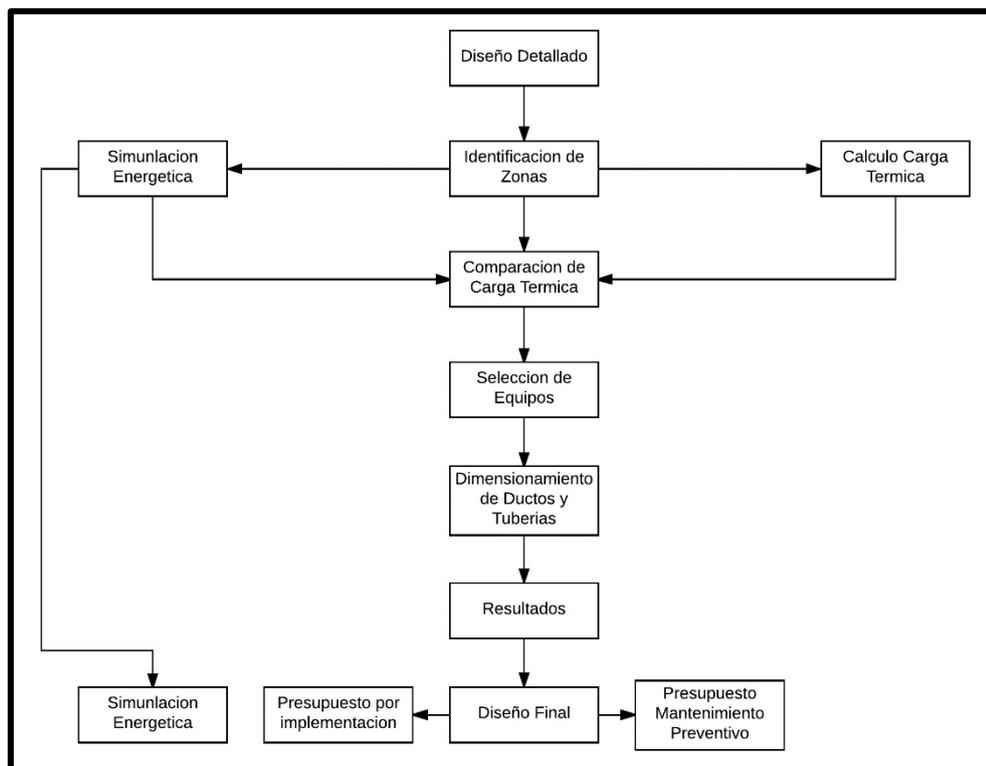


Figura 2.1 Diagrama de flujo de proceso de diseño.

Elaboración propia.

2.2 Metodología de Diseño del Sistema de Aire Acondicionado

2.2.1 Diseño detallado

En la figura 2.2 se puede observar con más detalle el esquema del sistema de aire acondicionado de la alternativa ganadora del capítulo anterior, el cual consta de unidades interiores tipo split de pared para dormitorios y unidades tipo fan coil para las áreas de sala y cocina conectada por medio de un sistema de tuberías a la unidad exterior o condensador.

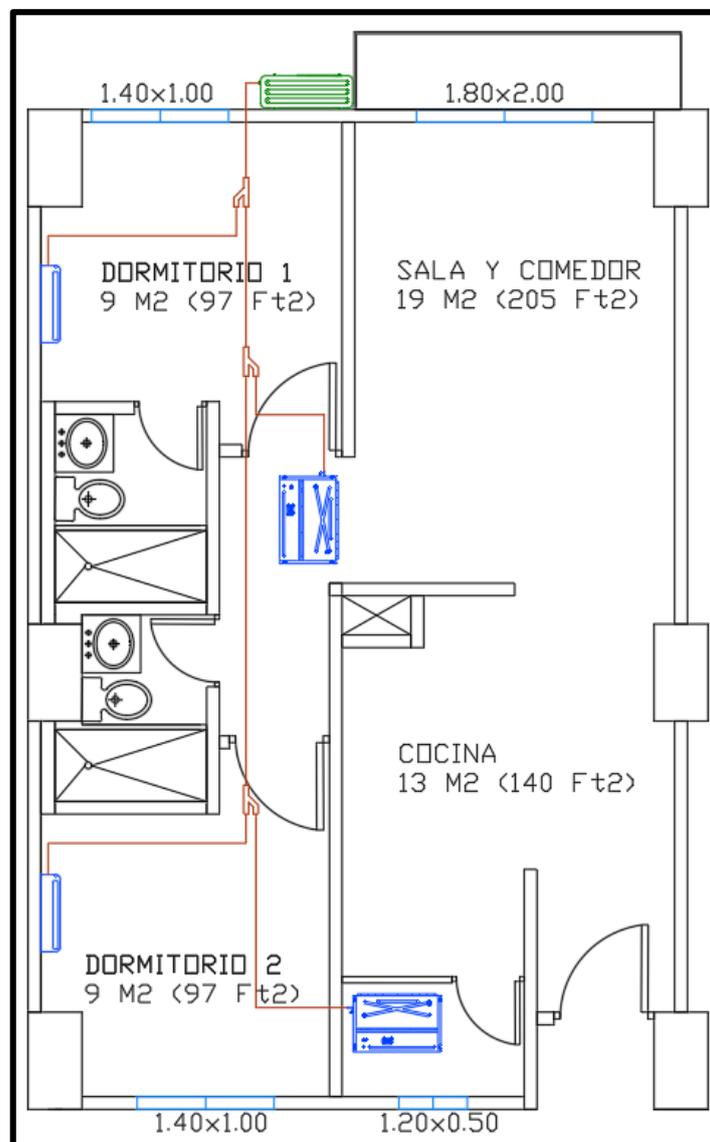


Figura 2.2 Diseño detallado de alternativa ganadora

Elaboración propia.

2.2.2 Identificación de zonas

Para el cálculo de carga térmica de este proyecto primero es indispensable la selección de las áreas a climatizar, a continuación, se muestra en la figura 2.3 un plano arquitectónico de un departamento tipo de la edificación, con sus respectivas zonas y áreas.

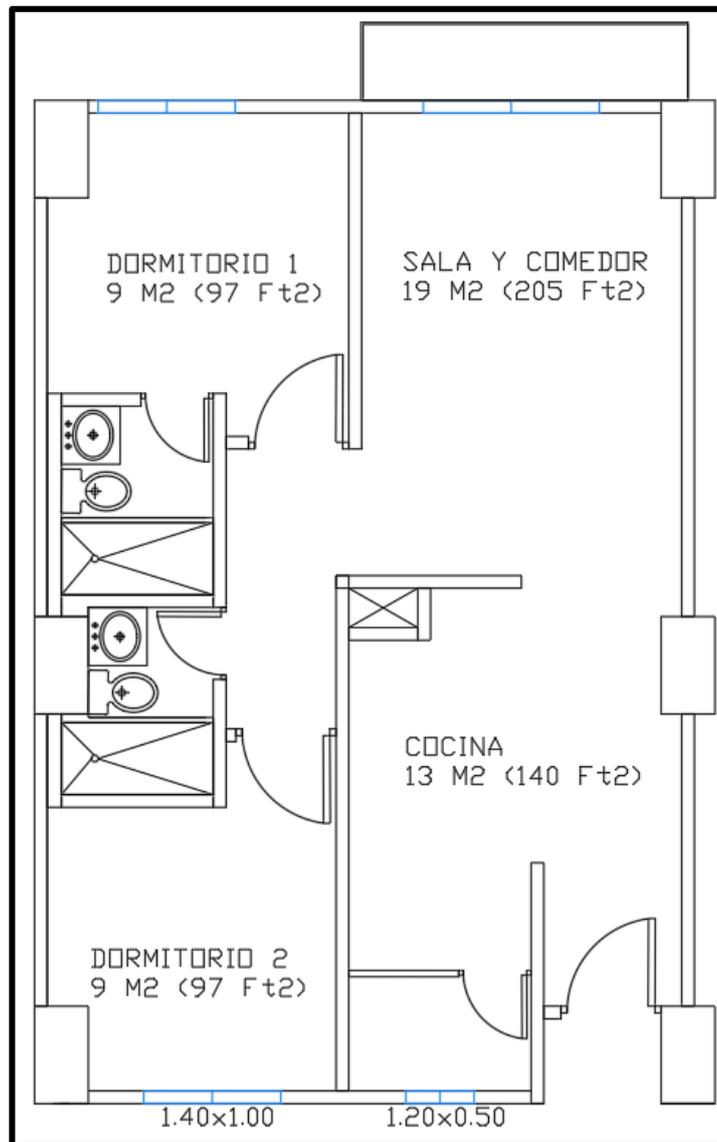


Figura 2.3 Plano arquitectónico de un departamento tipo.

Elaboración propia.

2.2.3 Calculo de Carga Térmica

El cálculo de carga térmica del espacio o zona en mención se realizara utilizando el uno de los métodos de ASHRAE, llamado Diferencia de Temperatura para Carga de Enfriamiento (CLDT por sus siglas en ingles), para realizar dicho cálculo es necesario considerar e identificar algunos aspectos, tales como, condiciones de exteriores e interiores de diseño, identificar el tipo de construcción, la cantidad de personas y sus actividades, tipo y cantidad de iluminaria, orientación y ubicación geográfica del mismo, se detalla a continuación cada uno de ellos.

Condiciones Exteriores de Diseño

Las condiciones exteriores máximas de diseño para la provincia de Santa Elena, los datos son extraídos del Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología, se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 2.1 Condiciones exteriores de diseño

CONDICIONES EXTERIORES DE DISEÑO	
Temperatura de Bulbo Seco Máxima	92 °F
Temperatura de Bulbo Seco Anual	83 °F
Temperatura de Bulbo húmedo	82 °F
Humedad relativa	97% RH
Velocidad del Viento	SW 476 FPM
Presión Atmosférica	1014 hPa
Latitud	1°58'56.7"S
Longitud	80°44'50.4"w
Altura	85 Ft

Elaboración propia.

Condiciones Interiores de Diseño

Las condiciones interiores de diseño para este proyecto, se presentan en la siguiente tabla, los datos están considerados de acuerdo con normativas ASHRAE.

Tabla 2.2 Condiciones interiores de diseño

CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO	
Temperatura de Bulbo seco	70 °F
Humedad Relativa	50 % RH
Criterio de Ruido	35 - 45 NC
Velocidad en difusores	400 FPM
Velocidad en Rejillas	350 FPM
Velocidad Máxima en ductos Principales	900 FPM
Velocidad Máxima en ductos Secundarios	600 FPM

Elaboración propia.

Ubicación y Orientación geográfica

Para realizar el cálculo de carga térmica del edificio, de un piso o un departamento tipo de la edificación, se debe saber con exactitud cuál es la ubicación y orientación que presenta dicha estructura, en la figura 2.4 y 2.5 se muestra con más detalle lo mencionado.

Latitud: 1°58'56.7"Sur

Longitud 80°44'50.4"Oeste



Figura 2.4 Orientación geográfica del edificio

Elaboración propia.



Figura 2.5 Ubicación geográfica del edificio

Elaboración propia.

Identificación del Tipo de Construcción

Para la identificación del tipo de construcción se analiza el plano arquitectónico entregado por parte de obra civil, el mismo que detalla las características físicas de la estructura, tipo de material y sus respectivas dimensiones, entre los materiales a considerar tenemos paredes, puertas, ventanas, tipo de techo y piso. A continuación, se presenta los materiales en mención con su respectivo coeficiente de transferencia de calor.

Tabla 2.3 Descripción de materiales de construcción.

Descripción de la construcción	Espesor (in)	Valor de U
		[Btu/(hr*Ft ² *°F)]
Pared Exterior más Acabado (63 Lb/ Ft ²)	5	0,59
Puertas de Madera Maciza	-	0,49
Vidrio Sencillo sin Sombra - Invierno	1/8	1,10
Vidrio Sencillo con Sombra - Invierno	1/8	0,83
Techo de Hormigón Pesado (52 Lb/ Ft ²)	4	0,13
Piso de Hormigón Pesado (52 Lb/ Ft ²)	4	0,09

Elaboración propia.

Fuente, Datos tomados de HVAC Systems Design Handbook, 1994. Cap 3.

Tabla 2.4 Área total de materiales de la construcción y orientación.

# Piso	Materiales de la construcción	Orientación Geográfica	Área (Ft²)
Noveno	Pared Exterior 1	NO	781,71
	Pared Exterior 2	SE	839,37
	Pared Exterior 3	NE	332,48
	Pared Exterior 4	SO	332,48
	Ventana Exterior 1	NO	269,00
	Ventana Exterior 2	SE	107,60
	Puerta Exterior Total	SO	102,97
	Techo Total	–	3607,51
	Piso Total	–	3607,51

Elaboración propia.

Una vez identificados y tabulados todos los aspectos antes mencionados se procede a calcular la carga térmica según método de CLDT de uno de los pisos más altos de la edificación, expuesto a condiciones de calor más críticas que los pisos bajos, también es necesario conocer el área total de cada material lo cual es presentado en la tabla 2.4.

Carga Térmica por Conducción en Estructuras Exteriores.

La ganancia de calor por conducción por medio de las paredes, vidrio, techo, piso y puertas que dan al exterior se calcula usando la ecuación 1 estipulada por el método de CLDT de ASHRAE. Para el cálculo de este diseño, los datos diferencia de temperatura para carga de enfriamiento serán analizados en el mes de marzo a las 12:00 horas del día, para afecto de analices mes y hora más crítica del año en Ecuador.

$$Q_{cond} = U * A * CLDT_c \quad \text{ec.1}$$

Q_{cond}: Ganancia de calor por conducción [Btu/hr]

U: Coeficiente Global de Transferencia de Calor [Btu/(hr*Ft²*°F)]

A: Área total de Estructura [Ft²]

CLDT_c: Diferencial de temperatura para carga de enfriamiento corregido [°F]

Calculo de Diferencial de temperatura para carga de enfriamiento corregido.

A continuación, se presenta la ecuación para calcular el diferencial de temperatura corregido (CLDTc) para paredes exteriores y condiciones expuestas en este proyecto.

$$\text{CLDTc} = [k^*(\text{CLDT} + \text{LM}) + (78^\circ - \text{Tr}) + (\text{To} - 85^\circ)] * f \quad \text{ec. 2}$$

K: Corrección del calor de la superficie

- K=1, para superficies oscuras o áreas industriales.
- K=0.83, para techos de color medio claro en zonas rurales.
- K=0.65, para paredes de color claro en zonas rurales.

CLDT: Diferencial de temperatura para carga de enfriamiento.

LM: Corrección para latitud, color y mes.

Tr: Temperatura de diseño la zona interior [°F]

To: Temperatura de diseño exterior máxima [°F]

f: factor de corrección por ventilación en techo raso.

- f=0.75, para entepiso techo raso.
- f=1.00, para resto de casos.

El diferencial de temperatura para carga de enfriamiento para pared exterior con orientación noroeste, se obtiene de la siguiente tabla.

Tabla 2.5 Diferencias de Temperaturas Equivalentes para Paredes y Cubiertas.

Diferencia de Temperaturas Equivalentes °F		
Orientación	Peso de la Pared Lb/Ft ²	Tiempo Crítico 2 P.M
NE	60	5
	100	4
	140	2
SE	60	5
	100	4
	140	2
SO	60	31
	100	22
	140	13
NO	60	31
	100	22
	140	13
CUBIERTA	20	32
	40	25
	60	20

Elaboración propia.

Fuente, Datos tomados del Manual de HVAC de Ing. Donoso, Tabla A-7.

De acuerdo con las características (peso) de las paredes cubiertas o pisos del edificio en estudio e interpolando datos se calcula y se presentan a continuación los resultados para los valores de CLDT de cada material de la construcción en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 CLCT para Materiales de la Construcción.

# Piso	Materiales de la construcción	Orientación Geográfica	CLDT
Noveno	Pared Exterior 1	NO	30
	Pared Exterior 2	SE	5
	Pared Exterior 3	NE	5
	Pared Exterior 4	SO	30
	Puerta Exterior Total	SO	30
	Techo Total	–	21
	Piso Total	–	21

Elaboración propia.

La corrección para la latitud y mes, para pared, cubierta o piso exterior dependiendo de su orientación, se obtiene de la siguiente tabla.

Tabla 2.7 Corrección de Latitud y Mes

Latitud	Mes	Orientación de la Estructura				
		NE	SE	SO	NO	HOR
0°-8° (S)	Marzo	1	-3	-3	1	0

Elaboración propia.

Fuente, Datos tomados de HVAC Systems Design Handbook, 1994. Tabla 3.20.

CLDTc Para Pared Exterior 1-Noroeste.

De la ecuación 2 remplazamos los siguientes valores.

K: 0.65

CLDT: 30

LM: 1

Tr: 70 [°F]

To: 92[°F]

f: 1

$$CLDTc = [0.65*(30 + 1) + (78^\circ - 70^\circ) + (92^\circ - 85^\circ)] * 1$$

$$CLDTc = 35.2$$

Nota: se realiza el mismo procedimiento para calcular el CLDTc de los materiales restantes de la construcción, para simplificación del problema se toma a la puerta maciza como pared exterior, el CLDTc no aplica para ventanas.

En la siguiente tabla se presenta los resultados generales del cálculo anterior de CLDTc.

Tabla 2.8 CLDTc para Materiales de la Construcción.

# Piso	Materiales de la construcción	Orientación Geográfica	CLDTc
Noveno	Pared Exterior 1	NO	35.2
	Pared Exterior 2	SE	16.3
	Pared Exterior 3	NE	19.0
	Pared Exterior 4	SO	33.0
	Puerta Exterior Total	SO	33.0
	Techo Total	—	32.4
	Piso Total	—	32.4

Elaboración propia.

- **Carga térmica en paredes, pisos y techos exteriores.**

A continuación, se calcula el calor de conducción ganado por la pared que da vista al lado noreste según la orientación geográfica del edificio, utilizando la ecuación 1 con los valores de CLDTc para cada material de la construcción.

$$Q_{cond1} = U * A * CLDTc$$

Datos de Pared Exterior 1:

U: 0.59 [Btu/(hr*Ft²*°F)], ver tabla 2.3.

A: 781.71 [Ft²], ver tabla 2.4.

CLDTc: 35.20 [°F], ver tabla 2.8.

$$Q_{cond} = [0.59 \text{ Btu}/(\text{hr} * \text{Ft}^2 * ^\circ\text{F})] * [781.71 \text{ Ft}^2] * [35.20 \text{ } ^\circ\text{F}]$$

$$Q_{cond} = 16234,64 \text{ [Btu/hr]}$$

Nota: se realiza el mismo procedimiento para las paredes restantes, al igual que para techos y pisos.

La ganancia de calor total a través de paredes, puertas, pisos, y techos es:

$$Q_{cond1} = 75083,80 \text{ [Btu/hr]}$$

En la siguiente tabla se presenta los resultados generales del cálculo anterior de ganancia de calor por conducción en paredes, techos, pisos y puertas.

Tabla 2.9 Ganancia de Calor por Conducción.

