



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO MECÁNICO.
CON MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL.

TEMA:

**Optimización del sistema de aire acondicionado en el área de patio de
comidas para el Centro Comercial San Marino, utilizando equipos de
flujo de refrigerante variable.**

AUTOR:

Marco Vinicio Flores Martínez

Trabajo de Titulación previo a la obtención del grado de
**INGENIERO EN ELÉCTRICO MECÁNICO CON MENCIÓN EN GESTIÓN
EMPRESARIAL.**

TUTOR:

Hidalgo Aguilar, Jaime Rafael

Guayaquil, Ecuador

20 de Marzo de 2017



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRO MECÁNICA
CON MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL.

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por el Sr.
Marco Vinicio Flores Martínez como requerimiento para la obtención del
título de **INGENIERO EN ELÉCTRICO MECÁNICO CON MENCIÓN EN
GESTIÓN EMPRESARIAL.**

TUTOR

Hidalgo Aguilar, Jaime Rafael

DIRECTOR DE CARRERA

Heras Sánchez, Miguel Armando

Guayaquil, a los 20 días del mes de Marzo del año 2017



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO MECÁNICA
CON MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL.

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, **Marco Vinicio Flores Martínez**

DECLARÓ QUE:

El trabajo de titulación **“Optimización del sistema de aire acondicionado en el área de patio de comidas para el Centro Comercial San Marino, utilizando equipos de flujo de refrigerante variable”** previo a la obtención del Título de **Ingeniero en Eléctrico Mecánico con Mención en Gestión Empresarial**, ha sido desarrollado respetando derechos intelectuales de terceros conforme las citas que constan en el documento, cuyas fuentes se incorporan en las referencias o bibliografías. Consecuentemente este trabajo es de mi total autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance del Trabajo de Titulación referido.

Guayaquil, a los 20 días del mes de Marzo del año 2017

EL AUTOR



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO MECÁNICO
CON MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL.

AUTORIZACIÓN

Yo, **Marco Vinicio Flores Martínez**

Autorizo a la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, la publicación, en la biblioteca de la institución del Trabajo de Titulación: **“Optimización del sistema de aire acondicionado en el área de patio de comidas para el Centro Comercial San Marino, utilizando equipos de flujo de refrigerante variable”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y total autoría.

Guayaquil, a los 20 días del mes de Marzo del año 2017

EL AUTOR

MARCO VINCIO FLORES MARTINEZ

REPORTE DE URKUND

URKUND

Documento	TRABAJO TITULACION MARCO FLORES -2017.docx (D25927628)
Presentado	2017-02-21 08:28 (-05:00)
Presentado por	rafael.hidalgo@cnel.gob.ec
Recibido	edwin.palacios.ucsg@analysis.orkund.com
Mensaje	Fwd: TRABAJO DE TITULACIÓN MARCO FLORES Mostrar el mensaje completo 4% de esta aprox. 26 páginas de documentos

Lista de fuentes Bloques

+	Categoría	Enlace/nombre de archivo	▣
+	■	Reyes_Cristhian_FINAL.docx	▣
+	■	TT Wilson Valverde.docx	▣
+	■	TT RFID Cristian Jativa.docx	▣
+	■	cinthia tesis.docx	▣
+	> ■	http://nergiza.com/que-es-un-si...	▣

Reiniciar Exportar Compartir

DEDICATORIA

A MI ABUELA JULIA TERESA DEL NIÑO JESÚS RODRIGUEZ DE
MARTÍNEZ.

A MI ABUELO MATERNO RIGOBERTO MARTÍNEZ CASTRO.

A MIS ABUELOS PATERNOS.

A MIS PADRES.

A MIS HERMANOS.

Y DEMÁS FAMILIARES.

EL AUTOR

MARCO VINICIO FLORES MARTÍNEZ

AGRADECIMIENTO

A mis padres Marcelo Flores y Martha Martínez, gracias a su paciencia, guía y amor.

A mi querida prima la Dra. Silvia Lázaro Martínez, que gracias a ellos he podido salir adelante y llegar a esta meta que será de buen ejemplo para mis hermanos para que ellos sigan adelante en los estudios y puedan alcanzar el éxito que tanto anhelaba mi abuelita Julia, que estoy muy seguro que desde el cielo comparte y disfruta de cada uno de los logros obtenidos por todos sus nietos.

A mis abuelos paternos, Cesar Flores y Carmen Toca, que con el ejemplo de trabajo y dedicación familiar han sabido forjar en mí el espíritu de lucha.

A los ingenieros de la empresa HVAC INGENIERÍA S.A. con su ayuda académica me guiaron con el diseño y realización de esta tesis.

A mi tutor el ingeniero Rafael Hidalgo por sus acertados consejos y dirigencia en la culminación de mis tesis.

Y a todos los miembros docentes de la FACULTAD TÉCNICA PARA EL DESARROLLO.

EL AUTOR

MARCO VINICIO FLORES MARTÍNEZ



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO MECÁNICO
CON MENCIÓN EN GESTION EMPRESARIAL.

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

f. _____

HIDALGO AGUILAR, JAIME RAFAEL
TUTOR

f. _____

HERAS SANCHEZ, MIGUEL ARMANDO
DIRECTOR DE CARRERA

f. _____

PHILCO ASQUI, LUIS ORLANDO
COORDINADOR DE ÁREA

Contenido

Índice de Figuras	XII
Índice de Tablas.....	XV
Resumen	XVI
Abstract.....	XVII
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	2
1.1. Introducción.....	2
1.2. Antecedentes.	4
1.3. Justificación del Problema.....	4
1.4. Objetivos	5
1.4.1. Objetivo General.....	5
1.4.2. Objetivos Específicos.	5
1.5. Metodología.	5
CAPÍTULO 2: SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN POR VRF.....	6
2.1. Principios Básicos.	6
2.1.1. Confort Ambiental.....	6
2.1.2. Enfriamiento y deshumectación.....	8
2.1.3. Calentamiento y humectación.....	9
2.1.4. Ventilación	9
2.1.5. Filtrado.	12
2.1.5.1. Clasificación de los filtros.....	15
2.1.6. Circulación del aire.	17
2.2. Calidad del aire interior.....	17
2.3. Transferencia de calor.....	18
2.4. Calor específico.....	21
2.5. Calor sensible	22
2.6. Calor latente.....	22
2.7. Temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo.....	23

2.8.	Acústica.....	24
2.9.	¿Qué es un sistema VRF?	25
2.10.	VRF a 3 tubos: la recuperación de calor.....	28
2.11.	Sistema Inverter	30
2.11.1.	Ventajas.	31
2.12.	Acondicionamiento con FAN-COILS.....	33
2.12.1.	Descripción del FAN-COIL.....	34
CAPÍTULO 3: CÁLCULOS DE LA CARGA TÉRMICA DEL PATIO DE COMIDAS.....		36
3.1.	Criterios para el diseño del sistema de aire acondicionado.	36
3.2.	Estudio de la carga térmica	37
3.3.	Cálculo de la carga térmica sensible de pared y techo.	37
3.4.	Cálculos de carga térmica sensible en equipos eléctricos.	42
3.5.	Carga sensible debido a la radiación a través de las ventanas.....	44
3.6.	Carga sensible y latente generado por las personas.	46
3.7.	Volumen de ambiente.....	48
CAPÍTULO 4: DISEÑO DE LA INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....		50
4.1.	Diseño del sistema de climatización por medio de software para VRF.	51
4.2.	Material de los Ductos.....	56
4.3.	Diseño de Ductos para el Sistema de Climatización.....	57
4.4.	Dimensiones.	57
4.4.1.	Diseño del sistema de climatización A1 y A2 VRF.	64
4.5.	Difusores.	71
4.5.1	Difusores de techo.....	71
4.5.2	Difusores lineales.	74
4.5.3	Rejillas.....	74
4.6.	Dimensiones de las tuberías de cobre.....	76
4.6.1	Dimensionamiento de las líneas de succión.	78

4.6.2 Dimensionamiento de las líneas de líquido.....	79
CAPITULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	81
5.1. Conclusiones.....	81
5.2. Recomendaciones.....	82
ANEXOS.....	83
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	87

Índice de Figuras

Capítulo 2

Figura 2. 1: Carta de confort de ASHRAE	8
Figura 2. 2: Esquema de un filtro electrostático.	15
Figura 2. 3: Transferencia de calor por conducción	19
Figura 2. 4: Transferencia de calor por convección y radiación	19
Figura 2. 5: Cuadro indicador de ruido.....	24
Figura 2. 6: Sistema VRF con 2 tuberías de cobre y diversas unidades interiores.	27
Figura 2. 7: Sistema VRF con 3 tuberías de cobre y diversas unidades interiores	29
Figura 2. 8: Sistema de aire acondicionado VRF para un edificio.....	30
Figura 2. 9: Sistema inverter	33
Figura 2. 10: Gráfico Sistema Fan-Coil.....	35
Figura 2. 11: Fan-Coil	35

Capítulo 3

Figura 3. 1: Pared exterior	42
Figura 3. 2: Representación gráfica de las ventanas.	45
Figura 3. 3: Detalle de la ampliación del patio de comidas.	48

Capítulo 4

Figura 4. 1: Unidades del Software.....	51
Figura 4. 2: Selección de unidades interiores (Indoor) y unidades exteriores (Outdoor).	52
Figura 4. 3: Building 1.....	53
Figura 4. 4: Building 2.....	53
Figura 4. 5: Comprobación del sistema para Building 1.....	54
Figura 4. 6: Comprobación del sistema para Building 2.....	54
Figura 4. 7: Característica técnicas de las unidades interiores (evaporadoras).....	55
Figura 4. 8: Características Técnicas de las Unidades Exteriores (condensadoras).....	56
Figura 4. 9: Diagrama de pérdida por fricción en pulgadas de agua por 100 FT	58
Figura 4. 10: Transición en ductos.....	61
Figura 4. 11: Pérdidas por fricción de flujo de aire a través de ductos redondos de lámina galvanizada	62
Figura 4. 12: Diámetros de ductos redondos equivalentes.....	63
Figura 4. 13: Sistema A1 VRF	65
Figura 4. 14: Sistema A2 VRF	65
Figura 4. 15: software de diseño de ductos	66
Figura 4. 16: Cálculos de ductos para 3200 CFM.....	68
Figura 4. 17: Cálculos de ductos para 2400 CFM.....	68
Figura 4. 18: Cálculos de ductos para 1600 CFM.....	69

Figura 4. 19: Cálculos de ductos para 800 CFM.....	69
Figura 4. 20: Diseño del tramo de ducto del sistema A1.....	70
Figura 4. 21: Diseño del tramo de ducto del sistema A1.....	71
Figura 4. 22: Difusor cuadrado de 4 vías, aletas móviles.	71
Figura 4. 23: Difusor cuadrado de 4 vías, aletas fijas.	72
Figura 4. 24: Difusor circular	72
Figura 4. 25: Difusor rectangular o lineal.	74
Figura 4. 26: Rejillas de retorno	76

Índice de Tablas

Capítulo 2

Tabla 2. 1: Tasas de Ventilación Mínima en Zonas de Respiración	10
Tabla 2. 2: Tasas de Ventilación Mínima en Zonas de Respiración	11
Tabla 2. 3: Tasas de Ventilación Mínima en Zonas de Respiración	12
Tabla 2. 4: Clasificación de las impurezas de aire por tamaño	14
Tabla 2. 5: Concentración característica de polvo por zonas	14
Tabla 2. 6: Cuadro de aplicaciones de los filtros.....	16
Tabla 2. 7: Calor en Vatios (W) producido por un cuerpo humano en función de la actividad	21
Tabla 2. 8: Cuadro de depresión de bulbo seco	23

Capítulo 3

Tabla 3. 1: Coeficientes de transmisión K $\text{Wattsm}^2 * ^\circ\text{K}$	39
Tabla 3. 2: Coeficientes de transmisión K $\text{Wattsm}^2 * ^\circ\text{K}$	39
Tabla 3. 3: Aportaciones solares a través del vidrio sencillo.....	45
Tabla 3. 4: Calor emitido por personas en watts.....	46

Capítulo 4

Tabla 4. 1: Velocidades recomendadas para Ductos.....	59
Tabla 4. 2: Características del tubo de cobre.	77
Tabla 4. 3: Dimensión de la tuberías de cobre.....	80

Resumen

El siguiente trabajo constituye el diseño de un sistema de climatización para la ampliación del patio de comidas del Centro Comercial San Marino, utilizando la tecnología VRF (Volumen de Refrigerante Variable - del inglés variable refrigerant flow) que es un concepto referido a equipos de aire acondicionado que se encuentra enfocado para amplias viviendas y edificios comerciales de medio y gran tamaño, teniendo como consideración el confort térmico para los clientes que visitan el patio de comidas, los niveles de ruido, la carga térmica, circulación del aire, materiales a usarse como los ductos, difusores, tuberías, sensores, aislantes y rejillas indicadas por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción Refrigeración y Aire Acondicionado ASHRAE.

Actualmente, los altos niveles de temperatura que sufre la ciudad de Guayaquil varían entre los 32 a 39°C afectando gravemente con la salud de las personas, ocasionando ojos irritados, conjuntivitis, sarpullido, problemas respiratorios e insolación, que son algunas de las molestias generadas en los días calurosos, como los registrados diariamente.

El Centro Comercial, se ve un poco afectado por estas altas temperaturas de la urbe porteña, ya que las personas deciden ingresar a este sitio mercantil para poder refrescarse, evitando daños a la salud y pasar un momento agradable en compañía de amigos o familiares. Es por esto que tomaron la decisión de ampliar el sector del patio de comidas para brindar una mayor comodidad a todos sus clientes con la tecnología VRF.

Abstract

The following work constitutes the design of an air conditioning system for the expansion of the food court of the San Marino Shopping Center, using VRF (Variable Refrigerant Volume) technology that is a concept related to air conditioning equipment Which is focused on large houses and commercial buildings of medium and large size, taking into consideration the thermal comfort for customers who visit the food court, noise levels, thermal load, air circulation, materials to be used as Ducts, diffusers, pipes, sensors, insulation and grids indicated by the American Society of ASHRAE Refrigeration and Air Conditioning Engineers.

At present, the high temperature levels in Guayaquil vary from 32 to 39 ° C, seriously affecting people's health, causing irritated eyes, conjunctivitis, rashes, respiratory problems and insolation, which are some of the annoyances On hot days, such as those recorded daily.

The Shopping Center, is a little affected by these high temperatures of the city of Buenos Aires, as people decide to enter this mercantile site to be able to refresh themselves, avoiding damage to health and spend a pleasant time in the company of friends or family. That is why they decided to expand the food court sector to provide greater comfort to all their customers with VRF technology.

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1. Introducción.

La tecnología VRF (Volumen de Refrigerante Variable – del inglés Variable Refrigerant Flow) es un sistema multi-split, en que la unidad exterior se encuentra unida a varias unidades interiores, que funcionan individualmente por ambientes o áreas mediante los llamados sistemas de expansión directa, en los que el gas refrigerante “intercambia” calor con el aire del ambiente – y luego regresa para su condición inicial en el ciclo del sistema de refrigeración. (Chemours, 2016)

Esta tecnología será implementada en el Centro Comercial San Marino por ser altamente eco eficiente, amigable con el medio ambiente, primordialmente porque pueden proveer a varias unidades interiores, un número mayor de ambientes a climatizar, con tan solo un único compresor, en comparación con los equipos convencionales. Además, conserva la uniformidad en la capacidad de refrigeración brindada a cada unidad evaporadora. (Chemours, 2016)

Desde su inauguración el 25 de julio del 2003, con una construcción ajustada al estilo del Guayaquil Antiguo, tiene un área total de 20.000 metros cuadrados, en construcción 90.000 metros cuadrados, hay lugar para 1.500 vehículos y tiene 200 locales comerciales repartidos en tres pisos y subsuelos. Para este proyecto inmobiliario fueron contratados más de 1.000

obreros y forma una de las obras arquitectónicas más grandes que se ha realizado en el norte de la ciudad.(El Universo, 2016)

Situada en una de las avenidas más concurridas de la urbe, el Centro Comercial San Marino, administrada por la empresa DK Management, es una de las áreas comerciales más visitadas por los ciudadanos, no solo de Guayaquil que viven en esta hermosa y majestuosa ciudad, sino también de turistas nacionales y extranjeros, situándose en el primer lugar preferido por los adeptos, brindando las excelentes oportunidades de recreo, esparcimiento y ni hablar de su excelente gastronomía.

El Centro Comercial se incorporó a los quince Centros Comerciales que ya goza el Puerto Principal, doce de ellos en el norte y tres en el centro, a los que habitualmente visita la ciudadanía.

Debido a ello, se ha implementado una innovadora y amplia remodelación de su arquitectura interna en la ampliación del patio de comidas, el mismo que cuenta actualmente con 19 locales.

1.2. Antecedentes.

El patio de comidas del Centro Comercial resultaba muy estrecho y se veía abarrotado de sus clientes que ingresaban a este sector para poder realizar el consumo pero no encontraban un lugar donde estar cómodos y poder disfrutar en paz y tranquilidad de la gastronomía que ofrece cada uno de sus locales de comida. El movimiento acelerado económico y turístico que experimenta la ciudad de Guayaquil en los últimos años hace que algunos centros comerciales emprendan obras de ampliación con el objetivo de brindar una mayor satisfacción a todos sus clientes y darles el mejor confort en el ámbito de la climatización con su nuevo sistema de aire acondicionado adaptado a la ampliación del patio de comidas. (UBICATV, 2016)

1.3. Justificación del Problema.

Todos los VRF tiene la capacidad de mantener la uniformidad en climatización en cada una de las unidades evaporadoras que se encuentran conectadas al sistema, además ofrece la ventaja que pueden ser accionados por un solo operador sin que otros componentes sean conectados, esto no ocurre con los sistema de expansión indirecta.

Esto ayudaría al Centro Comercial en lo económico, el consumo de energía eléctrica se reduciría considerablemente y podrían hacer una climatización ajustando a una temperatura ambiente adecuada para el confort de sus clientes. (Chemours, 2016)

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General.

Realizar el nuevo diseño del sistema de aire acondicionado en el área de ampliación del patio de comidas del Centro Comercial San Marino con la optimización de equipos VRF.

1.4.2. Objetivos Específicos.

- Efectuar el estudio de las cargas térmicas respectivas en el área a optimizar.
- Elaborar los planos respectivos de la climatización por medio de herramienta de cálculo y diseño.
- Presentar los beneficios que conllevan la utilización de un sistema de flujo de refrigerante variable (VRF).