Materiales de la construcción	Orientación Geográfica	Área (Ft ²)	Valor de U	CLDTc (°F)	Qcond (Btu/hr)
			[Btu/(hr*Ft ² *°F)]		
Pared Exterior 1	NO	781,71	0,59	35,20	16234,64
Pared Exterior 2	SE	839,37	0,59	16,30	8072,22
Pared Exterior 3	NE	332,48	0,59	19,00	3727,15
Pared Exterior 4	SO	332,48	0,59	33,00	6473,46
Puerta Exterior Total	SO	102,97	0,59	33,00	2004,89
Techo Total	—	3607,51	0,20	32,40	23376,63
Piso Total	—	3607,51	0,13	32,40	15194,81
				Total	75083,80

Elaboración propia.

- **Carga Térmica por Conducción en Ventanas exteriores.**

Con la ecuación 3, se calcula el calor de conducción ganado por ventanas de vidrio sencillo con y sin sombra, en la estación más calurosa del año en, invierno.

$$Q_{cond2} = U * A * (T_o - T_i) \quad \text{ec. 3}$$

Qcond: Ganancia de calor [Btu/hr]

U: Coeficiente Global de Transferencia de Calor [Btu/ (hr*Ft²*°F)]

A: Área Total de Ventanas [Ft²]

Ti: Temperatura interior de diseño [°F]

To: Temperatura exterior máxima de diseño [°F]

Datos de Ventana Exterior 1:

U: 1.10 [Btu/ (hr*Ft²*°F)], ver tabla 2.3.

A: 269 [Ft²], ver tabla 2.4.

Ti: 70 [°F], ver tabla 2.1.

To: 92 [°F], ver tabla 2.2.

$$Q_{cond} = [1.10 \text{ Btu}/(\text{hr} \cdot \text{Ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})] * [269 \text{ Ft}^2] * [(92 - 70) ^\circ\text{F}]$$

$$Q_{cond} = 6509.80 \text{ [Btu/hr]}$$

Datos de Ventana Exterior 2:

U: 1.10 [Btu/(hr*Ft²*°F)], ver tabla 2.3.

A: 107.60 [Ft²], ver tabla 2.4.

Ti: 70 [°F], ver tabla 2.1.

To: 92 [°F], ver tabla 2.2.

$$Q_{cond} = [1.10 \text{ Btu}/(\text{hr} \cdot \text{Ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})] * [107.60 \text{ Ft}^2] * [(92 - 70) ^\circ\text{F}]$$

$$Q_{cond} = 2603.92 \text{ [Btu/hr]}$$

La ganancia de calor por conducción total a través de ventanas exteriores es:

$$Q_{\text{cond2}} = 6509.80 \text{ [Btu/hr]} + 2603.92 \text{ [Btu/hr]}$$

$$Q_{\text{cond2}} = 9113.72 \text{ [Btu/hr]}$$

La ganancia de calor por conducción total en la estructura es de:

$$Q_{\text{cond}} = Q_{\text{cond1}} + Q_{\text{cond2}} \quad \text{ec.4}$$

$$Q_{\text{cond}} = 75083,80 \text{ [Btu/hr]} + 9113.72 \text{ [Btu/hr]}$$

$$\mathbf{Q_{\text{cond}} = 84197.52 \text{ [Btu/hr]}}$$

Carga Térmica por Radiación en Ventanas.

La ganancia de calor por efectos de radiación solar a través de las ventanas exteriores de una edificación o estructura, se determina utilizando la ecuación 5. Para los cálculos previos se consideran el mismo mes y hora para la posición del sol, estipulada en la sección de ganancia de calor por conducción.

$$Q_{\text{rad}} = A * SC * MSHGF * CLF \quad \text{ec. 5}$$

Q_{rad} : Ganancia de calor por radiación en ventanas. [Btu/hr]

A: Área total de ventanas. [Ft²]

SC: Coeficiente de sombreado.

MSHGF: Máximo factor de ganancia de calor solar. [Btu/(hr*Ft²)]

CLF: Factor de carga de enfriamiento.

Los parámetros mencionados anteriormente, como el coeficiente de sombreado, el máximo factor de ganancia de calor solar y el factor de carga de enfriamiento, son determinados con la ayuda de las siguientes tablas. Los datos son extraídos del libro HVAC Systems Design Handbook, 1994. Tablas 3.21, 3.26, 3.27, respectivamente.

Tabla 2.10 Coeficiente de sombreado

Coeficiente de Sombreado		
Vidrio Sencillo		
Transparente	Espesor (In)	SC
	1/8	1,00
	1/4	0,94
	3/8	0,90
	1/2	0,87

Elaboración propia.

Tabla 2.11 Factor de Carga por Enfriamiento

Factor de Carga por Enfriamiento °S Latitud		
Orientación	Peso de la Construcción Lb/Ft ²	Tiempo Crítico 2 P.M
NE	30-50	0,31
	50-70	0,30
	70-140	0,27
SE	30-50	0,42
	50-70	0,40
	70-140	0,36
SO	30-50	0,49
	50-70	0,44
	70-140	0,44
NO	30-50	0,23
	50-70	0,21
	70-140	0,22

Elaboración propia.

Tabla 2.12 Máximo Factor de Ganancia por Carga Solar

Máximo Factor de Ganancia de Calor Solar [Btu/(hr*Ft ²)]						
Latitud	Mes	Orientación de la Estructura				
		NE	SE	SO	NO	HOR
0°-4° (S)	Marzo	170	170	170	170	303

Elaboración propia.

Datos de Ventana Exterior 1:

A: 269 [Ft²], ver tabla 2.4.

SC: 1, ver tabla 2.10.

MSHGF: 170 [Btu/(hr*Ft²)], ver tabla 2.12.

CLF: 0.21, ver tabla 2.13.

$$Q_{rad1} = [269 \text{ Ft}^2] * 1 * [170 \text{ Btu}/(\text{hr} * \text{Ft}^2)] * 0.21$$

$$Q_{rad1} = 9603.30 \text{ [Btu/hr]}$$

Datos de Ventana Exterior 2:

A: 107.60 [Ft²], ver tabla 2.4.

SC: 1, ver tabla 2.10.

MSHGF: 170 [Btu/(hr*Ft²)], ver tabla 2.12.

CLF: 0.44, ver tabla 2.13.

$$\begin{aligned} Q_{rad2} &= [107.60 \text{ Ft}^2] * 1 * [170 \text{ Btu}/(\text{hr} * \text{Ft}^2)] * 0.44 \\ Q_{rad2} &= 8048.48 \text{ [Btu/hr]} \end{aligned}$$

La ganancia de calor por efectos de radiación solar través de ventanas total es la siguiente:

$$\begin{aligned} Q_{rad} &= Q_{rad1} + Q_{rad2} && \text{ec.6} \\ Q_{rad} &= 9603.30 \text{ [Btu/hr]} + 8048.48 \text{ [Btu/hr]} \\ \mathbf{Q_{rad} &= 17651.78 \text{ [Btu/hr]}} \end{aligned}$$

Carga Térmica por Iluminación.

El calor generado por las luces dentro del edificio es de naturaleza sensible, en donde la potencia eléctrica de entrada (watt) es convertida en luz y calor; para determinar el valor de calor instantáneo generada por luces según la ASHRAE se puede determinar con la ecuación 7.

$$Q_i = 3.41 * W * F_{ui} * F_{ie} \quad \text{ec.7}$$

Q_i: Ganancia de calor por iluminación. [Btu/hr]

W: Total de vatios instalados. [w]

F_{ui}: Factor de uso de iluminación.

F_{ie}: Factor de iluminación especial.

Una alternativa de procedimiento para estimar la potencia de iluminación que se debe otorgar por cada pie cuadro de la base del piso de una edificación, está dada por la norma 90.1-2007 de ASHRAE, la cual se presenta a continuación en la tabla 2.13.

Tabla 2.13 Densidades de Potencia de iluminación (LDP)

Densidades de Potencia de Iluminación (LDP)	
Tipo de Espacio	LDP (w/Ft²)
Comedor Familiar	2,1
Dormitorios	1,1
Cocina	1,4

Elaboración propia.

Para simplificación de cálculos, la potencia de entrada por efectos de iluminación en el piso de estudio de este proyecto, son presentados en la siguiente tabla.

Tabla 2.14 Potencia de entrada por iluminación

Potencia de Entrada por Iluminación				
Tipo de Espacio	LDP (w/Ft²)	Área (Ft²)	Área Total Piso (Ft²)	Potencia (w)
Sala Comedor	2,10	279,87	1399,35	2938,64
Dormitorios	1,10	258,34	1291,70	1420,87
Cocina	1,40	129,17	645,85	904,19
Total				5263,70

Elaboración propia.

Datos de iluminación:

W: 5263,70. [w]

Fui: 1.0

Fie: 1.3 Factor de ganancia por balastos.

$$Q_i = [3.4 \text{ (Btu/hr)} / (1w)] * [5263.70 \text{ w}] * 1.0 * 1.3$$

$$Q_i = 23265.55 \text{ [Btu/hr]}$$

Carga Térmica por Personas

El calor generado por persona es dividido en dos partes, carga térmica sensible y carga térmica latente, para determinar el valor de dichas cargas se estima el número de personas que habitaran la zona a climatizar, para este proyecto se estima un total máximo de 8 personas por departamento dando un total de 40 personas por piso. Además, la ASHRAE determina que el calor sensible generado por una persona con actividad moderada dentro de una oficina o departamento es de 250 Btu/h y el calor latente para el mismo individuo con la misma situación es de 200 Btu/h con esto podemos utilizar las siguientes ecuaciones y calcular la carga térmica por dichas personas.

Carga térmica sensible por personas:

$$Q_{ps} = G_{cs} * n \quad \text{ec.8}$$

Q_{ps} : Ganancia de calor sensible por personas. [Btu/hr]

G_{cs} : Ganancia de calor sensible según la actividad. [Btu/hr]

n : Número de personas.

Datos:

G_{cs} : 250. [Btu/h]

n : 40.

$$Q_{ps} = [250\text{Btu/hr}] * 40$$

$$Q_{ps} = 10000 \text{ [Btu/hr]}$$

Carga térmica latente por personas:

$$Q_{pl} = G_{cl} * n \quad \text{ec.9}$$

Q_{pl} : Ganancia de calor latente por personas. [Btu/hr]

G_{cl} : Ganancia de calor latente según la actividad. [Btu/hr]

n : Número de personas.

Datos:

Gcl: 200. [Btu/h]

n: 40.

$$Q_{pl} = [200\text{Btu/hr}] * 40$$

$$Q_{ps} = 8000 \text{ [Btu/hr]}$$

Carga térmica total emitida por personas:

$$Q_p = Q_{ps} + Q_{pl} \quad \text{ec.10}$$

$$Q_p = 10000 \text{ [Btu/hr]} + 8000 \text{ [Btu/hr]}$$

$$\mathbf{Q_p = 18000 \text{ [Btu/hr]}}$$

Carga Térmica por Equipos

Para la estimación de carga térmica por equipos o artefactos eléctricos se considera que por cada departamento se dispone de los equipos enlistados en la tabla 2.15, el calor generado por dichos equipos es de carácter sensible y se determina por la ecuación 11.

$$Q_e = 3.41 * W_e \text{ [Btu/hr]} \quad \text{ec.11}$$

Q_e: Ganancia de calor sensible por equipos. [Btu/hr]

W_e: Total de vatios emitidos por equipos. [w]

En la siguiente tabla se presenta la potencia entregada por artefactos eléctricos los datos son extraídos del ASHRAE Pocket Guide, Séptima edición.

Tabla 2.15 Potencia entregada por Artefactos Eléctricos

Potencia de Entrada por Equipos				
Equipos	Cantidad	Cantidad Total	Potencia (w)	Potencia (w)
Computador	1,00	5,00	97,00	485,00
Televisor	3,00	15,00	90,00	1350,00
Laptop	1,00	5,00	36,00	180,00
Cocina	1,00	5,00	147,00	735,00
Refrigerador	1,00	5,00	575,00	2875,00
Horno Microondas	1,00	5,00	400,00	2000,00
Cafetera	1,00	5,00	525,00	2625,00
Total				10250,00

Elaboración propia.

Datos:

We: 10250. [w]

$$Q_e = [3.41 \text{ (Btu/hr)} / (1w)] * 10250 \text{ [w]}$$

$$Q_e = 34952.50 \text{ [Btu/hr]}$$

Carga Térmica por Infiltraciones de Aire

Para las cargas térmicas por infiltraciones de aire se considera las fisuras que se generan en ventanas y puertas, la tasa de infiltración de aire por fisuras se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 2.16 Tasas de Infiltraciones en Puertas y Ventanas

Componentes	Tasa de Infiltraciones
Puertas	1,00 Cfm / Ft de Fisura
Ventanas	0,75 Cfm / Ft de Fisura

Fuente Pita, 2004.

Para determinar la carga térmica por efectos de infiltraciones de aire se utiliza las siguientes expresiones.

Calor Sensible:

$$Q_{sin} = 1.10 * CFM * CT \quad \text{ec.12}$$

Q_{sin} : Ganancia de calor sensible por infiltraciones. [Btu/hr]

CFM: Flujo total de infiltraciones. [Ft³/min]

CT: Diferencia de temperatura entre el ambiente exterior e interior. [°F]

Tabla 2.17 Flujo total por infiltraciones

Componentes	Tasa de Infiltraciones	Perímetro (Ft)	Flujo Total (Ft ³ /min)
Puertas	1,00 Cfm / Ft de Fisura	97,00	97,00
Ventanas	0,75 Cfm / Ft de Fisura	338,00	254,00

Elaboración propia.

Utilizando la tabla anterior y como es de su conocimiento que la diferencia de temperatura entre ambiente exterior e interior para este proyecto es de 22°F, reemplazamos estos en la ecuación 12.

Datos de Puerta:

CFM: 97 [Ft³/min]

CT: 22 [°F]

$$Q_{sin} = [1.10 \text{ (Btu * min) / (hr * Ft}^3 \text{ * °F)}] * [97 \text{ Ft}^3\text{/min}] * [22\text{°F}]$$

$$Q_{sin} = 2347.4 \text{ [Btu/hr]}$$

Datos de Ventana:

CFM: 254 [Ft³/min]

CT: 22 [°F]

$$Q_{sin} = [1.10 \text{ (Btu * min) / (hr * Ft}^3 \text{ * °F)}] * [254 \text{ Ft}^3\text{/min}] * [22\text{°F}]$$

$$Q_{sin} = 6146.8 \text{ [Btu/hr]}$$

$$Q_{sin} = 8494.2 \text{ [Btu/hr]}$$

Calor Latente:

$$Q_{lin} = 0.68 * CFM * DH$$

ec.13

Q_{lin} : Ganancia de calor latente por infiltraciones. [Btu/hr]

CFM: Flujo total de infiltraciones. [Ft³/min]

DH: Diferencia de humedad entre el ambiente exterior e interior.

Datos de Puerta:

CFM: 97 [Ft³/min]

DH: 47

$$Q_{lin} = [0.68 \text{ (Btu * min) / (hr * Ft}^3)] * [97 \text{ Ft}^3/\text{min}] * [47]$$

$$Q_{sin} = 3100.12 \text{ [Btu/hr]}$$

Datos de Ventana:

CFM: 254 [Ft³/min]

DH: 47

$$Q_{lin} = [0.68 \text{ (Btu * min) / (hr * Ft}^3)] * [254 \text{ Ft}^3/\text{min}] * [47]$$

$$Q_{lin} = 8117.84 \text{ [Btu/hr]}$$

$$Q_{lin} = 11217.96 \text{ [Btu/hr]}$$

Ganancia de calor total por efectos de infiltración:

$$Q_{in} = Q_{sin} + Q_{lin} \text{ [Btu/hr]}$$

ec.14

$$Q_{in} = 8494.2 \text{ [Btu/hr]} + 11217.96 \text{ [Btu/hr]}$$

$$Q_{in} = 19712.16 \text{ [Btu/hr]}$$

2.2.4 Carga de Calor Neta del Noveno Piso del Edificio

La ganancia de calor neta es la sumatoria de todas las cargas térmicas, para el área del noveno piso del edificio es la siguiente:

$$Q_{neta} = Q_{cond} + Q_{rad} + Q_i + Q_p + Q_e + Q_{in} \text{ [BTU/hr]}$$

ec.15

$$Q_{neta} = 174513,96 \text{ [BTU/hr]}$$

Para el sistema de climatización de este proyecto se debe considerar que los departamentos o condominios pueden ser usas durante las 24 horas del día, por lo tanto, para cumplir con la temperatura de diseño interior estimada, se añade un margen de seguridad de 15% para el caso inusual en que por algún evento se requiera que todo el edificio trabaje al máximo de su capacidad. Entonces la capacidad de carga neta final se determina por medio de la ecuación 16.

$$Q_{neta} = Q_{neta} * 1.15 \text{ [BTU/hr]} \quad \text{ec.16}$$

$$Q_{neta} = 200691,05 \text{ [BTU/hr]}$$

2.2.5 Carga de Calor Neta de un Departamento

Como es de su conocimiento en el capítulo uno se mencionó que cada piso está dividido arquitectónicamente por cinco departamentos de iguales dimensiones, por lo tanto, la carga térmica de uno de estos departamentos la obtenemos de la siguiente ecuación.

$$Q_{netad} = Q_{neta} / 5 \text{ [BTU/hr]} \quad \text{ec.17}$$

$$Q_{netad} = 200691,05 \text{ [BTU/hr]} / 5$$

$$Q_{netad} = 40138.21 \text{ [BTU/hr]}$$

2.2.6 Carga de Calor Total en el Edificio.

La carga térmica o la carga de calor total gana por las estructuras externas del edificio y por sus equipos eléctricos, iluminarias, filtraciones de aire y por personas, fue objeto de estudio en este capítulo, donde se determinó que el calor ganado por uno de los pisos más altos del edificio es de 200691.05 Btu/hr, por lo tanto, a continuación, se presenta la ecuación para determinar la carga térmica total del edificio.

$$Q_{total} = Q_{neta} * 9 \text{ [BTU/hr]} \quad \text{ec.18}$$

$$Q_{neta} = 1806219,45 \text{ [BTU/hr]}$$

Carga térmica total en toneladas de refrigeración [TNr], se determina con la ecuación 19.

$$Q_{total} = Q_{total} / [12000TNr/(Btu/hr)] \quad \text{ec.19}$$

$$Q_{total} = 1806219,45 [BTU/hr] / [12000TNr/(Btu/hr)]$$

$$Q_{total} = 150,52 \text{ TNr}$$

2.3 Diseño para sistema de ventilación mecánica.

Las áreas de baños contarán con sistemas de extracción central independientes. El sistema correspondiente al área de baños contará de un dispositivo de extracción centrífugo para tumbados, conectado a una tubería PVC para direccionar el flujo de aire hacia el lado trasero del edificio, pasando por el cielo falso de cada zona. A continuación, se detalla los parámetros a considerar para una adecuada ventilación mecánica.

Tabla 2.18 Consideraciones de diseño para ventilación mecánica.

EXTRACION DE BAÑOS	
Velocidad en Difusores:	400 FPM
Velocidad en Rejillas:	350 FPM
Velocidad en ductos principales	1000 FPM
Renovación de Aire Baños	75 CFM c/u.

Elaboración propia.