1.5. Metodología.

Para este proyecto se deberá contar con investigación documental, planos arquitectónicos del centro comercial, herramientas de diseño en climatización con el propósito de recopilar toda la información necesaria para alcanzar el diseño óptimo deseado.

CAPÍTULO 2: SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN POR VRF

2.1. Principios Básicos.

El objetivo del aire acondicionado, es proporcionar algunas funciones destinadas a proveer el confort térmico y la calidad del aire interior para el normal desenvolvimiento en la vida de las personas y/o el mejoramiento de los diferentes procesos industriales. (Quadri, 2001)

2.1.1. Confort Ambiental.

En el mantenimiento de clima interior agradable y que brinde beneficios a la salud de las personas, es de gran importancia en cuanto al diseño y la debida instalación del sistema de aire acondicionado, enfocados al confort ambiental de cada uno de las personas que se encuentren en el área.

En base a esto se puede definir al confort ambiental como un estado de satisfacción del ser humano, tomando en cuenta al ambiente en donde vive, existen variables que determinan esa sensación de bienestar, las cuales son:

- Individuales.
- Ambientales.

Las variables individuales del confort, básicamente dependen de las características de cada uno de los individuos y de muchos aspectos, como su nivel de actividad física, tipo de vestimenta que esté usando, sexo, edad, estado de salud y al momento de realizar el análisis respectivo, hay que

tomar en cuenta el intercambio de calor que existe entre el cuerpo humano y con el ambiente.

En cuanto a las variables ambientales, se relacionan prácticamente con los cambios que se producen en el clima del local, área, sector a climatizar y los parámetros básicos que debemos contralar en el sistema de climatización.

En la Figura 2.1, se observa en el eje de la abscisa (X) tenemos la temperatura seca y en el eje longitudinal (Y) contamos con la temperatura húmeda. Las líneas inclinadas de abajo hacia arriba, nos indican los distintos grados de humedad relativa. Estas líneas inclinadas nos muestran las temperaturas efectivas y están a 15, 20, 25 y 30°C.

A continuación se observa las líneas centrales numeradas:

- 1. Ligeramente fresco.
- 2. Confortable.
- 3. Ligeramente caluroso.
- 4. Caluroso.

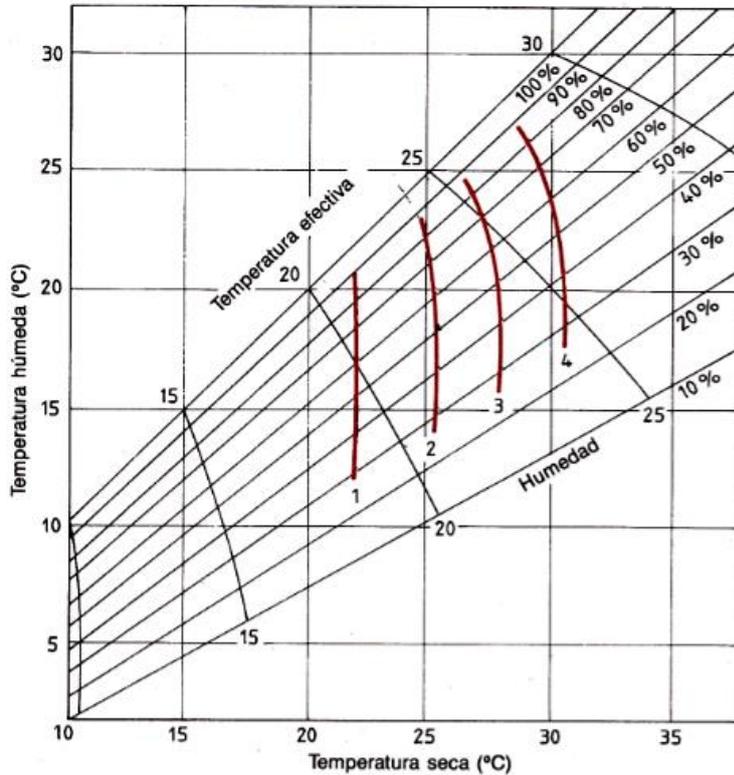


Figura 2. 1: Carta de confort de ASHRAE
Fuente: AHSRAE

2.1.2. Enfriamiento y deshumectación.

Para la época de verano se debe enfriar y además de esto deshumidificar el aire para así obtener el confort dentro del área a climatizar, porque la humedad relativa aumentaría de forma considerable, estimulando una mala sensación, disgusto e incluso incomodidad.

En este proceso se absorbe el calor sensible y también el calor latente del aire por efecto de la condensación, pasando paralelamente por unas baterías o serpentín de enfriamiento.

2.1.3. Calentamiento y humectación.

Para la época de invierno es necesario calentar y humidificar el aire para conseguir el confort deseado. Este proceso se efectúa por medio de una batería agua caliente o eventualmente vapor, vinculadas con cañerías a una planta de calderas o intercambiadores a gas o eléctricos. (SIMOES ALEXANDRE CELSO, 2009)

“La cantidad de humedad presente en el aire se mide o define a través del término humedad relativa, entendida como el porcentaje de humedad que contiene el aire en comparación con la capacidad del aire para retener la humedad”. (Whitman & Johnson, 2000, p. 161)

Esta humedad relativa, se modifica o disminuye de acuerdo va aumentando la temperatura del ambiente.

2.1.4. Ventilación

La función de ventilación, consiste en ingresar el aire exterior para renovar constantemente el aire que se encuentra en recirculación del sistema en las proporciones adecuadas para obtener un correcto nivel de pureza. En el proceso respiratorio se llega a consumir oxígeno y se exhala anhídrido carbónico, y se debe proveer aire nuevo al ambiente para evitar algún daño a la salud y malos olores.

La ventilación natural y la ventilación mecánica, se pueden trabajar en conjunto para dar suministro del aire.

Tabla 2. 1: Tasas de Ventilación Mínima en Zonas de Respiración

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		
Correctional Facilities									
Cell	5	2.5	0.12	0.6		25	10	4.9	2
Dayroom	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Guard stations	5	2.5	0.06	0.3		15	9	4.5	1
Booking/waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		50	9	4.4	2
Educational Facilities									
Daycare (through age 4)	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Daycare sickroom	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	3
Classrooms (ages 5–8)	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Classrooms (age 9 plus)	10	5	0.12	0.6		35	13	6.7	1
Lecture classroom	7.5	3.8	0.06	0.3		65	8	4.3	1
Lecture hall (fixed seats)	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Art classroom	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Science laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
University/college laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Wood/metal shop	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Computer lab	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Media center	10	5	0.12	0.6	A	25	15	7.4	1
Music/theater/dance	10	5	0.06	0.3		35	12	5.9	1
Multi-use assembly	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1
Food and Beverage Service									
Restaurant dining rooms	7.5	3.8	0.18	0.9		70	10	5.1	2
Cafeteria/fast-food dining	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7	2
Bars, cocktail lounges	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7	2
Kitchen (cooking)	7.5	3.8	0.12	0.6		20	14	7.0	2
General									
Break rooms	5	2.5	0.06	0.3		25	10	5.1	1
Coffee stations	5	2.5	0.06	0.3		20	11	5.5	1
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Corridors	–	–	0.06	0.3		–			1
Occupiable storage rooms for liquids or gels	5	2.5	0.12	0.6	B	2	65	32.5	2
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
Laundry rooms, central	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	2
Laundry rooms within dwelling units	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies/prefunction	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8	1
Multipurpose assembly	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1

Elaborado por: (ASHRAE (Firm), 2016)

Tabla 2. 2: Tasas de Ventilación Mínima en Zonas de Respiración

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
Office Buildings										
Breakrooms	5	2.5	0.12	0.6		50	7	3.5	1	
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1	
Occupiable storage rooms for dry materials	5	2.5	0.06	0.3		2	35	17.5	1	
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	
Miscellaneous Spaces										
Bank vaults/safe deposit	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	2	
Banks or bank lobbies	7.5	3.8	0.06	0.3		15	12	6.0	1	
Computer (not printing)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0	1	
General manufacturing (excludes heavy industrial and processes using chemicals)	10	5.0	0.18	0.9		7	36	18	3	
Pharmacy (prep. area)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5	2	
Photo studios	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1	
Shipping/receiving	10	5	0.12	0.6	B	2	70	35	2	
Sorting, packing, light assembly	7.5	3.8	0.12	0.6		7	25	12.5	2	
Telephone closets	–	–	0.00	0.0		–			1	
Transportation waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1	
Warehouses	10	5	0.06	0.3	B	–			2	
Public Assembly Spaces										
Auditorium seating area	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1	
Places of religious worship	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1	
Courtrooms	5	2.5	0.06	0.3		70	6	2.9	1	
Legislative chambers	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1	
Libraries	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1	
Lobbies	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1	
Museums (children's)	7.5	3.8	0.12	0.6		40	11	5.3	1	
Museums/galleries	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1	
Residential										
Dwelling unit	5	2.5	0.06	0.3	F,G	F			1	
Common corridors	–	–	0.06	0.3					1	
Retail										
Sales (except as below)	7.5	3.8	0.12	0.6		15	16	7.8	2	
Mall common areas	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1	
Barbershop	7.5	3.8	0.06	0.3		25	10	5.0	2	

Elaborado por: (ASHRAE (Firm), 2016)

Tabla 2. 3: Tasas de Ventilación Mínima en Zonas de Respiración

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	
Beauty and nail salons	20	10	0.12	0.6		25	25	12.4	2
Pet shops (animal areas)	7.5	3.8	0.18	0.9		10	26	12.8	2
Supermarket	7.5	3.8	0.06	0.3		8	15	7.6	1
Coin-operated laundries	7.5	3.8	0.12	0.6		20	14	7.0	2
Sports and Entertainment									
Sports arena (play area)	–	–	0.30	1.5	E	–			1
Gym, stadium (play area)	–	–	0.30	1.5		30			2
Spectator areas	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Swimming (pool & deck)	–	–	0.48	2.4	C	–			2
Disco/dance floors	20	10	0.06	0.3		100	21	10.3	2
Health club/aerobics room	20	10	0.06	0.3		40	22	10.8	2
Health club/weight rooms	20	10	0.06	0.3		10	26	13.0	2
Bowling alley (seating)	10	5	0.12	0.6		40	13	6.5	1
Gambling casinos	7.5	3.8	0.18	0.9		120	9	4.6	1
Game arcades	7.5	3.8	0.18	0.9		20	17	8.3	1
Stages, studios	10	5	0.06	0.3	D	70	11	5.4	1

Elaborado por: (ASHRAE (Firm), 2016)

2.1.5. Filtrado.

El filtrado, prácticamente tiene la función de realizar una limpieza del aire y se cumple con la batería de filtros, expulsándole al aire circulante todo el polvo, impurezas y partículas en suspensión y el grado de limpieza a adquirir depende del tipo de instalación de acondicionamiento a efectuar.

Para una buena protección tanto de la unidad evaporadora como de los locales a acondicionar se debe instalar el filtro como un elemento primordial.

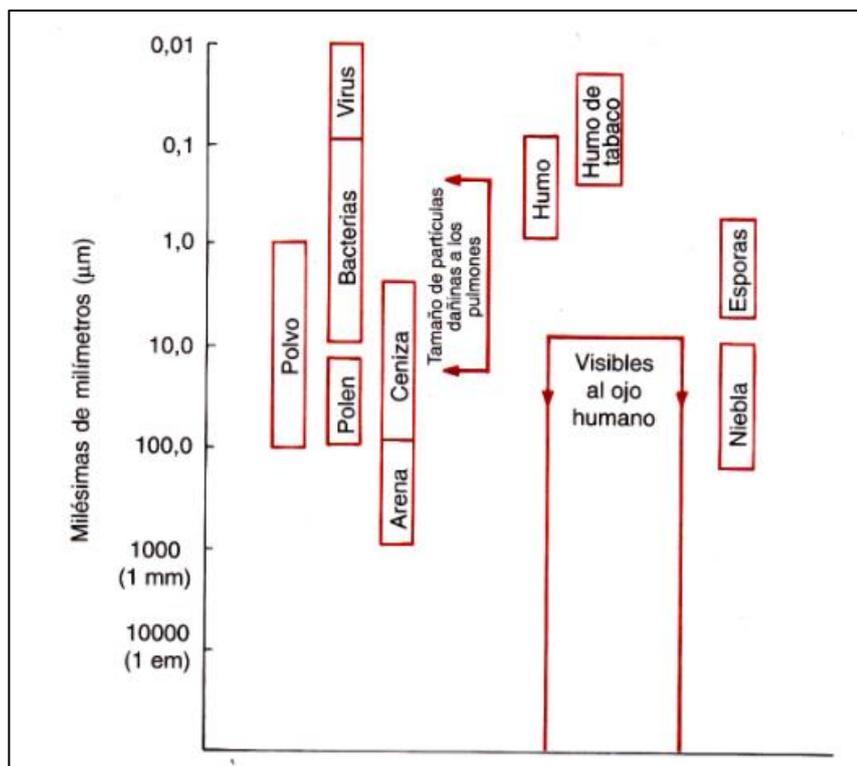
La eficiencia del filtrado se reducirá drásticamente si el aire se fuga a través de los marcos que se encuentren mal instalados o mal diseñado. Siempre que sea posible se debe instalar los filtros con el área de la cara en ángulos rectos con el flujo de aire. (ASHRAE (Firm), 2016)

Las impurezas del aire, localizadas principalmente en la parte baja de la atmósfera, pueden clasificarse, según su procedencia:

- Partículas sólidas minerales: arena fina, residuos industriales.
- Partículas animales o vegetales: polen, bacterias, restos de plantas, flores, semillas.
- Gases: humos, niebla.

La forma de la partícula o impurezas se considera esférica, aunque es evidente que no tienen por qué serlo, y el tamaño se determina mediante el diámetro que comprende entre los 0.1 y 200 milésimas de milímetro (μm) (Blesa, 1995)

Tabla 2. 4: Clasificación de las impurezas de aire por tamaño



Elaborado por: (Blesa, 1995)

Tabla 2. 5: Concentración característica de polvo por zonas

Procedencia	Concentración de polvo
Zonas Rurales	0.05 – 0.5 mg/m^3
Zonas Urbanas	0.01 – 01 mg/m^3
Zonas Industriales	0.25 – 4 mg/m^3
Zonas de alta contaminación	4 – 20 mg/m^3

- La concentración se expresa en miligramos de polvo por metro cúbico de aire (mg/m^3)

Elaborado por: (Blesa, 1995)

2.1.5.1. Clasificación de los filtros.

Los filtros se clasifican según forma de actuar, entre ellos tenemos los siguientes:

- Tipo seco.- constituido por un entramado que retiene las partículas de polvo.
- Tipo viscosos.- el cuerpo del filtro se encuentra tratado con un líquido viscoso. Todas las partículas quedan atrapadas.
- Tipo electrostáticos.- se basa en cargar positivamente las partículas indeseables y atraerlas por medio de electrodos cargados negativamente.
- Especiales.- estos filtros ayudan a eliminar los malos olores ya que contienen carbón activo.

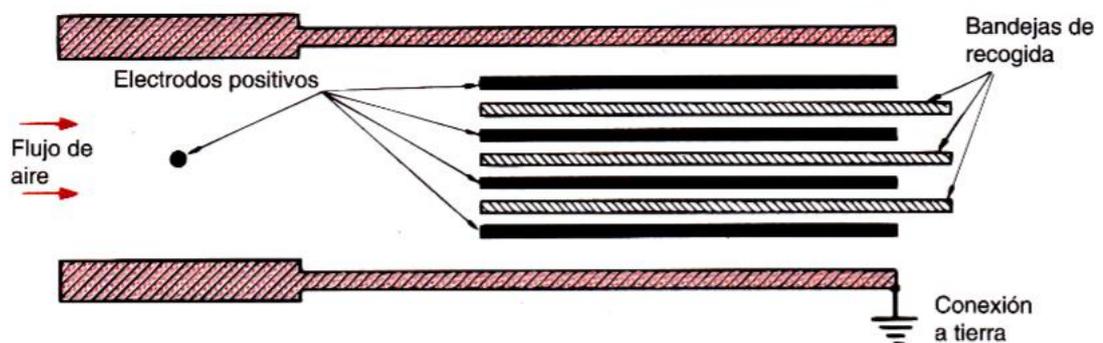


Figura 2. 2: Esquema de un filtro electrostático.

Fuente: (Blesa, 1995, p. 312)

Tabla 2. 6: Cuadro de aplicaciones de los filtros.

Ponderal	Rendimiento colorímetro	Rendimiento	Aplicación
35 a 50	<10	No son eficientes para el polen, humo ni bacterias. Retienen fibras. Se utilizan en acondicionamiento de ventana.	
50 a 70	10 a 20	No son eficaces para el humo ni bacterias. Retienen fibras y parcialmente el polen. Se utilizan en acondicionamiento de ventana y autónomos.	
70 a 85	20 a 25	No son eficaces para el humo. Retienen el polen hasta un 85%. Se utilizan como prefiltros de otro gran rendimiento.	
85 a 95	25 a 40	Empiezan a ser eficientes para el humo del tabaco.	
>95	35 a 60	Eficaces para el polvo atmosférico, para polvo más pequeño que éste y para el polen. Se emplean para filtrar el aire de recirculación y el de ventilación.	
100	85 a 99	Eficaces para el humo del tabaco y las bacterias. Se emplean en quirófanos, laboratorios farmacéuticos y zonas controladas.	

Elaborado por: (Blesa, 1995, p. 313)

2.1.6. Circulación del aire.

Para evitar estancamientos en épocas de invierno dentro de una zona a climatizar, es de suma importancia tener una circulación, movimiento de aire.

Además de aquello, realizar un barrido del aire alrededor de los locales, es también de mucha importancia, dado que contribuirá a la calidad del aire interior, porque el mismo poseerá aire nuevo de ventilación cuya función es la de diluir los contaminantes del local

En cambio, los equipos de dimensiones pequeñas destinados locales como el acondicionador de ventana o el fan-coil individual, el aire se distribuirán directamente mediante rejillas de distribución y retorno incorporados en los mismos.

2.2. Calidad del aire interior.

Cuando existe un equilibrio entre la producción de calor que genera una persona y la eliminación del mismo hacia el ambiente, esa misma persona se encontrara térmicamente confortable, además esto depende mucho de las temperaturas del ambiente, humedad relativa, radiación solar,

movimientos del aire, etc. y de las resistencias térmicas que poseen las diferentes prendas de vestir.