2.4 Diseño de sistema de distribución de aire por ductos.

Para seleccionar el sistema de distribución de aire acondicionado o ventilación mecánica a través de ductos, existen dos principales referencias el ASHRAE Handbook que trata en el diseño del sistema, también como en la construcción de conductos, la segunda referencia es seguir los lineamientos planteados por la normativa para construcción de ductos de metal y flexibles de HVAC, llamada "Sheet Metal & Air Conditioning Contractors National Association" (SMACNA) por sus siglas en inglés la que trata temas como métodos de construcción de conductos para asegurar la resistencia adecuada y minimizar

las fugas. Los materiales más comunes usados para distribución de aire son el acero galvanizado, aluminio y fibra de vidrio. en las siguientes secciones se estudia con más profundidad dichos temas.

2.4.1 Dimensionamiento de Ductos.

En esta sección detallamos paso a paso cual es el proceso a seguir para cumplir con el objetivo que es llegar a dimensionar un ducto para distribución de aire. Como se mencionó anteriormente existen tres tipos de materiales comunes usados para la distribución de aire, para este proyecto se toma como referencia el acero galvanizado ASTM A525, por ser el más usado para este tipo de aplicaciones. Según la ASHRAE existen tres tipos de métodos para dimensionamiento de ductos, a continuación, se selecciona y se detalla uno de ellos.

Método de Igual Fricción.

Para iniciar con el procedimiento de este método, primero es necesario determinar qué tipo de ducto se está manejando, para esto la ASHRAE divide los ductos en dos tipos; los ductos de alta velocidad y ductos de baja velocidad. Por lo cual en la tabla 2.19 se presenta una lista de velocidades recomendadas según la aplicación y el sistema. Para el sistema de ductos en el condominio, se detallan las siguientes velocidades:

Velocidad en ductos Principales: 700-900 Ft/min.

Velocidad Máxima en ductos Secundarios: 600 Ft/min.

Tabla 2.19 Velocidades recomendados para ductos.

Designación	Velocidades Recomendadas FPM (m/s)		
	Residencias	Escuelas, Teatros, Edificios Públicos	Edificios Industriales
Tomas de Aire fresco	500 (2,54)	500 (2,54)	500 (2,54)
Filtros	250 (1,27)	300 (1,52)	350 (1,78)
Ventilador	1000 - 1600 (5,08 - 8,13)	1300 - 2000 (6,60 - 10,16)	1600 - 2400 (8,13 - 12,19)
Ductos Principales	700 - 900 (3,56 - 4,57)	1000 - 1300 (5,08 - 6,60)	1200 - 1800 (6,1 - 9,14)
Ductos Secundarios	600 (3,05)	600 - 900 (305 - 4,57)	800 - 1000 (4,06 - 5,08)
Elevaciones Secundarias	500 (2,54)	600 - 700 (3,05 - 3,56)	80 (4,06)

Fuente, ASHRAE.

Como segundo está, que la perdida de presión para un ducto de baja presión varías entre 0.1 – 0.2 (in. Wg / 100 ft), pulgadas de agua por cada cien pies de aire recorrido en el interior del ducto aproximadamente, como se observa en la siguiente figura.

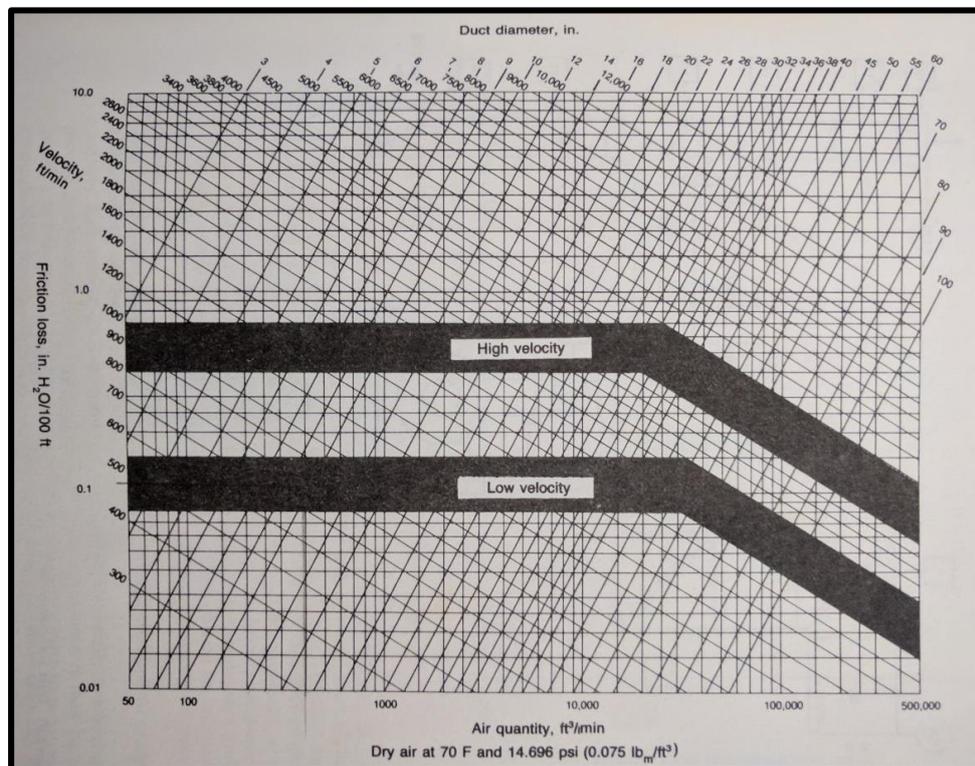


Figura 2.6 Velocidades en Ductos.

Fuente, HVAC Systems Design Handbook, 1994.

Como tercero se debe conocer la cantidad de flujo de aire que se desea distribuir por medio del ducto principal y por consiguiente del ducto secundario. Entonces para el análisis de este sistema, tenemos como ejemplo el flujo de aire que se debe distribuir para el área de la sala de uno de los condominios del edificio, para el cual se presenta los siguientes datos en la figura 2.7.

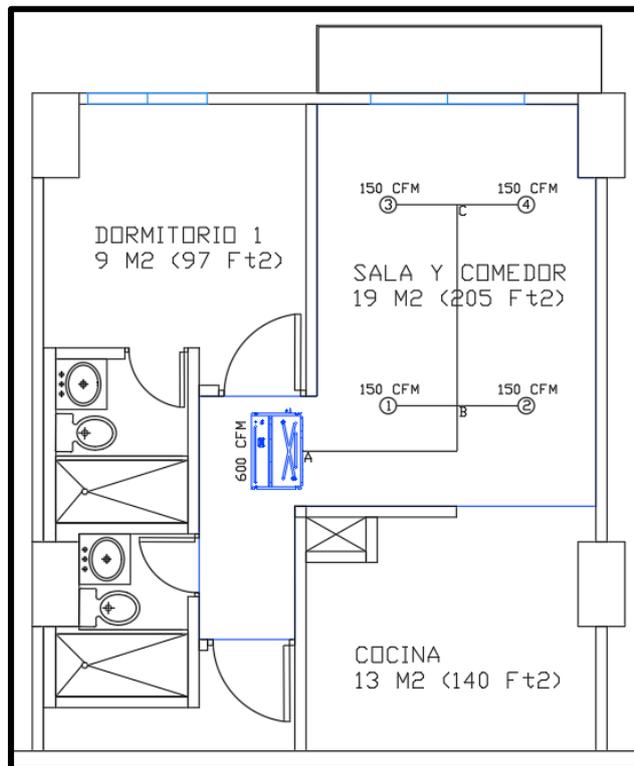


Figura 2.7 Sistema de Ductos en Sala y Comedor

Elaboración Propia.

Datos:

Flujo en tramo AB: 600 [Ft³/min]

Flujo en tramo BC: 300 [Ft³/min]

Flujo en tramo C4: 150 [Ft³/min]

Perdida de presión constante: 0.15 [inWg. /100Ft]

Una vez enunciado los datos de flujo por cada tramo y precisado las pérdidas de presión constaté para el diseño, se determina las dimensiones del ducto con ayuda de la figura 2.8.

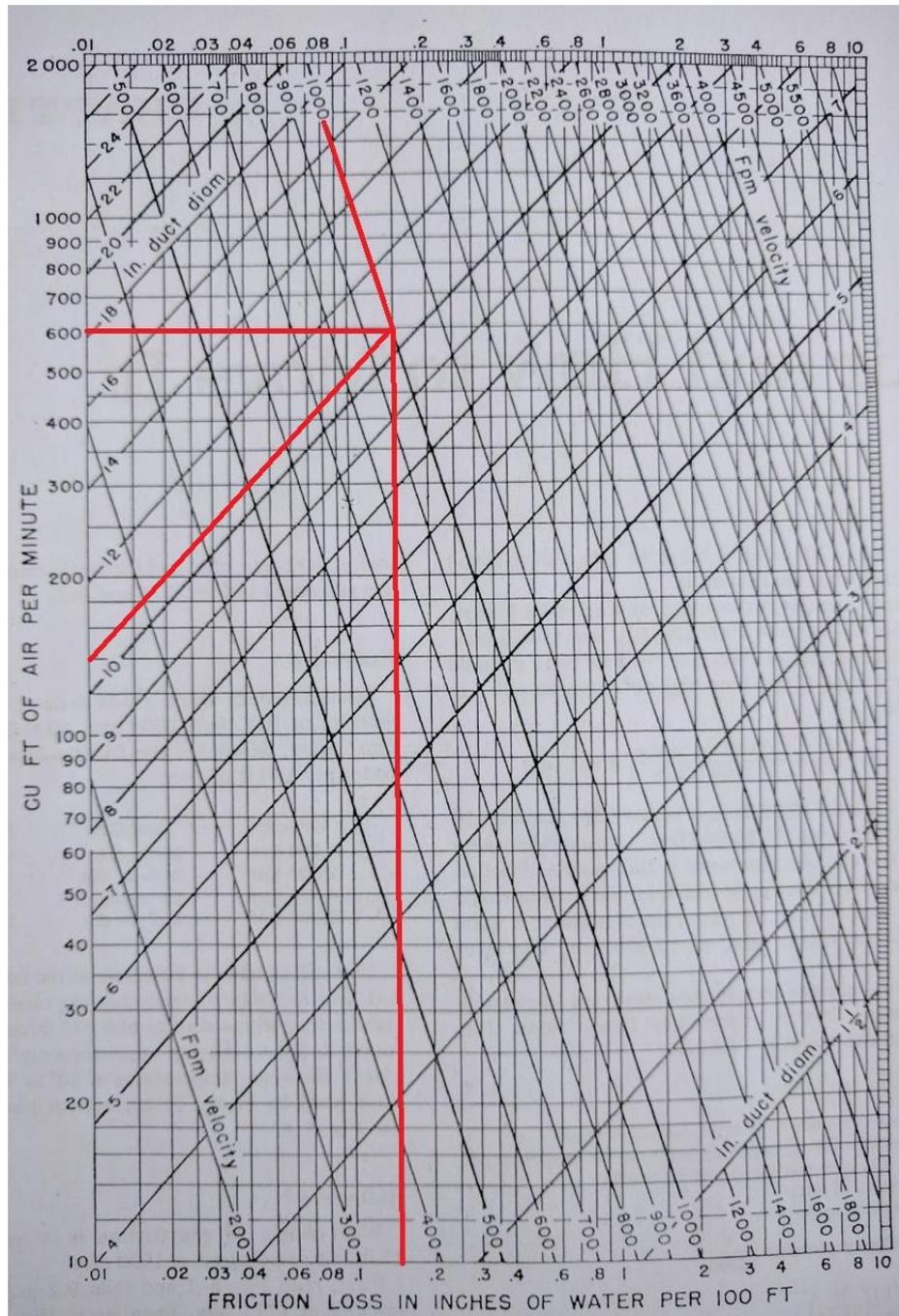


Figura 2.8 Dimensionamiento de Ductos Circulares

Elaboración Propia.

Fuente, grafica tomada de ASHRAE Guide and Data Book, 1965.

Resultado de tramo AB:

Diámetro de Ducto: 11 [In²]

Velocidad de aire en el tramo: 990 [Ft/min]

Resultado de tramo BC:

Diámetro de Ducto: 8 [In²]

Velocidad de aire en el tramo: 830 [Ft/min]

Resultado de tramo C4:

Diámetro de Ducto: 6 [In²]

Velocidad de aire en el tramo: 700 [Ft/min]

Debido a las restricciones físicas y arquitectónicas de este proyecto los ramales o tramos de ductos deben ser dimensionados con la menor altura posible, por lo que a continuación presentamos la ecuación 20, que indica la como transformar una sección de ducto circular a una cuadrada o rectangular.

$$A = De * P / 4 \text{ [In}^2\text{]} \quad \text{ec.20}$$

A: Ares de sección rectangular. [In²]

De: Diámetro de sección circular. [In]

P: Perímetro de sección circular. [In]

Datos de Tramo AB:

De: 11 [In²]

P: 34.5 [In]

$$A = 11 * 34.5 / 4 \text{ [In}^2\text{]}$$

$$A = 94.9 \text{ [In}^2\text{]}$$

$$A = 12 \times 8 \text{ [In}^2\text{]}$$

Nota: se realiza el mismo procedimiento para el tramo BC, para el tramo final SMACNA recomienda, utilizar un material flexible (fibra de vidrio con aislamiento de aluminio) para de esta manera poder dar movilidad al elemento terminal del ducto, bien sea una rejilla o difusor de aire.

Tramo AB: 12 In x 8 In

Tramo BC: 10 In x 6 In

Tramo C4: 6 In²

2.4.2 Especificaciones y Unión de Ductos de Acero Galvanizado.

Calibre de Láminas de Acero Galvanizadas

Para la distribución de aire de este proyecto se empleará lámina lisa de acero galvanizado ASTM A525 de primera calidad como ya se había mencionado en la sección anterior, la selección de calibre de lámina depende del ancho de la dimensión del ducto, a continuación, se detalla con más profundidad en la tabla 2.20.

Tabla 2.20 Calibre Nominal para Láminas de Acero Galvanizado

Tamaño del Ducto (In)	Calibre	Calibre Nominal (mm)
0-12 "	26	0,5512
13-30 "	24	0,7010
31-54 "	22	0,8534
55-84 "	20	1,0058
85-Mas "	18	1,3106

Elaboración Propia.

Fuente, Datos tomados del Manual SMACNA, 1995.

Con el dimensionamiento del sistema de ductos para este proyecto, antes realizado, podemos concluir que el calibre de lámina que se debe utilizar es 26, ya que los lados más amplios de los ductos diseñados no pasan de 12 pulgadas según detalla la SMACNA, en el siguiente apartado se detalla el tipo de unión que se debe realizar a estos ductos.

Uniones Transversales para Ductos de Aire.

SMACNA detalla que para ductos que comprendan un lado mayor entre 0 y 60 pulgadas pueden ser unidos mediante un tipo de sección transversal llamada Slip, y para los ductos de lado mayor a 60 pulgadas el tipo de unión deber ser de tipo bridada. Tal como se detalla en la tabla 2.21.

Tabla 2.21 Tipo de Unión Transversal

Tamaño del Ducto (In)	Tipo de Unión
0-24 "	Drive-Slip
25-40 "	S-Slip
41-60 "	S-Slip Reforzado
60-Mas "	Unión Bridada

Elaboración Propia.

Fuente, Datos tomados del Manual SMACNA, 1995.

En las siguientes figuras se muestra el tipo de unión recomendada para el sistema de ductos de este proyecto.



Figura 2.9 Unión Transversal tipo S-Slip

Fuente, Manual SMACNA, 1995.



Figura 2.10 Unión Transversal tipo Drive-Slip

Fuente, Manual SMACNA, 1995.

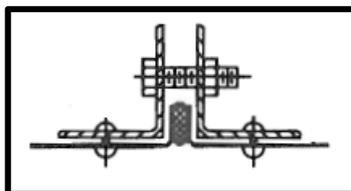


Figura 2.11 Unión Transversal tipo Drive-Slip

Fuente, Manual SMACNA, 1995.

2.4.3 Dimensionamiento de Difusores de Aire.

Los difusores de aire se colocan en el cielo falso, ya sea este de gypsum o de otro material y sirven para distribuir el aire acondicionado a través del ambiente interior, y son de forma circular, cuadra o rectangular, se detalla a continuación la ecuación para determinar las dimensiones de un difusor de cuadrado aire. Para conocer la medida de los difusores que necesitaremos, empleamos la siguiente fórmula.

$$Q = V * A \text{ [Ft}^3\text{/min]} \quad \text{ec.21}$$

Donde:

Q = Caudal de aire en difusor [Ft³/min]

V = Velocidad del aire en difusor [Ft/min]

A = Área del difusor [Ft²]

Despejando el parámetro de área tenemos:

$$A = Q / V \text{ [Ft}^2\text{]} \quad \text{ec.22}$$

Datos:

Q = 150 [Ft³/min]

V = 400 [Ft/min]

$$A = [150 \text{ Ft}^3\text{/min}] / [400 \text{ Ft/min}]$$

$$A = 0.38 \text{ Ft}^2$$

Se transforma el valor de a pulgadas cuadas:

$$A = 55 \text{ In}^2$$

Por lo tanto, el área total para dicho caudal de aire a la velocidad estipulada nos da como resultado aproximadamente:

Difusor de aire de 8 In x 8 In, de acuerdo con las medidas de difusores encontradas localmente.

Tipos de difusores de aire

En las siguientes figuras se muestra los tipos de difusores de aire existentes en el mercado local.



Figura 2.12 Difusor de Aire de 4 Vías con Alabes Móviles

Fuente, Titus HVAC Engineering Innovative Air Distribution Solutions



Figura 2.13 Difusor de Aire de 4 Vías con Alabes Fijos

Fuente, Titus HVAC Engineering Innovative Air Distribution Solutions

2.4.4 Dimensionamiento de Rejillas de Retorno de Aire.

Las rejillas de retorno de aire se colocan en el cielo falso, ya sea este de gypsum o de otro material sirve como toma de aire para el equipo de aire acondicionado, por donde ingrese el aire caliente de la habitación, y son de forma cuadra o rectangular, se detalla a continuación la ecuación para determinar las dimensiones de una rejilla de retorno cuadrada aire.

Para conocer la medida de las rejillas de retorno de aire, se emplea la siguiente fórmula.

$$Q = V * A \text{ [Ft}^3\text{/min]} \quad \text{ec.23}$$

Donde:

Q = Caudal de aire en la rejilla de retorno [Ft³/min]

V = Velocidad del aire en la rejilla de retorno [Ft/min]

A = Área de la rejilla de retorno [Ft²]

Despejando el parámetro de área tenemos:

$$A = Q / V \text{ [Ft}^2\text{]} \quad \text{ec.24}$$

Datos:

Q = 600 [Ft³/min]

V = 350 [Ft/min]

$$A = [600 \text{ Ft}^3\text{/min}] / [350 \text{ Ft/min}]$$

$$A = 1.71 \text{ Ft}^2$$

Se transforma el valor de a pulgadas cuadas:

$$A = 247 \text{ In}^2$$

Por lo tanto, el área total para dicho caudal de aire a la velocidad estipulada nos da como resultado:

Rejilla de retorno de 16 In x 16 In.