Para mantener una calidad del aire dentro del área a climatizar, debemos usar la ventilación como el método para llegar a una condición atmosférica mucho más agradable para los individuos que se encuentren en el área, con el reemplazo de la misma cantidad de aire exterior. Con este proceso, generaremos la dilución de parte del aire de los locales que retornan con contaminantes, con el aire nuevo exterior que se va incorporando al sistema en forma permanente y constante, el que luego es filtrado para su distribución.

2.3. Transferencia de calor.

Dentro de la idea de calor se debe distribuir dos conceptos que nos servirán después para llevar a cabo su medida. La cantidad de calor puede compararse a la masa de agua contenida en un depósito, y la temperatura indica un nivel o diferencia de altura potencial calórico entre dos cuerpos o dos puntos distintos dentro de un mismo cuerpo. (Buqué, 2007, p. 21)

El calor, siempre se transmite de un cuerpo más caliente a un cuerpo más frío a través de todo objeto. Existen tres métodos de radiación:

- Por conducción entre cuerpos sólidos en contacto.
- Por convección en fluidos (líquidos o gases).
- Por radiación a través del medio en que la radiación pueda propagarse. (Buqué, 2007, p. 25)

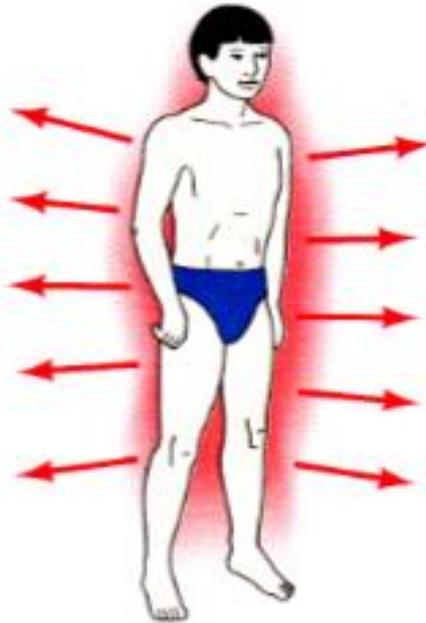


Figura 2. 3: Transferencia de calor por conducción
Fuente: (Whitman & Johnson, 2000, p. 176)

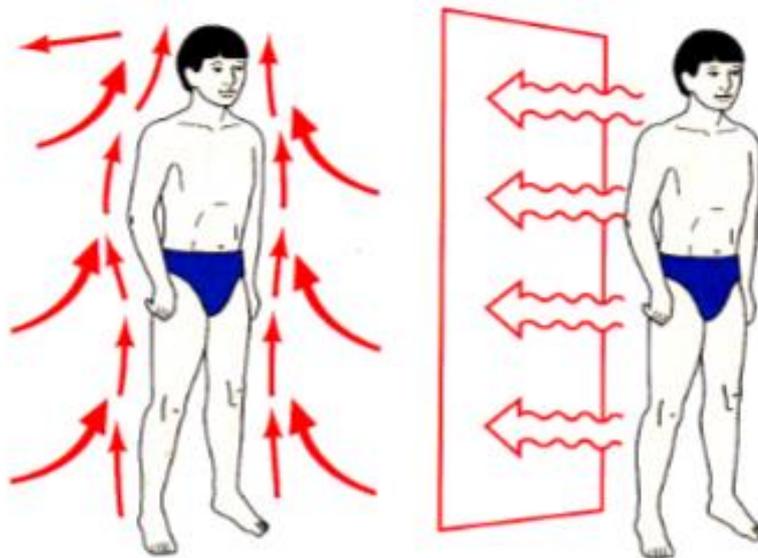


Figura 2. 4: Transferencia de calor por convección y radiación
Fuente: (Whitman & Johnson, 2000, p. 176)

La energía requerida para que el cuerpo de un individuo se desenvuelva con normalidad, se lo extrae mediante reacciones químicas en su cuerpo, esto consiste básicamente en la quema de grasas y otras sustancias de reserva. Partiendo desde este punto la cantidad de calor es proporcional a la cantidad de trabajo realizado, y si esta producción aumenta, la cantidad de calor residual será aún mayor y deberá eliminarse. A esto se le añade el tamaño del cuerpo; en general se considera que el calor depende del peso del individuo, estableciéndose una relación lineal para comparar unos con otros. (Blesa, 1995)

Para los cálculos de carga térmica y de las instalaciones de climatización, es muy valioso conocer los datos del calor producido por los individuos, estos mismos datos deben ser precisos y utilizados para los diseñadores del sistema de climatización, además estos valores se emplean de forma aproximada porque su exactitud sería un trabajo muy arduo de conseguir. (Blesa, 1995)

En la tabla 2.7 indicaremos algunos valores comunes. Se puede observar que el calor que se produce se indica en vatios (W), en caso que se requiera utilizar estos valores en Kcal (kilo calorías), se utiliza el siguiente factor de conversión:

$$1 W = 0.860 Kcal/h$$

Tabla 2. 7: Calor en Vatios (W) producido por un cuerpo humano en función de la actividad

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

Elaborado por: (Blesa, 1995)

2.4. Calor específico.

El calor específico (C_e) es la cantidad de calor requerida, para que la unidad de masa de un cuerpo aumente 1°C su temperatura, así pues el calor específico de un cuerpo depende de la naturaleza del cuerpo considerado.

En los gases, este calor específico viene modificado por las condiciones de presión y volumen. (Buqué, 2007, p. 27)

La ecuación que se emplea para efectuar los cálculos pertinentes del C_e es la siguiente:

$$Q = m \times C_e \times (t_2 - t_1)$$

2.5. Calor sensible

El calor sensible es aquel que puede ser apreciado por nuestro sentido y tacto, y los cambios de temperatura producidos por él pueden ser medidos por el termómetro común de bulbo seco. Como ejemplo recordemos que el calor del ambiente lo sentimos en todo el cuerpo. (Buqué, 2007, p. 36)

Al introducir la mano en el agua contenida en un recipiente notaremos si esta fría o caliente. Si aplicamos calor al recipiente apreciaremos en la mano la sensación del aumento de calor y con un termómetro veremos el aumento de valor en su temperatura. (Buqué, 2007, p. 36)

2.6. Calor latente.

Es la cantidad de calor necesario para que a presión atmosférica, cambie de estado un cuerpo sin alterar su temperatura. El concepto de latente tendremos que entender que existe y no se manifiesta, o sea, no se podrá medir con ningún termómetro.

El calor total de un material es la suma de los calores sensible y latente, requeridos para llevarle a una condición particular, desde una condición original de cero absoluto. (Buqué, 2007, p. 34)

2.7. Temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo.

Para analizar el contenido de agua en el aire se puede utilizar una combinación de temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo. La temperatura de bulbo seco es el nivel de calor mensurable que existe en el aire y se la obtiene usando un termómetro normal. Mientras que la temperatura de bulbo húmedo se la obtiene con el uso de un termómetro dotado de una mecha en uno de sus extremos, empapada en agua destilada.

La diferencia de medición entre estas dos temperaturas, se la conoce como depresión de bulbo húmedo.

En la Tabla 2.8 podemos observar que mientras se reduce la cantidad de agua suspendida en el aire, aumenta la depresión de bulbo húmedo y así viceversa.

Tabla 2. 8: Cuadro de depresión de bulbo seco

Temp. de bulbo seco (°C)	Depresión de bulbo húmedo (°C)																																		
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5	14,0	14,5	15,0	15,5	16,0	16,5		
0	90	81	72	64	55	46	38	29	21	13	5	1																							
2	91	84	75	68	60	52	45	37	29	22	14	3																							
4	92	85	78	71	64	57	50	43	36	29	22	15	4																						
6	93	86	80	73	67	60	54	48	42	35	29	23	17	12	4																				
8	93	88	81	75	69	63	57	52	46	40	35	31	25	19	13	6																			
10	94	89	83	77	71	65	60	55	49	44	39	36	30	24	20	15	8																		
12	94	89	83	78	73	68	63	58	53	48	43	39	34	30	26	21	17	12	8	3															
14	94	89	84	79	74	70	65	60	55	51	47	42	38	35	31	26	23	18	13	10	5	1													
16	94	90	86	81	76	71	67	63	58	54	50	46	42	38	34	30	27	22	19	15	9	5	1												
18	95	91	86	82	77	73	69	65	61	56	53	49	45	41	37	35	32	27	23	20	17	13	10	4											
20	95	91	86	83	79	74	71	66	63	59	55	52	48	45	41	37	34	30	28	24	21	18	15	6											
22	95	92	87	84	80	76	72	68	64	61	57	54	50	47	44	40	37	34	31	28	25	22	19	7											
24	96	92	88	84	80	76	73	69	66	63	59	55	52	49	46	43	40	37	34	31	28	26	23	9											
26	96	92	88	85	81	77	74	71	67	64	61	57	54	53	49	45	42	40	37	34	31	29	26	10											
28	96	92	89	85	82	78	75	72	69	65	63	59	56	54	51	48	45	42	40	37	34	31	29	27	25	22	20	18	15	13	11	9	6		
30	96	93	89	86	83	79	76	73	70	61	63	61	58	55	53	50	47	44	42	40	37	34	32	30	27	25	23	21	19	17	14	12	11		
32	96	93	89	86	83	80	77	74	70	62	64	62	59	57	54	52	49	46	44	42	39	37	35	32	30	28	26	24	22	20	17	16	14		
34	96	93	90	87	84	81	77	75	72	69	66	66	61	58	56	53	51	48	45	44	41	39	36	34	32	30	28	26	24	23	20	18	16		
36	96	94	90	87	84	81	78	76	73	70	68	71	64	59	57	55	52	50	47	45	43	41	38	36	34	33	31	29	26	25	23	21	19		
38	96	94	91	88	85	82	79	76	74	71	68	66	63	60	58	56	54	52	49	47	44	43	41	38	36	34	33	31	29	27	25	24	22		
40	97	94	91	88	86	82	79	76	74	72	69	67	64	62	60	57	55	53	51	48	46	44	42	40	38	36	34	33	31	29	27	25	24		
42	97	94	91	88	86	83	80	77	75	72	70	68	65	63	60	58	56	54	52	50	47	45	43	42	40	38	36	34	33	31	29	28	26		

Elaborado por: (Whitman & Johnson, 2000, p. 181)

2.8. Acústica

Uno de los serios problemas de confort de una instalación es el nivel de ruido en el ambiente. Algunos autores indican que, aproximadamente en el 22% de los edificios llamados enfermos, la causa está en el nivel de ruido.

Muchas veces el ruido que llega al ambiente viene de otras fuentes del sistema, y la principal de ellas es el ventilador que, no siendo debidamente tratadas o atenuadas, causan problemas.

El equipamiento mecánico es, en la mayoría de los casos, la principal fuente de ruido en un edificio. El ruido generado en una sala de máquinas viaja hasta el interior del ambiente por varios caminos.

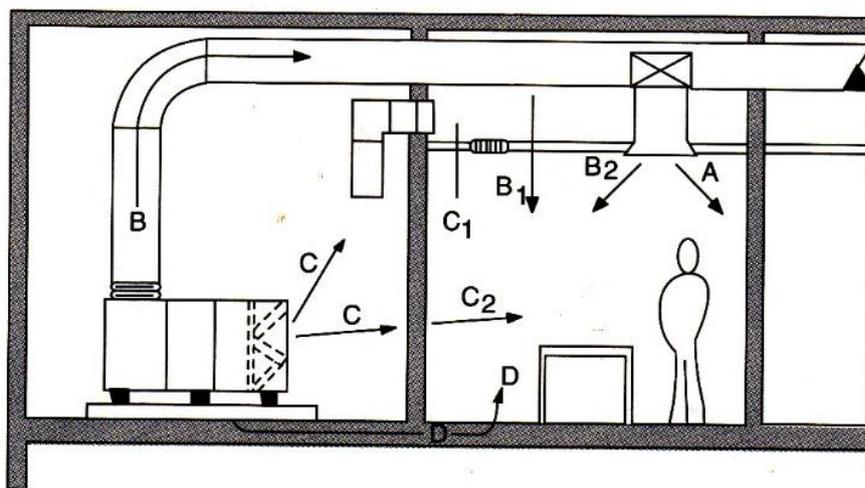


Figura 2. 5: Cuadro indicador de ruido
Fuente: (SIMOES ALEXANDRE CELSO, 2009)

A e B2: Ruido transmitido por el conducto de inyección del ambiente.

B1: Ruido de fuga irradiado por el propio conducto del ambiente o por conductos próximos.

C e C1: Ruido por el retorno.

C e C2: Ruido transmitido a través de la pared.

D: Ruido de la estructura.

Siempre que el aire pasa por un conducto, un damper, difusor, etc., crea un ruido propio o ruido de regeneración que, en cálculos más precisos, debe ser tenido en cuenta.

2.9. ¿Qué es un sistema VRF?

Apreciables en el mercado de climatización con las iniciales VRF (Variable Refrigerant Flow) o VRV (Variable Refrigerant Volume), el elemento que varía en estos sistemas de climatización, es su caudal o flujo, el cual es controlado por medio los compresores inverter y de las válvulas de expansión electrónica. (PMV – Pulse Motor Valve) o válvulas de modulación de impulsos, que son agregadas a todas la unidades interiores y exteriores con el fin de ajustar la capacidad a la demanda requerida.

La idea básica es entregar a cada unidad interior el refrigerante que se necesita para el área a climatizar. De esta forma se llega al objetivo del

ahorro energético en el consumo en las unidades interiores, de acuerdo a la potencia a entregarse.

Tiene como objetivo poder unir varias unidades exteriores dentro de un circuito y conectarlos a una unidad exterior por medio de tuberías de cobre por el cual circulará el refrigerante. Una de las características principales de estos sistemas es la amplia zonificación que permiten en el diseño del sistema de climatización.

Estos sistemas son ideales para aplicaciones de carga variable, ya que su diseño se basa en la tecnología inverter. Este régimen se acopla a la variabilidad de la carga térmica del edificio. Estos sistemas presentan diversas aplicaciones, tales como oficinas, hoteles, comercios, residencias, viviendas unifamiliares, bloques de apartamentos, centros comerciales, hospitales etc., y son muy empleados en reformas de edificios. Son principalmente aplicaciones comerciales y residenciales.

El sistema VRF pretende eliminar conversiones intermedias, quedando el flujo de energía en solamente aire-gas-aire. Funciona con los siguientes elementos:

- Unidad exterior: funciona de forma similar a una unidad exterior de aire acondicionado normal aunque más compleja, a través de la energía eléctrica y el aire exterior consigue evaporar/condensar un gas que es distribuido por una tubería de cobre de salida.

- Distribución de gas: un par de tuberías de cobre aisladas distribuyen el gas refrigerante por la instalación.
- Unidades interiores: aquí se producen la evaporación/condensación del gas, intercambiando la energía térmica con el aire produciendo el enfriamiento o calentamiento de la zona.

No debemos confundir los sistemas VRF con los sistemas multi-split, aunque su tarea es semejante, el principio de funcionamiento es diferente y mucho más amplio en el caso del caudal variable de refrigerante.

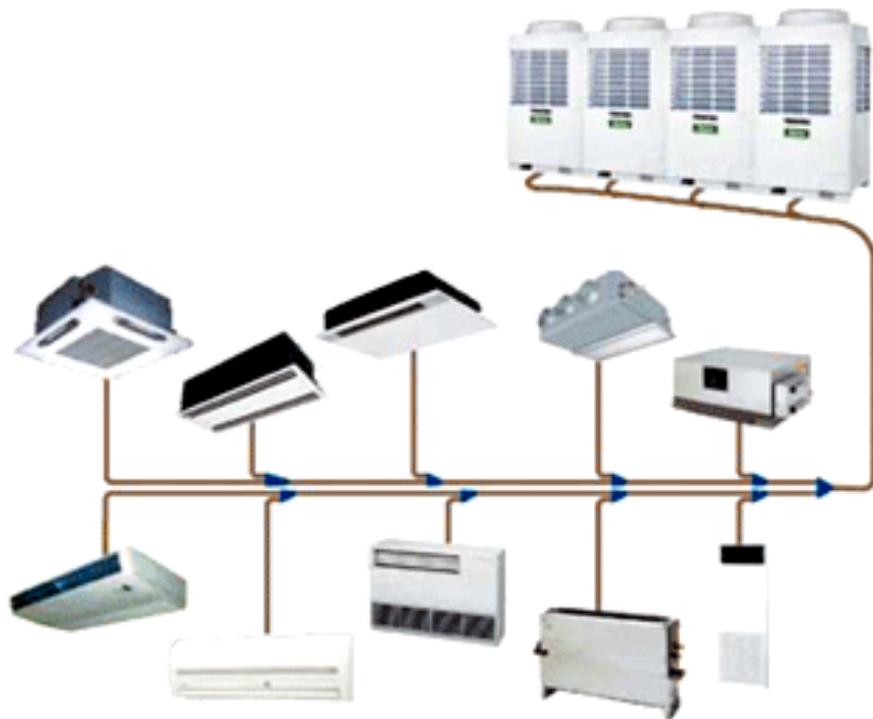


Figura 2.6: Sistema VRF con 2 tuberías de cobre y diversas unidades interiores.
Fuente: (NERGIZA, 2016b)

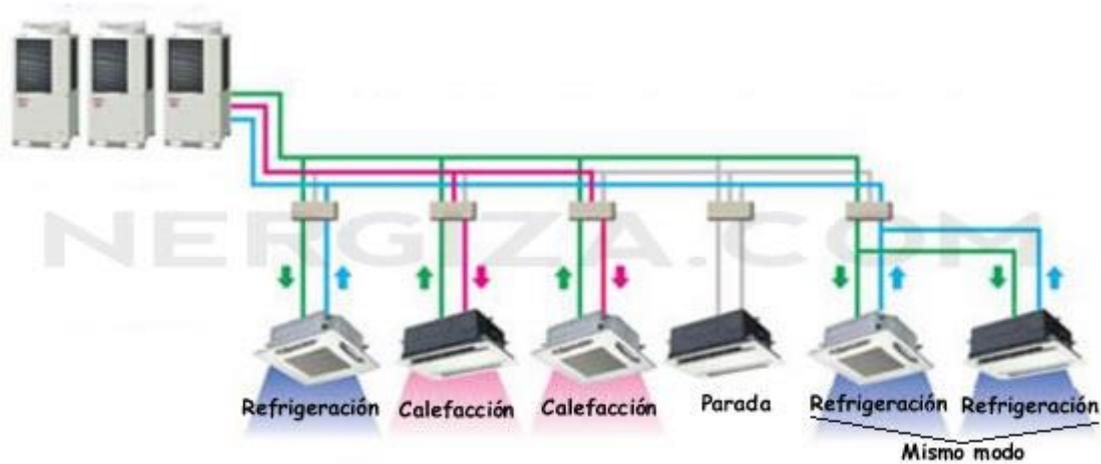
2.10. VRF a 3 tubos: la recuperación de calor