Tipos de Rejillas de Retorno de Aire

En las siguientes figuras se muestra los tipos de rejillas de retorno de aire existentes en el mercado local.

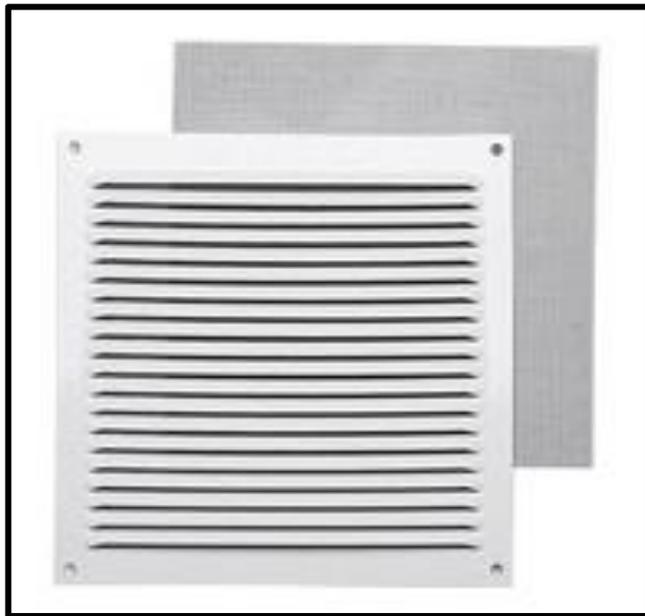


Figura 2.14 Rejilla de Aire Cuadrada de 1 Vía con Alabes Fijos.

Fuente, Titus HVAC Engineering Innovative Air Distribution Solutions

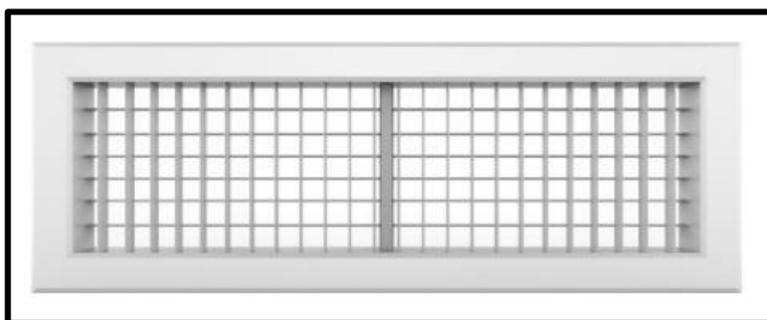


Figura 2.15 Rejilla de Aire Rectangular de 1 Vía con Alabes Fijos.

Fuente, Titus HVAC Engineering Innovative Air Distribution Solutions

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

3.1 Capacidad Térmica de Equipos.

La capacidad térmica de cada equipo para el departamento o condómino se deben regir a los resultados obtenidos en la sección 2.2.5 “carga de calor neta en un departamento” y respetar las zonas asignadas y presentadas en la figura 2.2, con lo cual obtenemos los siguientes resultados.

Carga térmica por metro cuadrado: 802 [Btu / (hr * m²)]

Tabla 3.1 Capacidad Térmica de Equipos

Carga Térmica de Equipos			
Zona	Área (m ²)	Zona [Btu/hr]	Equipos [Btu/hr]
Dormitorio 1	9,00	7218	Split de 9000
Dormitorio 2	9,00	7218	Split de 9000
Sala y Comedor	19,00	15238	Fan Coil de 18000
Cocina	13,00	10426	Fan Coil de 12000

Elaboración propia.

3.2 Selección de Equipos

La selección de equipos para el sistema tipo de este proyecto se usó el programa de licencia libre, Samsung HVAC “Digital Variable Multi Pro” (DVM-Pro), con dimensiones y cargas térmicas necesarias para cumplir los requerimientos de cada zona señalada en los planos.

Los datos de salida que proporciona este programa son:

- Lista de equipos incluyendo unidades internas y externas.
- Lista de materiales.
- Diámetros, longitudes de los accesorios de tubería y cableado.
- Guía de carga de refrigerante adicional.

En las tablas siguientes se muestra el resumen de los resultados, obtenidos luego de haber ingresado los datos del sistema VRV de un departamento tipo.

Tabla 3.2 Resultado de Corrida en DVM-Pro

Indice	Modelo	Cantidad	Observacion (Categorias)
Unidad Exterior	AM050KXMDCH/AZ	1	DVM S Eco(NEW)
Unidad Interior	AM012FNLDCH/AA	1	SLIM DUCT
	AM018FNLDCH/AA	1	SLIM DUCT
	AM009FNTDCH/AA	2	NEO FORTE
	MXJ-YA1509M	3	Y-Joint
Tuberia de Refrigerante	6.35(1/4")	13.8	m
	9.52(3/8")	9.8	m
	12.70(1/2")	13.8	m
	15.88(5/8")	9.8	m
Refrigerante Adicional	R410A	4.784	Lb.

Elaboración propia.

Tabla 3.3 Resultado de Corrida en DVM-Pro

Sistema	Unidad	Nombre del modelo	Cables de comunicación	Cables de alimentación
-	-	-	mm2	mm2
Dpto,	Out A	AM050KXMDCH/AZ	0.75~	~
	Dormitorio 1	AM009FNTDCH/AA	2 X 16 AWG SHIELDED	AWG 14~
	Dormitorio 2	AM009FNTDCH/AA		AWG 14~
	Sala y Comedor	AM018FNLDCH/AA		AWG 14~
	Cocina	AM012FNLDCH/AA		AWG 14~

Elaboración propia.

Nota: En anexos se ajunto resultado general y total del sistema mencionado.

3.3 Costos e Implementación de Sistema

En esta sección se muestra desglosado los costos de equipos, materiales para la obra de la instalación correspondientes al sistema de climatización. El costo de mano de obra abarca tuberías de cobre, puntos de drenaje de los equipos de aire acondicionado con tubería de PVC desde los evaporadores a los puntos de drenaje existentes, bases metálicas para equipos.

Tabla 3.4 Costo de Sistema VRV e Instalación

COD No.	DESCRIPCION	UNID.	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
	EQUIPOS				
1.1	Suministro Unidad Condensadora AM050KXMDCH/AZ. Capacidad 50000 Btu/hr	Unid.	1	\$ 2,585.00	\$ 2,585.00
1.2	Suministro Unidad Evaporadora, Split Decorativo AM009FNTDCH/AA. Capacidad 9000 Btu/hr	Unid.	2	\$ 457.94	\$ 915.88
1.3	Suministro Unidad Evaporadora, Fancoil AM012FNLDCH/AA. Capacidad 12000 Btu/Hr	Unid.	1	\$ 498.54	\$ 498.54
1.4	Suministro Unidad Evaporadora, Fancoil AM018FNLDCH/AA. Capacidad 18000 Btu/Hr	Unid.	1	\$ 627.34	\$ 627.34
1.5	Suministro Extractor Centrifugo de Baño de 50 CFM @0,15 in.Wg 110/1/60	Unid.	2	\$ 92.54	\$ 185.08
1.6	Suministro Branch Y-Joint MXJ-YA1509M	Unid.	3	\$ 87.50	\$ 262.50
	MATERIALES				
2.1	Tubería de Cobre de Diámetro 1/4"	Mts.	12	\$ 3.20	\$ 38.40
2.2	Tubería de Cobre de Diámetro 3/8"	Mts.	11	\$ 3.90	\$ 42.90
2.3	Tubería de Cobre de Diámetro 1/2"	Mts.	12	\$ 4.60	\$ 55.20
2.4	Tubería de Cobre de Diámetro 5/8"	Mts.	11	\$ 6.10	\$ 67.10
2.5	Aislante Rubatex para Tubería de Cobre 1/4" x1/2"	Mts.	12	\$ 2.10	\$ 25.20
2.6	Aislante Rubatex para Tubería de Cobre 3/8" x1/2"	Mts.	11	\$ 2.80	\$ 30.80
2.7	Aislante Rubatex para Tubería de Cobre 1/2" x1/2"	Mts.	12	\$ 3.10	\$ 37.20
2.8	Aislante Rubatex para Tubería de Cobre 5/8" x1/2"	Mts.	11	\$ 3.45	\$ 37.95
2.9	Tubo de PVC de Diámetro 3"	Mts.	10	\$ 3.40	\$ 34.00
2.10	Cable de comunicación Condensador-Evaporadoras-Termostatos, más Instalación	Mts.	30	\$ 22.60	\$ 680.40
2.11	Difusor de Mando de 4 vías 6"x6", Alabes Fijos.	Unid.	4	\$ 17.20	\$ 68.80
2.12	Difusor de Mando de 4 vías 8"x8" Alabes Fijos.	Unid.	4	\$ 21.45	\$ 85.80
2.13	Rejilla de Retorno de 1 vía 12"x12", Alabes Fijos.	Unid.	1	\$ 28.66	\$ 28.66
2.14	Rejilla de Retorno de 1 vía 16"x16" Alabes Fijos.	Unid.	1	\$ 36.90	\$ 36.90
2.15	Caja de Manga Flexible de Diámetro 6"	Unid.	2	\$ 26.20	\$ 52.40
2.16	Base Metálica para Unidad Condensadora	Unid.	1	\$ 60.00	\$ 60.00
2.17	Refrigerante R410A	Kg.	2,2	\$ 10.44	\$ 22.97
2.18	Suministro e Instalación de Ducto de Acero Galvanizado de 7mm de espesor, Aislado	Kg.	53	\$ 4.50	\$ 238.50
	Mano de Obra:				
3.1	Mano de Obra por Instalación de Unidades Outdoor VRV	Und	1	\$ 200.00	\$ 200.00
3.2	Mano de Obra por Instalación de Unidades Indoor VRV	Und	4	\$ 150.00	\$ 600.00
3.3	Mano de Obra por Instalación de Rejillas y Difusores	Und	10	\$ 18.00	\$ 180.00
	Resumen de Cotización:				
1	EQUIPOS				\$ 5,074.34
2	MATERIALES				\$ 1,643.18
3	MANO DE OBRA				\$ 980.00
	SUBTOTAL				\$ 7,697.52
				12% IVA	\$ 923.70
				Total	\$ 8,621.22

Elaboración propia

3.4 Costos de Mantenimiento

En esta sección se muestra desglosado los costos de mantenimiento preventivo de equipos VRF tanto de unidades condensadoras como evaporadoras, se recomienda el mantenimiento trimestral.

Tabla 3.5 Costo de Mantenimiento Trimensual.

COD No.	DESCRIPCION	UNID.	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
	Mano de Obra:				
1.1	Mantenimiento Preventivo Unidad Condensadora AM050KXMDCH/AZ. Capacidad 50000 Btu/h	Unid.	1	\$60.00	\$60.00
1.2	Mantenimiento Preventivo Unidad Evaporadora AM009FNTDCH/AA. Capacidad 9000 Btu/h	Unid.	2	\$20.00	\$40.00
1.3	Mantenimiento Preventivo Unidad Evaporadora AM012FNLDCH/AA. Capacidad 12000 Btu/h	Unid.	1	\$30.00	\$30.00
1.4	Mantenimiento Preventivo Unidad Evaporadora AM018FNLDCH/AA. Capacidad 18000 Btu/h	Unid.	1	\$30.00	\$30.00
				SUBTOTAL	\$ 160.00
				12% IVA	\$ 19.20
				Total	\$ 179.20

Elaboración propia.

3.5 Simulación de Carga Térmica en Herramientas Computacionales

Mediante la utilización de dos herramientas computacionales como lo son el Software Block Load de Carrier y Software Autodesk Revit, se obtuvieron las cargas térmicas latentes y sensibles actuantes en la edificación. Para esto se consideraron los parámetros psicrométricos y constructivos que se tomaron en consideración para los cálculos teóricos. En la figura 3.1 y 3.2 se pueden observar algunos parámetros ingresados en el Software de Carrier, mientras que en la figura 3.3 y 3.4 se muestran los datos ingresados en el Software de Revit.

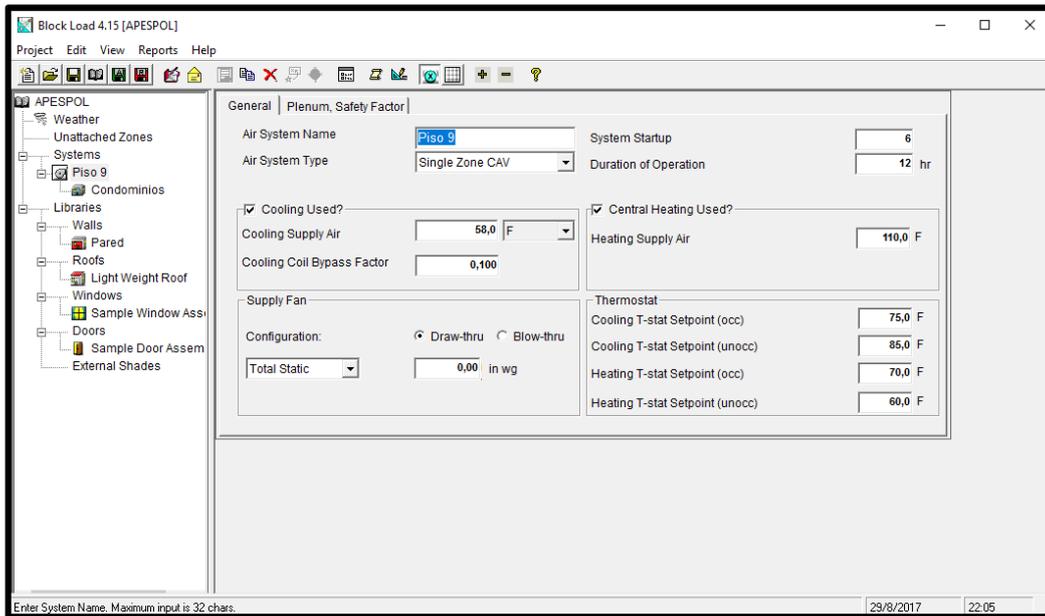


Figura 3.1 Parámetros de diseño en el Software de Carrier.

Fuente, Software Block Load de Carrier

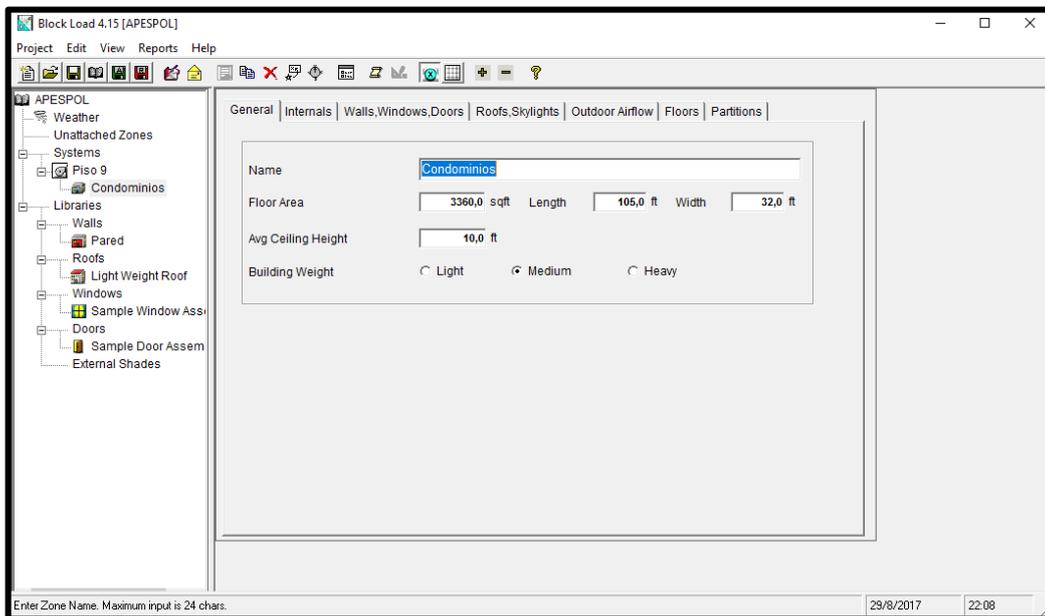


Figura 3.2 Parámetros de diseño en el Software de Carrier.

Fuente, Software Block Load de Carrier

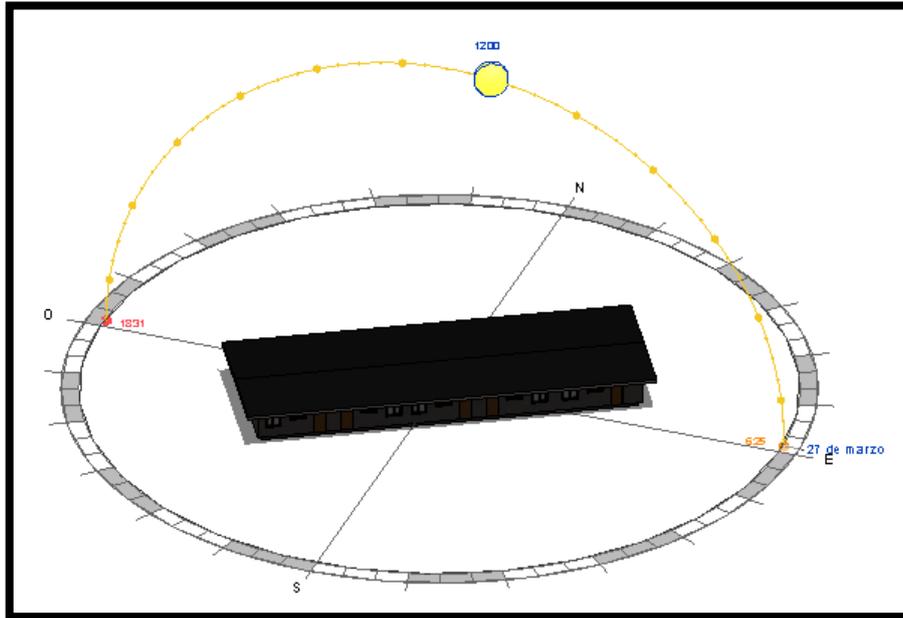


Figura 3.3 Parámetros de diseño en el Software de Autodesk Revit.

Fuente, Software Autodesk Revit

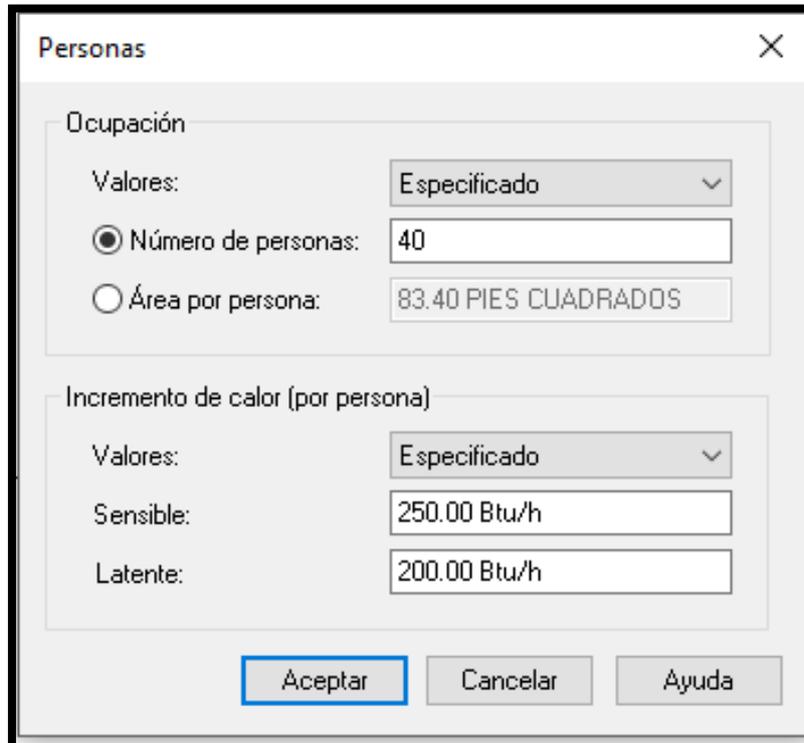


Figura 3.4 Parámetros de diseño en el Software de Autodesk Revit.