En un sistema VRF “normal” podemos seleccionar la temperatura que deseamos en cada una de las unidades interiores, o también mantener unas encendidas y otras apagadas, el sistema de control electrónico se encargará de maniobrar en las válvulas de expansión en función de órdenes predeterminadas. La única limitación que existe es que nunca se solicite calor en una unidad interior y frío en otra, ya que no es posible hacer esta operación con solamente dos tuberías de gas refrigerante. (NERGIZA, 2016b)

Para esto se creó el sistema a 3 tubos, y poder utilizar algunas unidades en frío mientras otras funcionan en calefacción. Generalmente este método de funcionamiento no es muy habitual, por tanto solo se utilizará en ciertos casos, por ejemplo salas con grandes cargas térmicas internas (salas de reuniones, CPDs...). (NERGIZA, 2016)

El sobrecoste de una instalación a 3 tubos frente a una a 2 es muy importante, se fundamenta en 3 motivos:

- Instalación de un nueva tubería de cobre, esta vez tener tres trazados en vez de dos, pero en lo económico el cobre no es barato.



- Modificar el modelo del equipo, que funcione con este requerimiento de tres tubos, por lo tanto el costo será aún mayor.
- Se necesita disponer en las unidades interiores una caja de regulación y control del sistema a tres tubos.

Figura 2.7: Sistema VRF con 3 tuberías de cobre y diversas unidades interiores
Fuente: : (NERGIZA, 2016b)



Figura 2. 8: Sistema de aire acondicionado VRF para un edificio
Fuente: (TuMejorEnergia.com, 2014)

2.11. Sistema Inverter

El elemento de mayor importancia dentro del sistema de climatización es sin duda el compresor de gas, es quien realiza la mayor cantidad del consumo energético del equipo.

Si al momento de contar con un compresor no inverter, este funcionará a la velocidad máxima para poder refrigerar el ambiente en donde se

encuentre, cuando se alcanza la temperatura proporcionada en el termostato, el compresor se detendrá. Luego, si la temperatura aumenta, este mismo compresor arranca a su máxima velocidad y así constantemente.

Para un compresor inverter, éste entra en funcionamiento y, según la temperatura que se manifieste en la habitación va descendiendo y acercándose a la temperatura de confort. (Carlos, 2016)

Quien reduce la velocidad del compresor, es un regulador de frecuencia, este hará que la potencia de refrigeración del equipo se vaya adaptando a las necesidades de cada periodo.

Los equipos inverter tienen más potencia, por tanto se consigue la temperatura deseada en un menor tiempo, luego el compresor funciona a mínimas revoluciones obteniendo así un gran ahorro y el nivel de confort será de mayor satisfacción. (TuMejorEnergia.com, 2014) |

2.11.1. Ventajas.

- **Ahorro Energético.-** como la tecnología inverter controla las revoluciones del compresor, se puede llegar a tener hasta un 50% de ahorro energético.
- **Rápidos.-** pueden llegar a la temperatura deseado en el ambiente con la mitad de tiempo que los compresores ordinarios.

- **Confortables.-** distribuyen muy bien el aire en un ambiente grande generando la sensación de confort adecuada, y evita los cambios bruscos de temperatura.
- **Silenciosos.-** la forma de trabajo de los ventiladores y compresor hacen que sean muy silenciosos, así evitan los constantes ciclos de arranques y paradas.
- **Más duraderos.-** Prolongan su vida útil gracias a su forma de trabajo de evitar los cambios de ciclos de arranque y paradas,
- **Más eficiencia de la bomba de calor.-** los equipos con bomba de calor que utilizan compresores inverter son más eficientes que los equipos tradicionales. ya que estos pueden llegar a funcionar correctamente si la temperatura exterior es aún más baja. Si el límite de los equipos tradicionales es de 6 °C, con los inverter pueden ser hasta -10 °C.
- **Respetuosos con el Medio Ambiente.-** Son equipos respetuosos con el medio ambiente y con la salud por que estos equipos disminuyen notablemente las emisiones de CO2 a la atmosfera.

(TuMejorEnergia.com, 2014)

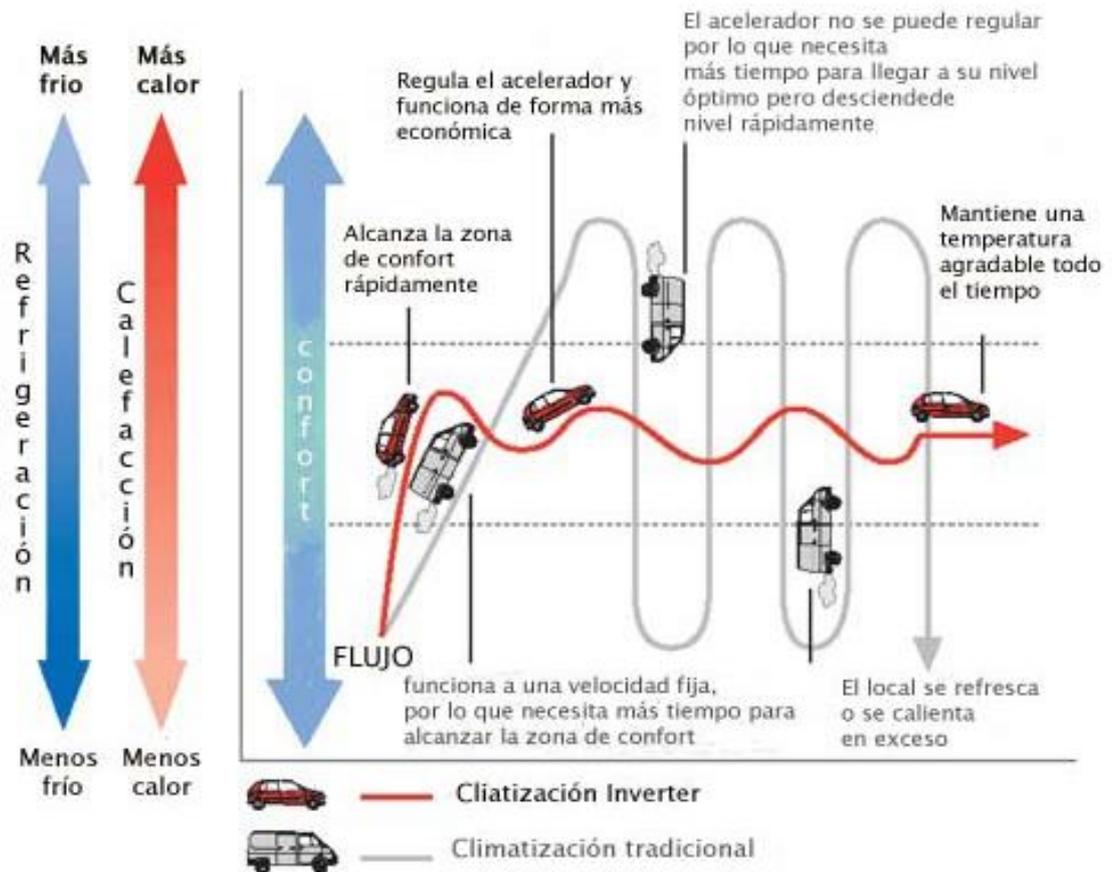


Figura 2. 9: Sistema inverter
Fuente: (NERGIZA, 2016b)

2.12. Acondicionamiento con FAN-COILS

Este sistema es uno de los más populares en aire acondicionado. Está basado en la instalación de unos aparatos llamados fan-coil (traducido al español como serpentín y ventilador) en las habitaciones o locales en donde se requiera de la climatización. (Blesa, 1995)

2.12.1. Descripción del FAN-COIL

Es un equipo que consta principalmente de una batería de intercambio térmico (tubos de cobre y aletas de aluminio) por donde fluye agua fría o caliente, además un ventilador fuerza el aire a pasar por esta batería. (NERGIZA, 2016a)

Este sistema de aire acondicionado cuenta con los siguientes elementos:

- Ventilador centrífugo.
- Baterías de tubos de cobres.
- Bandeja de condensadores en chapa galvanizada con aislamiento térmico.