Fuente, Software Autodesk Revit

3.6 Comparación de Carga Térmica

Los valores de cargas térmicas obtenidos teóricamente se muestran en el capítulo 2 del presente trabajo y digitalmente se muestran para el Software Block Load de Carrier en el Anexo A.2 y para Software Autodesk Revit en el Anexo A.3. Estos resultados se detallan en la tabla 3.6.

Tabla 3.6 Comparación de Carga Térmica

Carga Térmica			
	Teórico [Btu/hr]	Software Carrier [Btu/hr]	Software Revit [Btu/hr]
Piso 9	200,691	214,321	177,993

Elaboración propia.

3.7 Simulación

En esta sección se presenta resultados de la simulación de carga térmica, y consumo energético de los equipos de aire acondicionado a través de un año típico. El diagrama de la figura 3.5 muestra las cargas de refrigeración acumuladas en el proyecto para cada mes, en donde se puede apreciar que, en el mes de abril, por las altas temperaturas de la ciudad de Ayangue, se produce un incremento de la carga térmica.

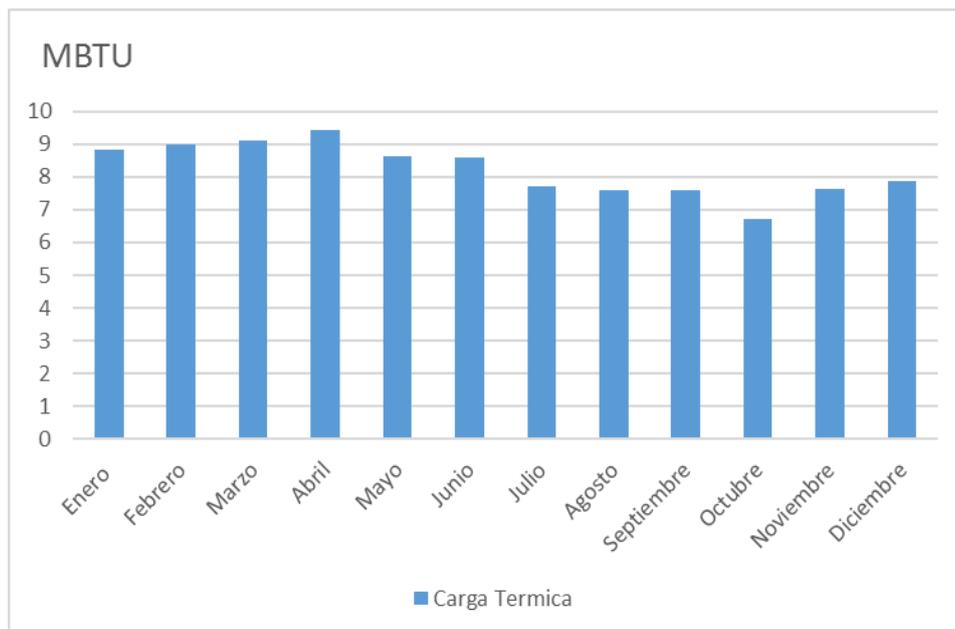


Figura 3.5 Diagrama de Consumo de Electricidad Mensual

Fuente, Análisis Energético Software Revit 2017

En la figura 3.6, se puede observar el diagrama de consumo de electricidad mensual de un departamento tipo considerando 8 horas de operación y 12 días al mes, el cual muestra la estimación eléctrica a causa de los equipos de aire acondicionado que estarían instalados, donde el pico de consumo eléctrico se presenta en el mes de más alta generación de carga de refrigeración, es decir, abril. Asumiendo, que el valor económico de 1 Kwh de uso residencial es de \$0.09 y la carga eléctrica mensual para el mes de abril es aproximadamente 275 Kwh, el costo de la energía eléctrica para un departamento será de \$25.00.

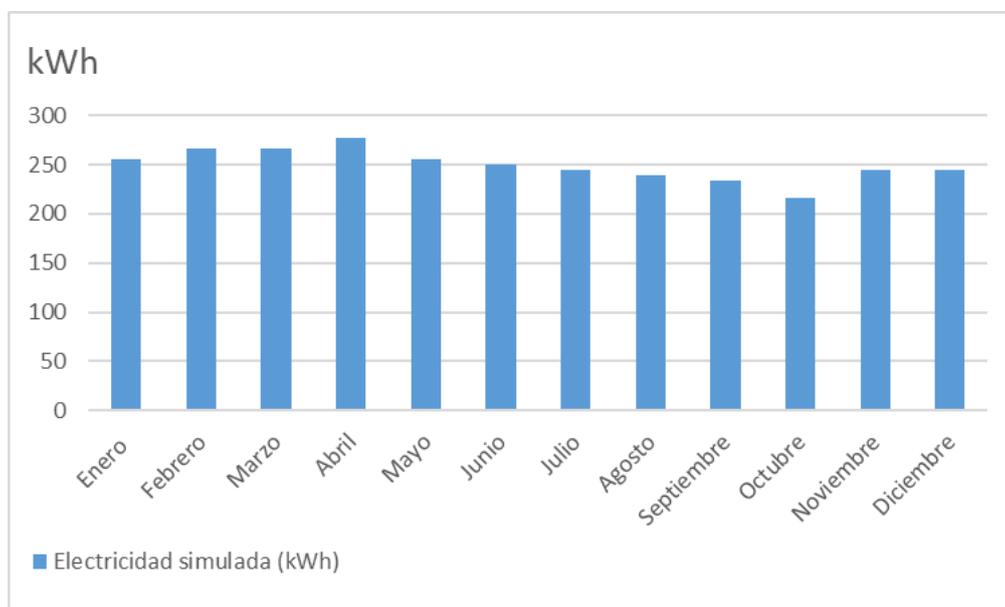


Figura 3.6 Consumo de electricidad Mensual.

Fuente, Análisis Energético Software Revit 2017

3.8 Método de Facturación

Existen al menos 2 métodos con los cuales logramos medir el consumo eléctrico de las unidades de aire acondicionado del proyecto, ya que de esta manera se logra monitorear e independizar la forma de pago del servicio, un criterio muy importante en sistemas centralizados. Medida que se toma para no perjudicar al resto de condóminos en caso de falta de pago del servicio de uno de los apartamentos. El más simple método de facturación independiente es un medidor de energía eléctrica por condominio, en el cual se encuentra conectada la unidad condensadora y sus unidades evaporadoras, lo que permitirá que cada condómino independice el consumo eléctrico por parte de los equipos de aire acondicionado.

El segundo es un arreglo que permite realizar los equipos VRF, consiste en un sistema de control centralizado, el cual registra estadísticamente el consumo eléctrico por horas, días, meses y años. Adicional a esto, cuenta con otros beneficios en su sistema de control como por ejemplo el bloqueo de temperaturas de cualquier evaporador en el edificio, establecer un horario de trabajo, deshabilitar unidades en el edificio y generar una alarma si existe un problema en algún equipo. Para lograrlo se debe colocar un vatímetro por cada condensador y un vatímetro por cada 5 unidades evaporadoras pertenecientes al mismo departamento tal como se muestra en la figura siguiente.

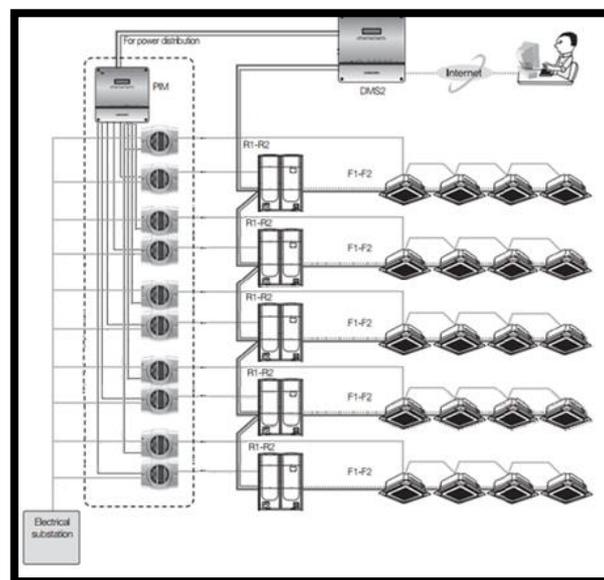


Figura 3.7 Esquema de Sistema de Control centralizado.

Fuente, Software DVM E – Solutions

Las señales del vatímetro irán conectadas a un dispositivo MIM_B17N que traduce la señal eléctrica a una señal compatible con el dispositivo DMS-2, que registra en tiempo real, entre una variedad de parámetros, el consumo eléctrico por equipo. Logrando el objetivo planteado. Cabe destacar que la segunda opción presenta una inversión inicial mayor, pero permite al personal de mantenimiento supervisar y tomar acciones a tiempo real en su computadora de oficina, o de manera remota por medio de un teléfono inteligente.

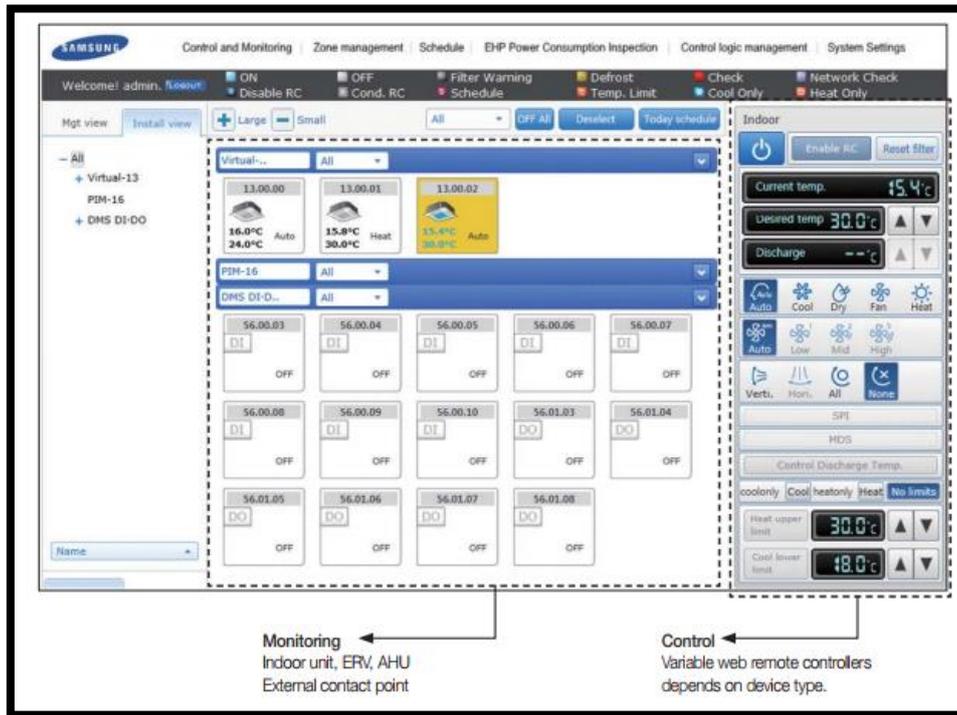


Figura 3.8 Interfaz principal de Control y Monitoreo.

Fuente, Software DVM E – Solutions



Figura 3.9 Control de Horarios.

Fuente, Software DVM E – Solutions

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Conclusiones

El cálculo obtenido teóricamente de la carga térmica del noveno piso de la edificación es de 200,691 Btu/h, el cual se encuentra dentro de un margen de error de +/- 13%, a los obtenidos mediante el software Block Load de Carrier con una carga térmica de 214,231 Btu/h y Autodesk Revit con una carga térmica de 177,993 Btu/h. El diseño de este proyecto arrojó un total de 45 sistemas VRF, 5 sistemas por planta, en el cual cada departamento contara con un condensador de 50,000 Btu/h, dos equipos Fan Coil de 18,000 Btu/h y 12,000 Btu/h y dos consolas de pared decorativos de 9000 Btu/h. Se diseñó un sistema de climatización con equipos existentes en el país. Los equipos seleccionados han sido dimensionados para cubrir una demanda de hasta un 15% más de la carga térmica calculada. Se usó el método de diferencial de presión constante para el diseño de sistema de conductos de distribución de aire, obteniendo para el ducto principal una dimensión de 10"x7" y ductos secundarios de 7"x6", este método es el más idóneo para edificaciones, debido a que este se enfatiza en el control de ruido. La partida presupuestaria por departamento para la implementación de este proyecto arrojó un costo de \$8,621.22 incluido IVA y por mantenimiento trimestral arrojó un costo de \$179.20 incluido IVA. El mayor desempeño energético será en el mes de abril, siendo este mes donde se produzca el pico de carga de refrigeración, así como de consumo eléctrico mayor, estimado un costo monetario de aprox. \$25.00. Finalmente, con los resultados obtenidos, se demuestra que el diseño del sistema de climatización, cumple con las normas ASHRAE y puede mantener un confort térmico y una seguridad ocupacional de los usuarios en la edificación. Los softwares de simulación energética permiten estimar parámetros de funcionamiento y consumo cada corto periodo de tiempo.

4.2 Recomendaciones

Instalar el sistema de tuberías de cobre antes de la canalización eléctrica o líneas de comunicación, para evitar colisiones entre estas. Asegurarse o verificar mientras se realice la selección de equipos del software VRF asignado que la suma de las cargas térmicas no exceda a la capacidad de la carga térmica de la unidad interior, porque de lo contrario la capacidad nominal de las unidades interiores se verá afectada. Asegurarse que la instalación de las unidades condensadoras o externas, cumplan con los lineamientos regidos por el manual de instalación de la marca de estas unidades o equipos VRF, para evitar fenómenos físicos como corrosión, entre otros. Se recomienda realizar un mantenimiento preventivo al serpentín de la unidad exterior 3 veces al año para evitar la acumulación del polvo y minerales salinos, además se recomienda que los espacios entre unidades externas sean lo mínimos requeridos por la marca. Se recomienda usar tuberías de cobre certificadas para evitar que la presión del fluido no afecte a las mismas. El sistema de tubería de cobre durante la instalación siempre se debe mantener limpio, seco y sellado hasta su previo ingreso de refrigerante, para cumplir con estos requisitos es necesario usar gas nitrógeno al soldar las tuberías para evitar la formación de óxidos dentro de las mismas, que en un futuro puedan afectar o dañar internamente al compresor como válvulas, etc. Usar herramientas adecuadas para asegurarse que el borde cortado sea perpendicular a la sección de tubería, eliminar todas las rebabas de los bordes cortados en las cañerías, para evitar futuras fugas de refrigerante. Las instalaciones del sistema deben ser realizadas por técnicos especializados en el área y a su vez supervisados por un ingeniero mecánico que haga cumplir las normas expuestas en la memoria técnica y dimensiones, recorridos del sistema detallados previamente en los planos.

BIBLIOGRAFÍA

ANSI/ASHRAE Standard 55 (2013). Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.

ANSI/ASHRAE Standard 62.1 (2016). Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality.

ANSI/ASHRAE Standard 90.1 (2016). Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings.

ANSI/SMACNA 006. (2006). HVAC Duct Construction Standards - Metal and Flexible

ASHRAE Handbook. (2015). HVAC Applications

Robert McDowall, P. Eng. (2006). Fundamentals of HVAC Systems.

Gerry Price, Phd., P.Eng. (2012). Engineer's HVAC Handbook.

Roger W. Haines, P.E., Michael E. Myers, P.E., LEED AP. (2010). HVAC Systems Design Handbook, Fifth Edition.

Edward G. Pita. (2005). Air Conditioning Principles and Systems

Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar. (2007). Transferencia de Calor y Masa, Fundamentos y Aplicaciones.

INAMHI. (2002). Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología, Anuario Nro-52-2012.

Emerson. (2013). Manual técnico. En Emerson, Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Planos Finales



Out A(AM050KXMDCH/AZ)
Cooling Capa / Heating Capa
47800(0)BTU/h / 47800(0)BTU/h

Dormitorio 1(AM009FNTDCH/AA)
Cooling Capa / Heating Capa
9500(0)BTU/h / 10500(0)BTU/h



Sala y Comedor(AM018FNLDC/AA)
Cooling Capa / Heating Capa
18000(0)BTU/h / 20000(0)BTU/h



Dormitorio 2(AM009FNTDCH/AA)
Cooling Capa / Heating Capa
9500(0)BTU/h / 10500(0)BTU/h



Cocina(AM012FNLDC/AA)
Cooling Capa / Heating Capa
12000(0)BTU/h / 13500(0)BTU/h



Pipe Size 3/8" / 5/8"
Pipe Length 4.10m / 4.10m / 0



Pipe Size 1/4" / 1/2"
Pipe Length 3.50m / 3.50m / 0

Pipe Size 3/8" / 5/8"
Pipe Length 1.50m / 1.50m / 0



Pipe Size 1/4" / 1/2"
Pipe Length 2.70m / 2.70m / 0

Pipe Size 3/8" / 5/8"
Pipe Length 4.20m / 4.20m / 0



Pipe Size 1/4" / 1/2"
Pipe Length 3.65m / 3.65m / 0

Pipe Size 1/4" / 1/2"
Pipe Length 3.95m / 3.95m / 0

DISEÑO DE SISTEMA
DE CLIMATIZACION

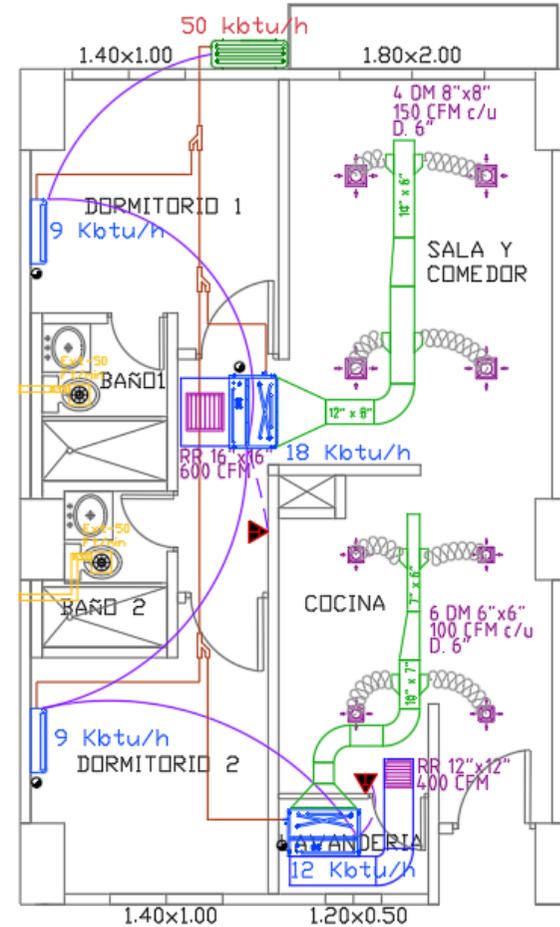
PROYECTO
TESIS
ESPOL-ECUADOR

DIBUJADO POR:	PLANOS DE:	
LENIN CEREZO R.	ESQUEMA DE SISTEMA	
REVISADO POR:	ESCALA:	HOJA:
DR. GUILLERMO S.	N/A	A4
COORDINADOR:	FECHA:	LAMINA:
ING. GONZALO A.	Ago 2017	L00

SELLOS:

SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
DE DEPARTAMENTO
TIPO

SIMBOLOGÍA PARA SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO			
	REJILLA DIFUSOR DE AIRE CUADRADO DE 4 VÍAS		PUNTO DE DRENAJE PARA UNIDADES EVAPORADORAS
	REJILLA DE EXTRACCIÓN DE AIRE CUADRADA DE 1 VÍA		DERIVACIÓN PARA TUBERÍA DE COBRE
	TERMOSTATO PARA EQUIPOS AC		TUBERÍA DE COBRE CON AISLAMIENTO PARA EQUIPOS AC DE VRV
	DUCTO FLEXIBLE CON AISLAMIENTO		CABLE DE COMUNICACION PARA TERMOSTATO
	DUCTO RECTANGULAR		REJILLA DE EXTRACCIÓN DE AIRE LINEAL DE 1 VÍA
	CODO DE 90° REDONDO		TUBERÍA DE PVC DE DIAMETRO 3 IN
	CODO DE 45° REDONDO		EXTRACTOR CENTRIFUGO PARA BAÑO
	DUCTO DE TRANSICIÓN		UNIDAD CONDENSADORA TIPO VRV
	DUCTO DE TRANSICIÓN		UNIDAD EVAPO RADORA TIPO FANCOIL VRV
	DUCTO DE CON COLLARIN CIRCU LAR		UNIDAD EVAPO RADORA TIPO SPLIP DECORATIVO VRV



DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACION

PROYECTO
TE SIS
ESPOL-ECUADOR

DIBUJADO POR:

LENIN CEREZO R.

REVISADO POR:

DR. GUILLERMO S.

COORDINADOR:

ING. GONZALO A.

PLANOS DE:

SISTEMA

TIPO

ESCALA:

N/A

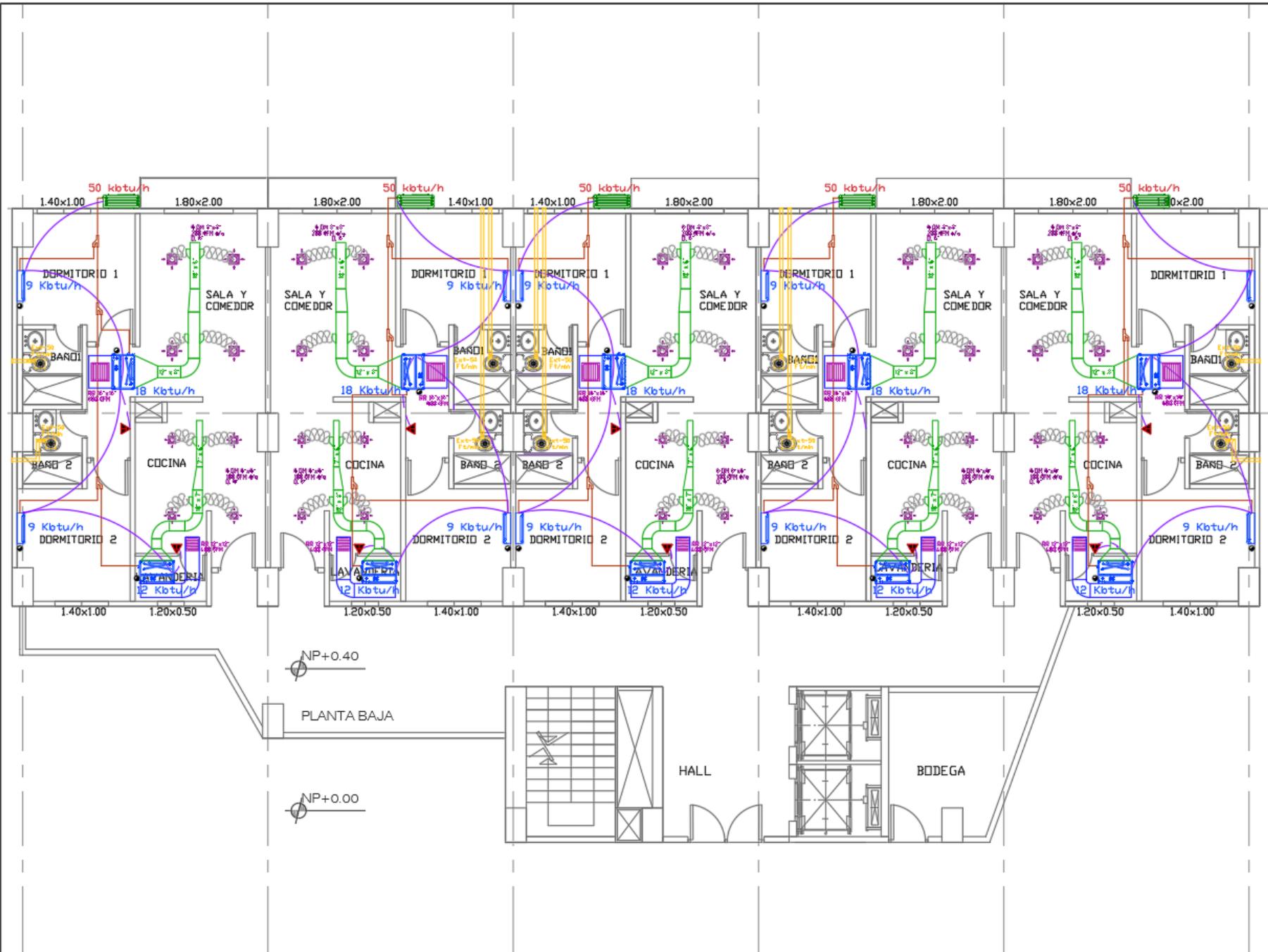
FECHA:

Ago 2017

LAMINA:

L01

SELLOS:



DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACION

PROYECTO TESIS ESPOL-ECUADOR

DIBUJADO POR: PLANOS DE:

LENIN CEREZO R. PLANTA BAJA

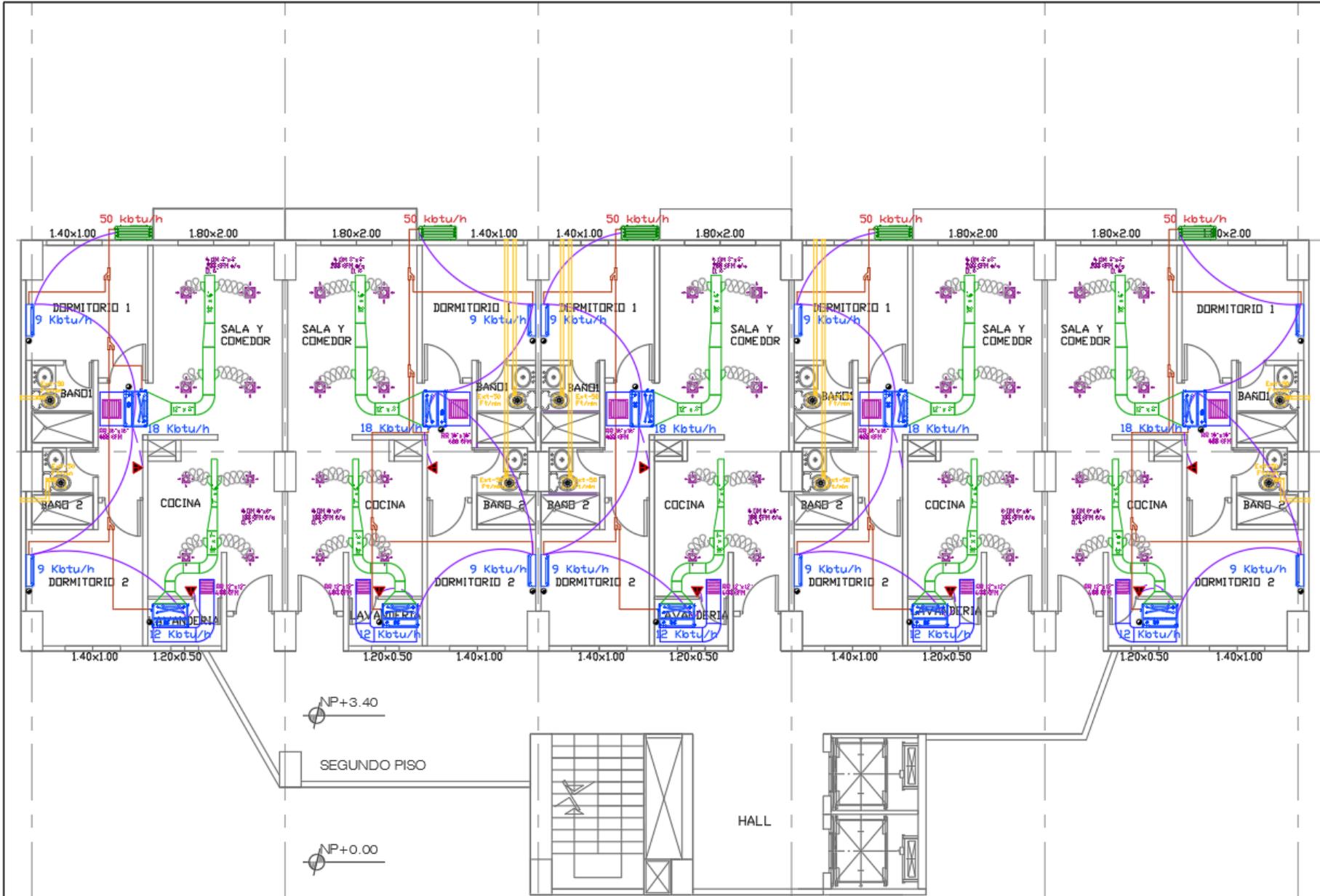
REVISADO POR: ESCALA: HOJA: A4

DR. GUILLERMO S. N/A

COORDINADOR: FECHA: LAMINA: Ago 2017 L02

ING. GONZALO A.

SELLOS:



DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACION			
PROYECTO			
TE SIS			
ESPOL-ECUADOR			
DIBUJADO POR:	PLANOS DE:		
LENIN CEREZO R.	PISOS DOS - OCHO		
REVISADO POR:	ESCALA: HOJA:		
DR. GUILLERMO S.	N/A	A4	
COORDINADOR:	FECHA: LAMINA:		
ING. GONZALO A.	Ago 2017	L03	
SELLOS:			

APÉNDICE B

Ficha Técnica de Unidades VRV

Job Name	Proyecto de Tesis	Location	ESPOL - GUAYAQUIL
Purchaser		Engineer	
Submitted to	Fan Coil de Sala Y Comedor	Reference	<input type="checkbox"/> Approval <input type="checkbox"/> Construction <input type="checkbox"/>
Unit Designation		Schedule #	

Specifications

Performance	Nominal Capacity ¹	Cooling (Btu/h)	18,000 (13,800 SH)	
		Heating (Btu/h)	20,000	
	Condensate	Pints/Hour	5.1	
Power	Voltage	φ / V / Hz	1 / 208-230 / 60	
	Nominal Running Current (A)		0.94	
Fan	Type	Sirocco (3)		
	Motor	Type	Non Feedback SSR(1)	
		Output (W)	100	
Airflow	CFM (UL)	H/M/L	547 / 494 / 441	
	Total CFM Range ²		418 - 580	
External Static Pressure	Standard	"WC	0.08	
	Min. / Max.	"WC	0 / 0.16	
Refrigerant	Type	R410A		
	Control Method		Electronic Expansion Valve	
Piping Connections	Liquid (flare)	Inches	1/4	
	Suction (flare)	Inches	1/2	
	Drain	Inches	VP25 (OD 1 1/4, ID 1)	
Unit Dimensions	W X H X D	Inches	43 1/4 X 7 7/8 X 23 5/8	
	Weight	lbs.	66	
	Duct Connections (refer to drawing)	Supply (inches)	6 X 41 3/4	
		Return (ID, inches)	38 7/16 X 6 11/16	
Sound Level	H / L	dB	36 / 31	
Accessories	Condensate Pump	<input type="checkbox"/>	MDP-E075SEE3D	
	External Contact Control	<input type="checkbox"/>	MIM-B14	
	Wireless Receiver Kit	<input type="checkbox"/>	MRK-A10N / MRW-10A	
	External Temperature Sensor	<input type="checkbox"/>	MRW-TA	
Safety Certifications		ETL & ETLc		



- Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM Eco systems (AM*****/AA).
- High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection.
- Discharge air temperature sensor with target discharge temperature control capability

Construction

The unit shall be constructed of insulated, galvanized steel

Heat Exchanger

The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube

Indoor Fan

Indoor fan is a centrifugal type with a single fan motor

Three fan speed settings and auto setting

Fan output can be configured during commissioning for various external static pressure ranges

Controls

The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal

The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution

Controls shall integrate with a BMS system

Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

Air Filtration

The unit shall ship with basic filtration as standard

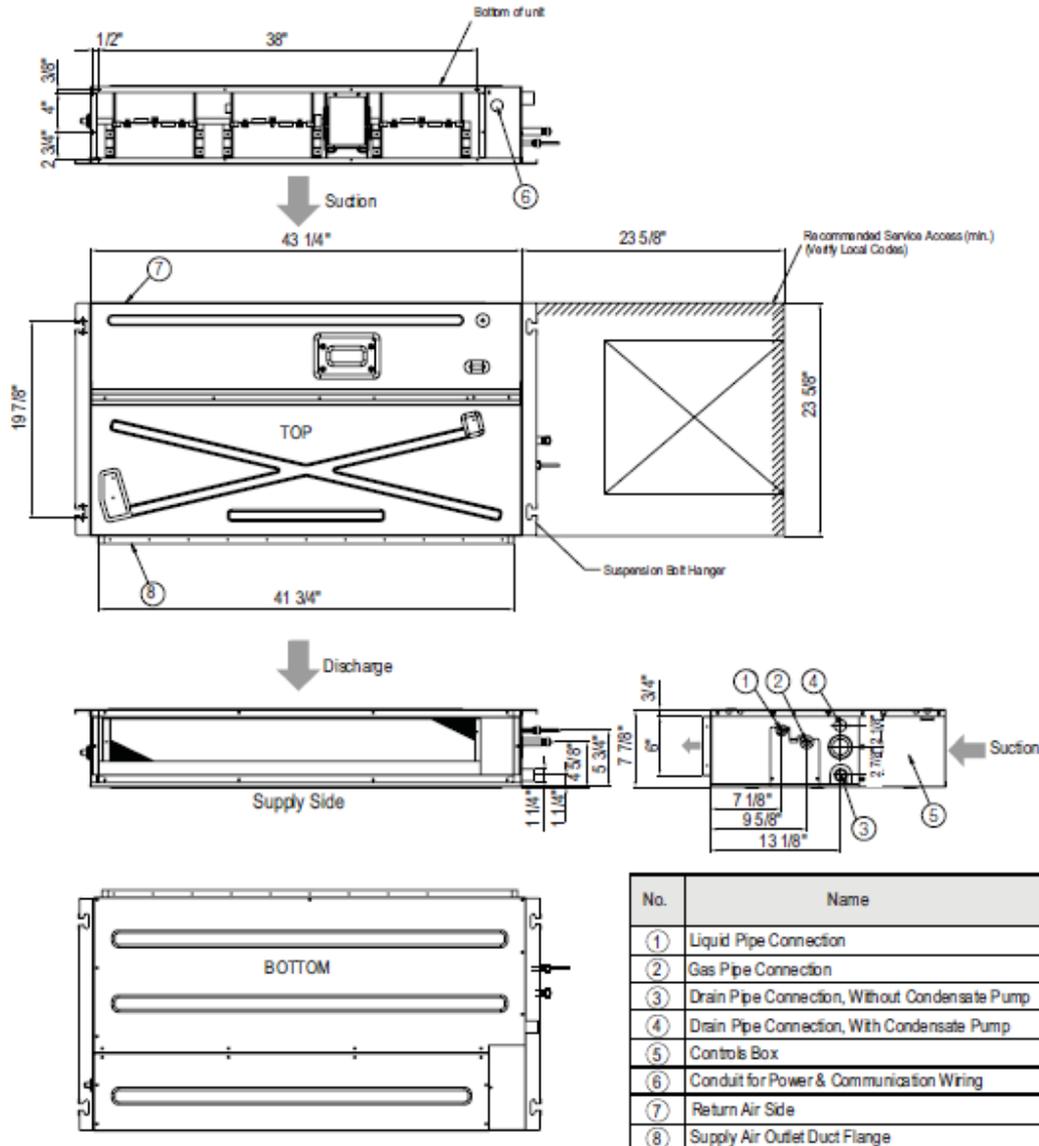
Pressure drop across the filter must be factored into the total ESP.

¹ Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80 °F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB
Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70 °F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

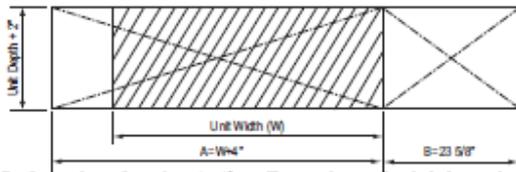
² Refer to technical data book for fan performance details and settings

Samsung HVAC maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

Samsung DVM S Series, Slim Duct Unit

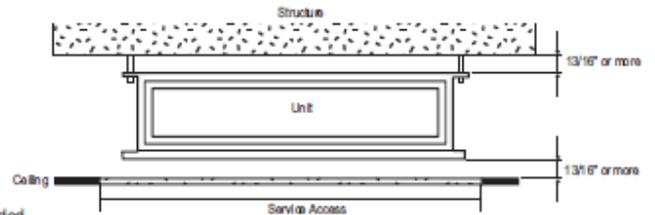


Inspection Opening Requirements



In applications where there is not a tile ceiling, an inspection hole is required. If height between ceiling and structure is 3.25' or more, inspection opening "B" is recommended. If height between ceiling and structure is less than 3.25', inspection opening "A" and "B" is recommended. (verify state and local codes).

Unit Clearance From Structure



Job Name	Proyecto de Tesis	Location	ESPOL - GUAYAQUIL
Purchaser		Engineer	
Submitted to	Fan Coil de Cocina	Reference	<input type="checkbox"/> Approval <input type="checkbox"/> Construction <input type="checkbox"/>
Unit Designation		Schedule #	

Specifications

Performance	Nominal Capacity ¹	Cooling (Btu/h)	12,000 (9,100 SH)
		Heating (Btu/h)	13,500
	Condensate	Pints/Hour	2.7
Power	Voltage	ø / V / Hz	1 / 208-230 / 60
	Nominal Running Current (A)		0.51
Fan	Type	Sirocco (2)	
	Motor	Type	Non Feedback SSR(1)
		Output (W)	60
Airflow	CFM (UL)	H/M/L	353 / 300 / 247
	Total CFM Range ²		218 - 375
External Static Pressure	Standard	"WC	0.08
	Min. / Max.	"WC	0 / 0.16
Refrigerant	Type	R410A	
	Control Method	Electronic Expansion Valve	
Piping Connections	Liquid (flare)	Inches	1/4
	Suction (flare)	Inches	1/2
	Drain	Inches	VP25 (OD 1 1/4, ID 1)
Unit Dimensions	W X H X D	Inches	35 3/8 X 7 7/8 X 23 5/8
	Weight	lbs.	54
	Duct Connections (refer to drawing)	Supply (inches)	6 X 33 7/8
		Return (ID, inches)	30 9/16 X 6 11/16
Sound Level	H / L	dB	29 / 27
Accessories	Condensate Pump	<input type="checkbox"/>	MDP-E075SEE3D
	External Contact Control	<input type="checkbox"/>	MIM-B14
	Wireless Receiver Kit	<input type="checkbox"/>	MRK-A10N / MRW-10A
	External Temperature Sensor	<input type="checkbox"/>	MRW-TA
Safety Certifications	ETL & ETLc		



- Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM Eco systems (AM*****/AA).
- High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection.
- Discharge air temperature sensor with target discharge temperature control capability

Construction

The unit shall be constructed of insulated, galvanized steel

Heat Exchanger

The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube

Indoor Fan

Indoor fan is a centrifugal type with a single fan motor

Three fan speed settings and auto setting

Fan output can be configured during commissioning for various external static pressure ranges

Controls

The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal

The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution

Controls shall integrate with a BMS system

Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

Air Filtration

The unit shall ship with basic filtration as standard

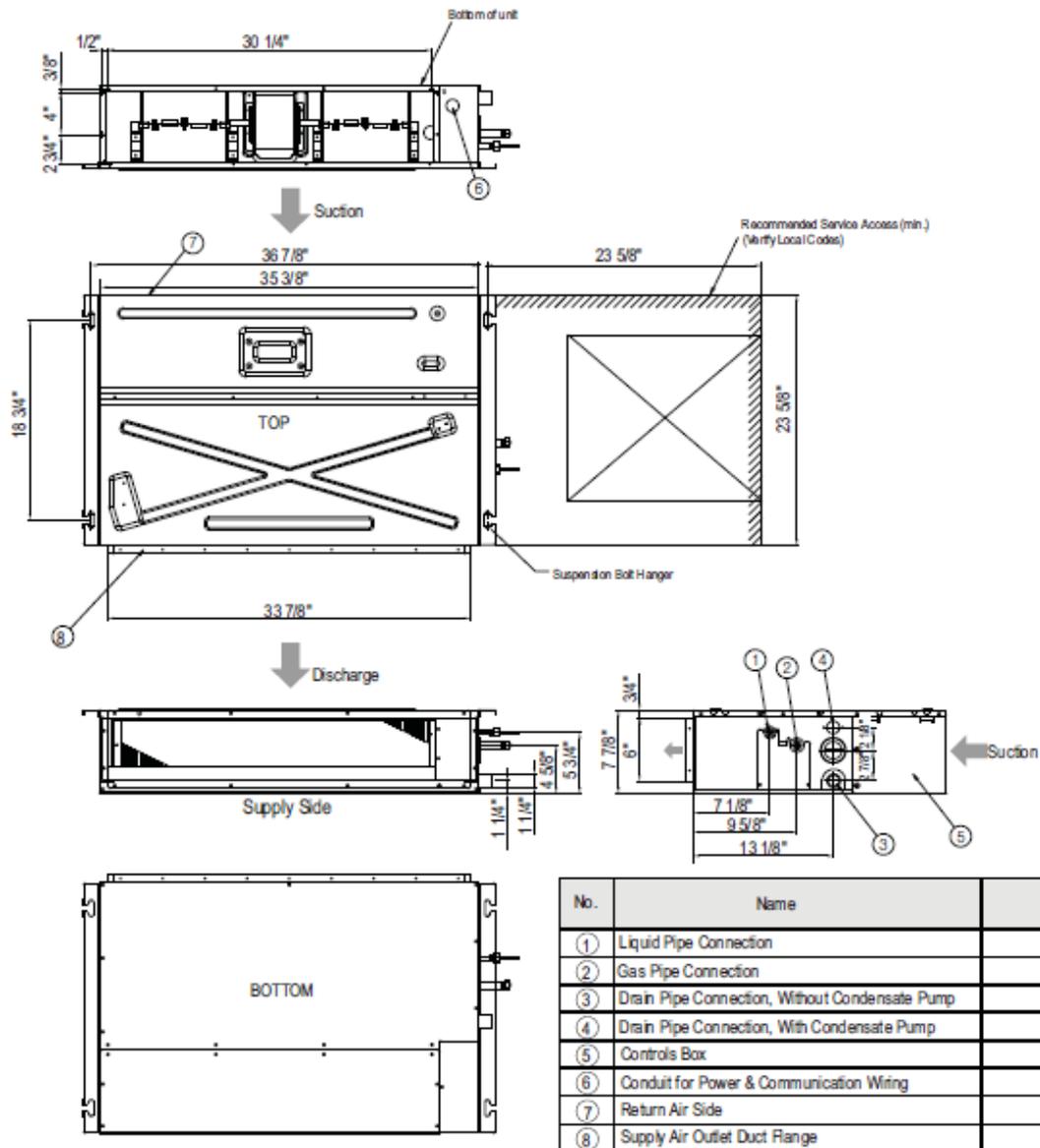
Pressure drop across the filter must be factored into the total ESP.

¹ Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80°F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB
Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70°F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

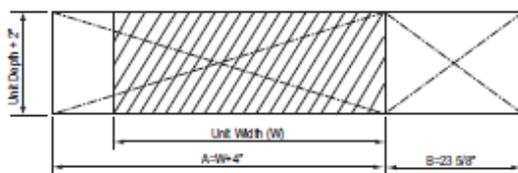
² Refer to technical data book for fan performance details and settings

Samsung HVAC maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

Samsung DVM S Series, Slim Duct Unit



Inspection Opening Requirements



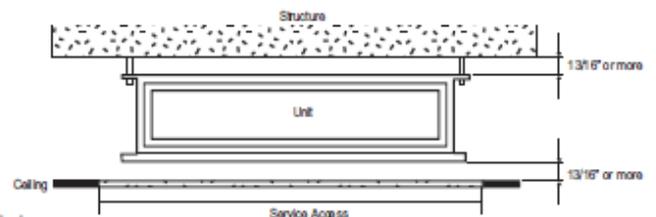
In applications where there is not a tile ceiling, an inspection hole is required.

If height between ceiling and structure is 3.25' or more, inspection opening "B" is recommended.

If height between ceiling and structure is less than 3.25', inspection opening "A" and "B" is recommended.

(verify state and local codes).

Unit Clearance From Structure



Job Name	Proyecto de Tesis	Location	ESPOL - GUAYAQUIL
Purchaser		Engineer	
Submitted to	Dormitorio Uno Y Dos	Reference	<input type="checkbox"/> Approval <input type="checkbox"/> Construction <input type="checkbox"/>
Unit Designation		Schedule #	

Specifications

Performance	Nominal Capacity ¹	Cooling (Btu/h)	9,500 (6,400 SH)	
		Heating (Btu/h)	10,500	
	Condensate	Pints/Hour	3.0	
Power	Voltage (ϕ/V/Hz)	1 / 208-230 / 60		
	Nominal Running Current (A)	0.25		
Fan	Type	Crossflow		
	Motor	Type	Feedback SSR (1)	
		Output (W)	23	
Airflow	CFM (UL)	H/M/L	290 / 254 / 219	
Refrigerant	Type	R410A		
	Control Method	Electronic Expansion Valve (external) ²		
Piping Connections	Liquid (flare)	Inches	1/4	
	Suction (flare)	Inches	1/2	
	Drain	Inches	ID 11/16 Hose	
Unit Dimensions	W X H X D	Inches	32 1/2 X 11 1/4 X 7 1/2	
	Weight	lbs.	19	
Sound Level	H / L	dB	31 / 27	
Accessories	Single Unit Expansion Valve Kit	<input type="checkbox"/>	MEV-E24SA	
	External Contact Control	<input type="checkbox"/>	MIM-B14	
	Condensate Pump	Aspen Mini Orange	<input type="checkbox"/>	ASP-MO-UNIV 110-250
		Blue Diamond	<input type="checkbox"/>	BD-BLUE230
	External Temperature Sensor	<input type="checkbox"/>	MRW-TA	
Safety Certifications	ETL & ETLc			



• Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM Eco systems (AM*****/AA).

• Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with unit)

• Supplemental, replaceable, anti-allergy and deodorizing filters included as standard

• The unit shall have LED indicator lights, IR receiver, and 1 motorized louver

• High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection.

Construction

HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket

Heat Exchanger

The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube

Indoor Fan

Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type

Three fan speed settings and auto setting

Controls

The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal

The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution

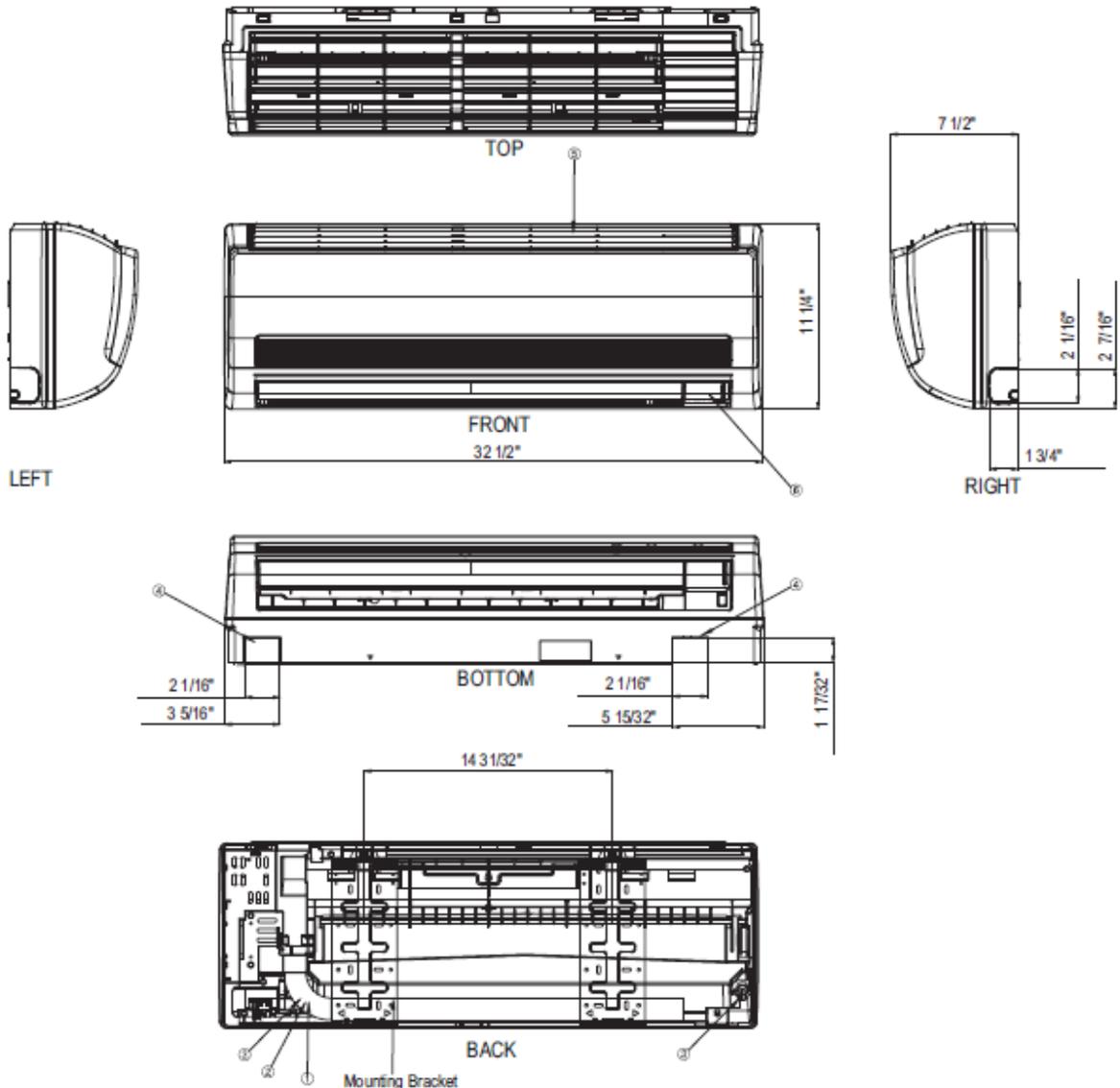
Controls shall integrate with a BMS system

Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

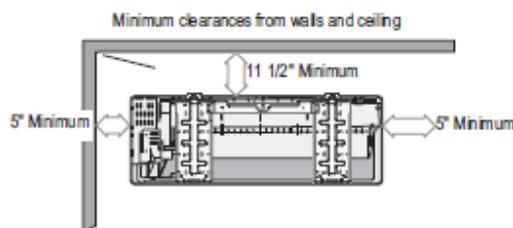
¹ Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80°F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 99°F DB, 75°F WB.
Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70°F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

² External electronic expansion valve must be purchased separately.

Samsung HVAC maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.



No.	Name	Description
①	Liquid Pipe Connection	Ø 1/4" Flare
②	Gas Pipe Connection	Ø 1/2" Flare
③	Drain Pipe Connection	ID 11/16" Hose
④	Optional Cabinet Penetration Opening	-
⑤	Air Inlet Grille	-
⑥	Air Outlet Louver	-



Pipe hole locations for straight-through wall penetrations



Job Name Proyecto de Tesis
 Purchaser _____
 Submitted to Unidad Exterior del Departamento Tipo
 Unit Designation _____

Location ESPOL - GUAYAQUIL
 Engineer _____
 Reference Approval Construction
 Schedule # _____

System Specifications

Performance	US Ton (nominal)		4.42
	Capacity (Btu/h)	Nominal Cooling ¹	53,000
		Nominal Heating ²	61,000
	System Modulation down to (Btu/h)		7,500
	SEER	Ducted / Non-Ducted	15.5 / 18.5
	EER	Ducted / Non-Ducted	9.45 / 10.3
HSPF	Ducted / Non-Ducted	8.6 / 8.8	
Power	Voltage	(a/V/Hz)	1 / 208-230 / 60
	Maximum Circuit Breaker (MCCB/ELB/ELCB)		50
	Minimum Circuit Ampacity (MCA)		34
Indoor Units	Total Capacity (%)		50 - 130% Of Outdoor Capacity
	Maximum Indoor Unit Quantity		9
Compressor	Type		Twin BLDC Rotary X1
	RLA	A	26.0
Refrigerant	Type		R410A
	Factory Charge	lbs.	7.05
Pipe Connections	Liquid X Suction		3/8 X 5/8
Installation Limitation ³	Max. Distance - ODU to IDU (feet)		492 (574 equivalent)
	Vertical Separation (feet)	ODU to IDU	164 / 131
		Highest/Lowest IDU	49
	Total Refrigerant Pipe (feet)		984
Condenser Fan	Fan	Type	Propeller X 2
		Output (CFM)	3,885
	Motor	Type	BLDC
		Output (W) / FLA (A)	125 X 2 / 0.6
Dimensions	W X H X D	Inches	37 X 47 5/8 X 13
	Weight	lbs.	227
Sound Level	dB (A)	Max.	51
Operating Temperature Range	Cooling ⁴	°F	0 - 118
	Heating	°F	-4 - 66
Accessories	Wind Baffles	Front (requires 2)	<input type="checkbox"/> WBF-1
		Back	<input type="checkbox"/> WBB-2
	Wi-Fi Adapter		<input type="checkbox"/> MIM-H03UN
	Mode Selector Switch For HP Systems		<input type="checkbox"/> MCM-C200
Safety Certifications			ETL & ETLc
Protection Devices	Intelligent logic to ensure proper operation within unit design limitations and operational parameters		
	High pressure sensor, low pressure sensor, over-voltage protection, compressor over-current protection, current transformer, fan motor voltage protection, fan motor thermal protection, high voltage fuses		



Compatibility

Only compatible with Samsung DVM S indoor units (AM****N**CH/AA)

Construction

The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish

Refrigerant pipe connections inside unit chassis with penetrations available on front, back, right, and bottom sides for versatile installation

Heat Exchanger

The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube.

Controls

The unit shall be operated via NASA Protocol with controls provided by Samsung

Controls shall integrate with Samsung central controls without additional interface modules

The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution

Control wiring shall be 16 AWG X 2 shielded wire.

Refrigerant System

The compressors shall be Samsung hermetically sealed, inverter driven, twin BLDC Rotary type.

Refrigerant flow shall be controlled by EEV (electronic expansion valve) throughout the system.

A flat plate subcooler device will improve capacity at extreme system refrigerant pipe lengths and reduce refrigerant noise.

Other Features

Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound

Optional snow blowing logic to prevent snow drifting on idle outdoor units

¹Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80 °F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB.

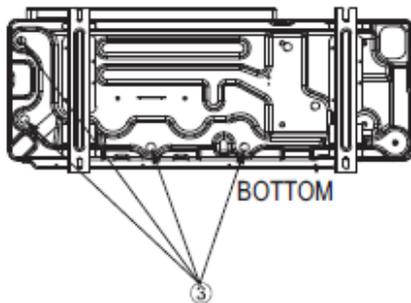
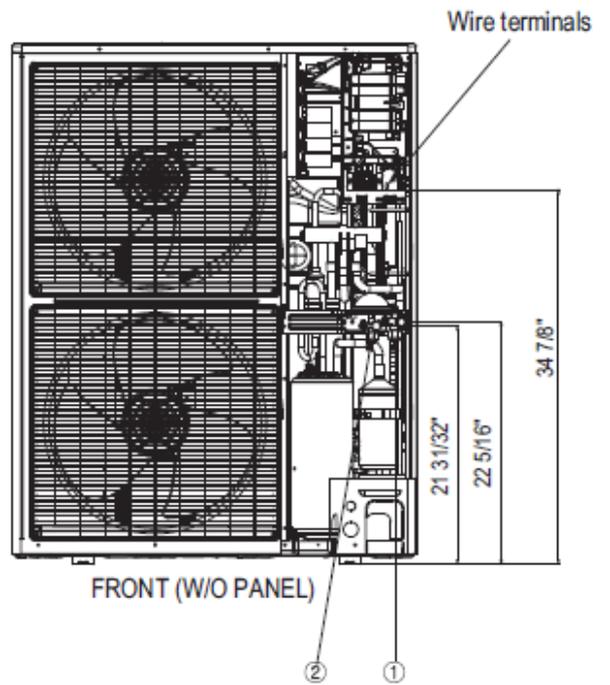
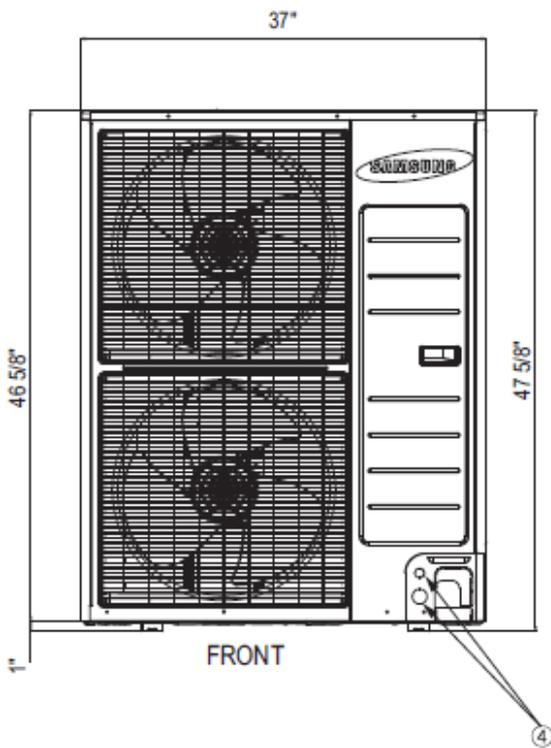
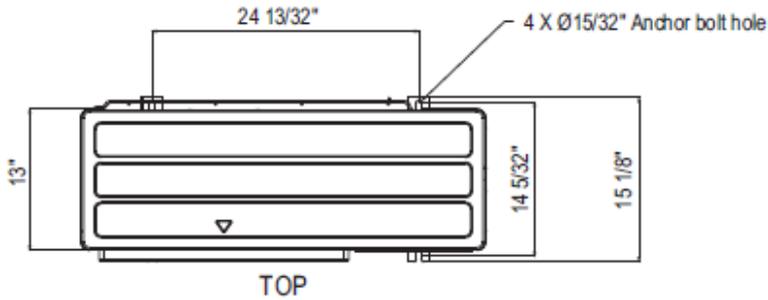
²Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70 °F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

³Other pipe restrictions and requirements exist. Please consult installation manuals or technical data book for full details.

⁴When cooling in outside temperatures between 0°F ~ 23°F, wind baffles are required. When outside temperature is between 0°F ~ 23°F, 50% operating capacity should be maintained to ensure reliability while in cooling mode.

Samsung HVAC maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

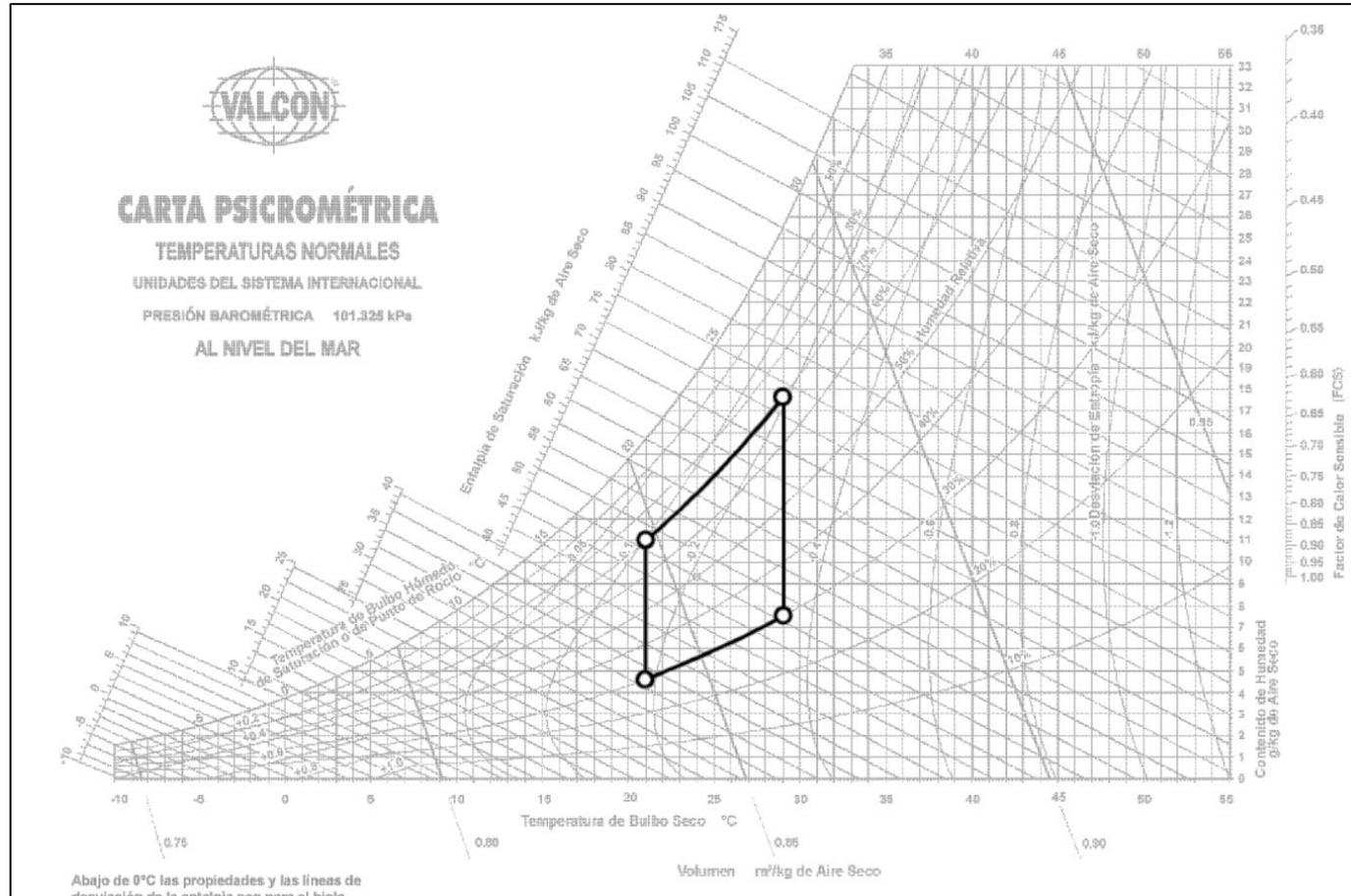




- ① Gas refrigerant pipe opening
- ② Liquid refrigerant pipe opening
- ③ Condensate drain holes
- ④ Communication conduit opening (2 X Ø1 3/8")

ANEXOS

Anexo A.1 Carta Psicrométrica de Ashrae mostrando la zona de confort.



Fuente, Handbook ASHRAE. 2012.

Anexo A.2 Sumario de Cargas Térmicas del Software Block Load Carrier.

Zone Loads based on TFM	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	Feb 0600			Design Heating Day		
	OA DB / WB 79 F / 78,5 F			OA DB / WB 67 F / 56 F		
	Details	Sensible BTU/hr	Latent BTU/hr	Details	Sensible BTU/hr	Latent BTU/hr
Window and Skylight Solar Loads	300 sqft	17863	-	300 sqft	-	-
Wall Transmission	1574 sqft	26763	-	1574 sqft	2862	-
Roof Transmission	3607 sqft	27876	-	3607 sqft	1450	-
Window Transmission	300 sqft	1350	-	300 sqft	747	-
Skylight Transmission	0 sqft	0	-	0 sqft	0	-
Door Loads	80 sqft	213	-	80 sqft	118	-
Floor Transmission	0 sqft	0	-	0 sqft	0	-
Partitions/Ceilings	0 sqft	0	-	0 sqft	0	-
Overhead Lighting	6900 W	19870	-	0 W	0	-
Electric Equipment	10251 W	32542	-	0 W	0	-
People	40	7890	8200	0	0	0
Infiltration	-	1503	17817	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	15% / 15%	20380	3903	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	156249	29919	-	5176	0
Thermostat and Pulldown Adjustment	-	28139	0	-	1510	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Ventilation Load	0 CFM	0	0	0 CFM	0	0
Supply Fan Load	8513 CFM	0	-	8513 CFM	0	-
>> Total System Loads	-	184388	29919	-	6686	0
Central Cooling Coil	-	184388	29933	-	0	0
Central Heating Coil	-	0	-	-	6686	-
>> Total Coil Loads	-	184388	29933	-	6686	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Fuente, Software Block Load de Carrier.

Anexo A.3 Sumario de Cargas Térmicas del Software Autodesk Revit.

Resumen del proyecto	
Ubicación y clima	
Proyecto	Nombre de proyecto
Dirección	
Tiempo de cálculo	domingo, 27 de agosto de 2017 16:23
Tipo de informe	Estándar
Latitud	-1.98°
Longitud	-80.75°
Temp. seca verano	90 °F
Temp. húmeda verano	80 °F
Temp. seca invierno	67 °F
Oscilación media diaria	12 °F

Resumen de construcción	
Entradas	
Tipo de edificio	Oficina
Área (PIES CUADRADOS)	3,336
Volumen (m³)	756.15
Resultados calculados	
Valor máximo de carga total de refrigeración (Btu/h)	177,993
Valor máximo de refrigeración (mes y hora)	Febrero 16:00
Valor máximo de carga sensible de refrigeración (Btu/h)	151,471
Valor máximo de carga latente de refrigeración (Btu/h)	26,522
Capacidad máxima de refrigeración (Btu/h)	177,993
Valor máximo de flujo de aire de refrigeración (L/s)	3,928.8
Valor máximo de carga de calefacción (Btu/h)	7,141
Valor máximo de flujo de aire de calefacción (L/s)	165.7
Sumas de comprobación	
Densidad de la carga de refrigeración (Btu/(h-ft²))	53.36
Densidad del flujo de refrigeración (L/(s-m²))	12.68
Flujo/carga de refrigeración (L/(s-kW))	75.32
Área/carga de refrigeración (m²/kW)	5.94
Densidad de la carga de calefacción (Btu/(h-ft²))	2.14
Densidad del flujo de calefacción (L/(s-m²))	0.53

Resumen de zona - 1	
Entradas	
Área (PIES CUADRADOS)	3,336
Volumen (m³)	756.15
Posición de ajuste de refrigeración	70 °F
Posición de ajuste de calefacción	70 °F
Temperatura de suministro de aire	54 °F
Número de personas	40
Infiltración (L/s)	0.0
Tipo de cálculo de volumen de aire	Ventilación/Aire acondicionado - conducto sencillo
Humedad relativa	50.00% (User Specified)
Psicometría	
Mensaje psicométrico	None
Serpentín de refrigeración ingresando en el intervalo de temperatura seca	71 °F
Serpentín de refrigeración ingresando en el intervalo de temperatura húmeda	60 °F
Serpentín de refrigeración abandonando el intervalo de temperatura seca	49 °F
Serpentín de refrigeración abandonando el intervalo de temperatura húmeda	50 °F
Temperatura seca de mezcla de aire	71 °F
Resultados calculados	
Valor máximo de carga de refrigeración (Btu/h)	177,993
Valor máximo de refrigeración (mes y hora)	Febrero 16:00
Valor máximo de carga sensible de refrigeración (Btu/h)	151,471
Valor máximo de carga latente de refrigeración (Btu/h)	26,522
Valor máximo de flujo de aire de refrigeración (L/s)	3,928.8
Valor máximo de carga de calefacción (Btu/h)	7,141
Valor máximo de flujo de aire de calefacción (L/s)	165.7
Valor máximo de flujo de aire de ventilación (L/s)	165.7
Sumas de comprobación	
Densidad de la carga de refrigeración (Btu/(h-ft²))	53.36
Densidad del flujo de refrigeración (L/(s-m²))	12.68
Flujo/carga de refrigeración (L/(s-kW))	75.32
Área/carga de refrigeración (m²/kW)	5.94
Densidad de la carga de calefacción (Btu/(h-ft²))	2.14
Densidad del flujo de calefacción (L/(s-m²))	0.53
Densidad de ventilación (L/(s-m²))	0.53
Ventilación/persona (L/s)	4.1

Componentes	Refrigeración		Calefacción	
	Cargas (Btu/h)	Porcentaje del total	Cargas (Btu/h)	Porcentaje del total
Muro	39,674	22.29%	3,932	55.06%
Ventana	4,087	2.30%	313	4.39%
Puerta	5,569	3.13%	542	7.59%
Cubierta	16,724	9.40%	1,178	16.49%
Claraboya	0	0.00%	0	0.00%
Partición	0	0.00%	0	0.00%
Infiltración	0	0.00%	0	0.00%
Ventilación	26,175	14.71%	1,176	16.48%
Iluminación	27,549	15.48%		
Potencia	37,230	20.92%		
Personas	15,731	8.84%		
Plénium	0	0.00%		
Calor del ventilador	5,255	2.95%		
Recalentamiento	0	0.00%		
Total	177,993	100%	7,141	100%

Fuente, Software Autodesk Revit.



Jorge Washington Avilés Villavicencio



Lenin Andrés Cerezo Romero

jwviles@espol.edu.ec lcerezo@espol.edu.ec

“Diseño de Sistema de Climatización para una Edificación de Propiedad Horizontal Considerando su Desempeño Energético Durante su Operación”

Los sistemas de Climatización se han ido desarrollando a través del tiempo, como respuesta a las necesidades de confort de la sociedad, de tal modo que, en la actualidad su uso es imprescindible.



Ubicación: Provincia de Santa Elena, Ayangue

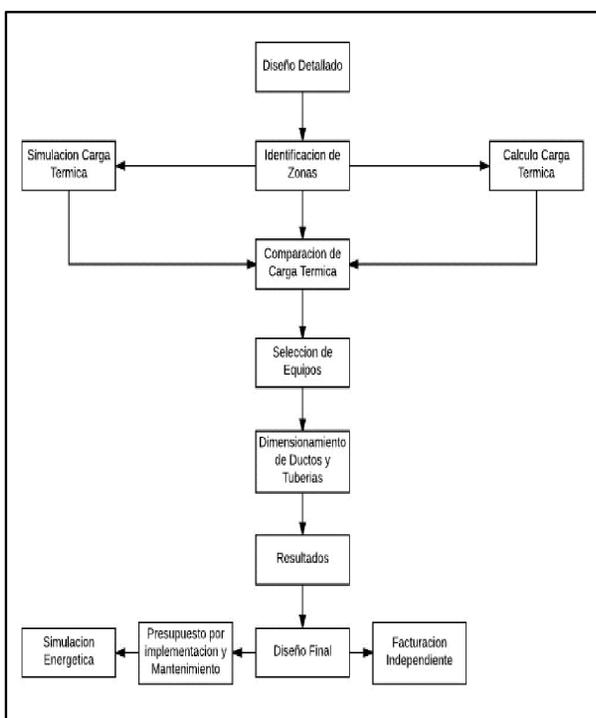
Temperatura máxima (BS): 92 °F

% Humedad relativa: 97%

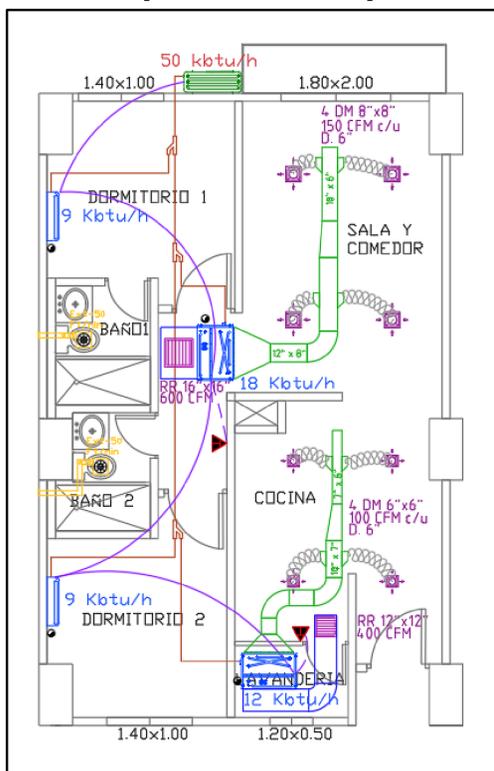
Matriz de Decisión

Criterios	Importancia Relativa	Sistema Agua-Aire		Sistema Unitario Split		Sistema VRV o Multi-Split	
		Desempeño Relativo	Puntaje relativo	Desempeño Relativo	Puntaje relativo	Desempeño Relativo	Puntaje relativo
Costo Inicial	1	1,5	1,5	2	2	1,5	1,5
Costo de Operación	2	1,5	3	1,5	3	2	4
Individualización de Sistema	2,5	1	2,5	2	5	2	5
Condición de Espacio	1,5	1,5	2,25	1	1,5	2	3
Facturación Individual	2	1,5	3	2	4	2	4
Factibilidad de Mantenimiento	1	1	1	1,5	1,5	2	2
	10	Total	13,25	Total	17	Total	19,5

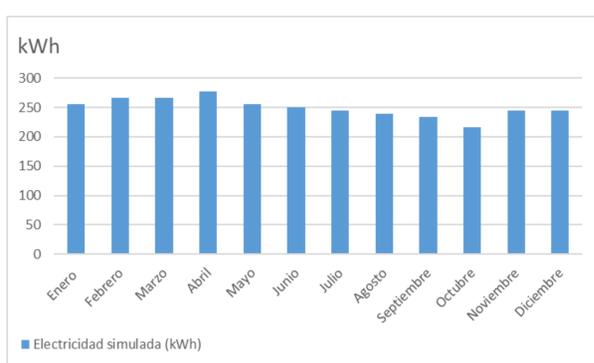
Metodología de Diseño



Sistema de Aire Acondicionado de Departamento Tipo



Consumo Eléctrico por Condominio

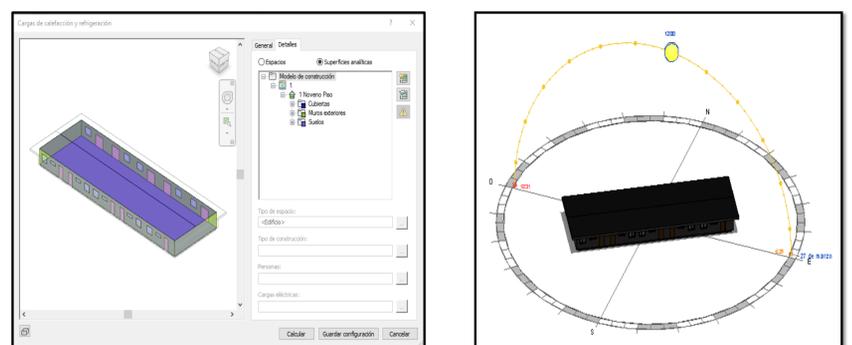


Carga Térmica			
	Teórico [Btu/hr]	Software Carrier [Btu/hr]	Software Revit [Btu/hr]
Condominio Tipo	40,138	42,864	35,598

Carga Térmica de Equipos			
Zona	Área (m ²)	Zona [Btu/hr]	Equipos [Btu/hr]
Dormitorio 1	9,00	7218	Split de 9000
Dormitorio 2	9,00	7218	Split de 9000
Sala y Comedor	19,00	15238	Fan Coil de 18000
Cocina	13,00	10426	Fan Coil de 12000

Presupuesto	
Suministro e Instalación	\$ 8,621.22
Mantenimiento Trimestral	\$ 179.20

Simulación



Facturación