Una vez que hayamos tomado la decisión que realizar la instalación del sistema de climatización con Fan-Coil, debemos acudir a la información técnica que nos brinda el fabricante para después cualquier duda y así realizar todas la conexiones respectivas, esto es, el caudal del aire suministrado y la potencia frigorífica a nuestro sistema de climatización. (Carrier, 2008, p. XI-3)

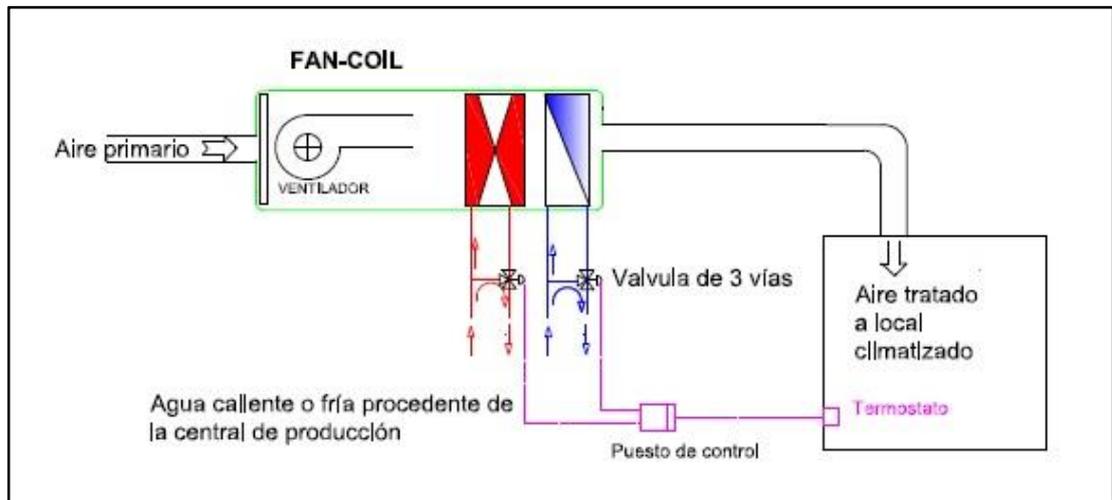


Figura 2. 10: Gráfico Sistema Fan-Coil
Fuente: (Juan Francisco, 2016)

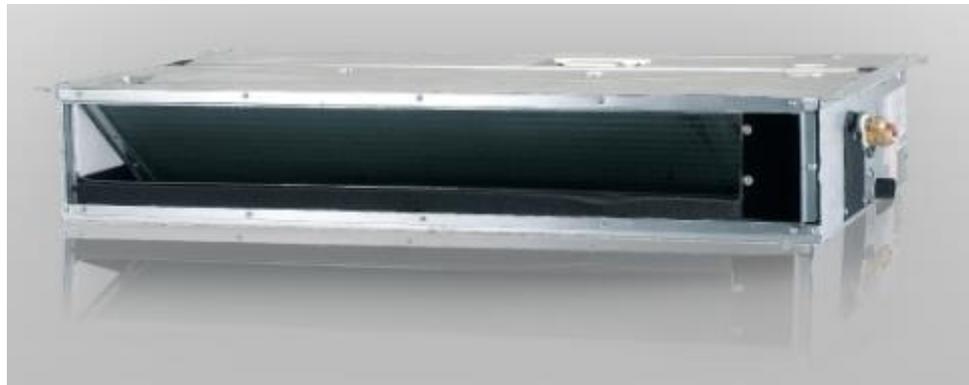


Figura 2. 11: Fan-Coil
Fuente: ("Samsung HVAC Document Downloads", s/f)

CAPÍTULO 3: CÁLCULOS DE LA CARGA TÉRMICA DEL PATIO DE COMIDAS.

3.1. Criterios para el diseño del sistema de aire acondicionado.

Para la elaboración del diseño de aire acondicionado en la ampliación del patio de comidas del C.C. San Marino, se tendrá en cuenta varios aspectos permitidos de cargas térmicas, el confort térmico, la renovación del aire, los niveles de ruido, la velocidad de aire en los ductos, difusores y rejillas mencionados por La Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE).

3.1.1. Condiciones de la ciudad.

Para la ciudad de Guayaquil, tenemos que tener presente los siguientes datos:

- Temperatura de bulbo seco: 34°C
- Temperatura de bulbo húmedo: 26°C
- Humedad relativa: 63%

3.1.2. Condiciones en el área de patio de comida.

- Temperatura de bulbo seco
- Humedad relativa
- Ruido
- Velocidad de difusores
- Velocidad de rejillas
- Velocidad máxima en ductos principales

3.2. Estudio de la carga térmica

Al momento del estudio de la carga térmica sobre un lugar específico, se puede llegar a entender del fenómeno que tiende a variar la temperatura interior del aire o su contenido en humedad. (Ingemecánica, 2016)

En base a esto, las cargas térmicas pueden llegar a clasificarse según su incidencia.

- Cargas térmicas sensibles: se definen como aquellas que van a ocasionar una variación en la temperatura del aire.
- Cargas térmicas latentes: se definen como aquellas que van a originar una variación en la humedad absoluta del ambiente (contenido de agua en el aire).

3.3. Cálculo de la carga térmica sensible de pared y techo.

Para proceder con el cálculo respectivo de esta sección, empezaremos con el coeficiente de calor de las diferentes superficies que conllevan estas áreas.

El coeficiente de transmisión “K” es un valor que nos indicará la cantidad de calor que fluirá o se transferirá a través de las mismas

superficies y viene expresada en $\frac{Kcal}{h*m^2*^{\circ}C}$ ó $\frac{Watts}{m^2*^{\circ}C}$ con la siguiente

ecuación:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Donde:

α_1 = Pared exterior (25)

α_2 = Pared interior (7)

e = metros

λ = coeficiente de conductividad.

Una vez obtenidos los valores respectivos, procederemos a calcular el calor térmico con la siguiente ecuación:

$$Q = K * S * (t_2 - t_1)$$

Donde:

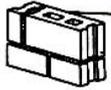
Q = Cantidad de calor (*Kcal/ h*).

K = Coeficiente de transmisión $\frac{Kcal}{h * m^2 * ^\circ C}$ ó $\frac{Watts}{m^2 * ^\circ C}$

S = Superficie (m^2).

$(t_2 - t_1)$ = Diferencia de temperatura en $^\circ C$ entre la pared más caliente y la más fría.

Tabla 3. 1: Coeficientes de transmisión K $\left(\frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}\right)$

PARED	ESPESOR (cm) y peso (kg/m ²)	Ningún revesti- miento	Con revesti- miento	REVESTIMIENTO										
				Enlucido 15 mm			Entramado metálico enlucido sobre forno		Yeso 12 mm o entramado madera enlucido sobre forno		Panel aislante solo o enlucido sobre forno			
				Revoque de yeso 10 mm	Enlucido de arena (30)	Enlucido ligero (15)	Enlucido de arena 20 mm (35)	Enlucido ligero 20 mm (15)	Enlucido de arena 12 mm (35)	Enlucido ligero 12 mm (10)	Panel de 12 mm (10)	Panel de 25 mm (20)		
AGLOMERADO HUECO 	Escorias	7,5 (83)	2,2	Una Dos	2,21 1,99	2,44 2,33	2,15 1,87	1,70 1,30	1,54 1,14	1,59 1,14	1,48 1,02	1,19 0,79	0,91 0,57	
		10 (98)	1,95	Una Dos	2,05 1,81	2,21 2,11	1,99 1,76	1,59 1,19	1,48 1,08	1,48 1,08	1,42 1,02	1,14 0,73	0,85 0,63	
		20 (181)	1,56	Una Dos	1,65 1,54	1,76 1,70	1,65 1,48	1,36 1,08	1,24 0,97	1,24 0,97	1,19 0,91	0,45 0,69	0,79 0,51	
		30 (259)	1,51	Una Dos	1,59 1,48	1,70 1,65	1,54 1,42	1,30 1,02	1,19 0,91	1,24 0,97	1,19 0,85	0,97 0,69	0,79 0,51	
		Ligero	75 (73)	1,85	Una Dos	1,93 1,76	2,05 1,99	1,87 1,70	1,54 1,19	1,42 1,02	1,42 1,08	1,36 0,97	1,14 0,73	0,85 0,51
			10 (83)	1,71	Una Dos	1,76 1,65	1,93 1,81	1,76 1,54	1,42 1,14	1,30 0,97	1,36 0,97	1,24 0,91	1,08 0,73	0,85 0,51
	20 (156)		1,46	Una Dos	1,54 1,42	1,65 1,59	1,54 1,36	1,24 1,02	1,19 0,91	1,19 0,91	1,14 0,85	0,97 0,69	0,79 0,51	
	30 (210)		1,37	Una Dos	1,42 1,30	1,54 1,48	1,42 1,30	1,19 0,97	1,14 0,85	1,14 0,91	1,08 0,85	0,91 0,69	0,73 0,45	
	Arena y grava		20 (210)	1,95	Una Dos	2,05 1,81	2,21 2,11	1,99 1,76	1,59 1,19	1,48 1,08	1,48 1,08	1,42 1,02	1,14 0,73	0,85 0,63
			30 (308)	1,85	Una Dos	1,93 1,70	2,05 1,99	1,87 1,65	1,54 1,19	1,42 1,02	1,42 1,08	1,36 0,97	1,08 0,73	0,85 0,51

Los números entre paréntesis dan el peso en kg/m². El peso total es igual a la suma de los pesos de los diversos componentes

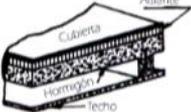
NATURALEZA DEL PISO O PAVIMENTO	ESPESOR DEL TECHO (cm) y peso (kg/m ²)	TECHO **	AISLANTE ENCIMA DEL PAVIMENTO (mm)						
			Ninguno	13 (5)	25 (5)	38 (10)	50 (15)	63 (15)	75 (20)
Chapa 	2,5 (24)	Con o sin enlucido (30)	3,80	1,99	1,30	1,02	0,85	0,69	0,57
		Suspendido (ordinario) (25)	1,81	1,24	0,97	0,79	0,69	0,57	0,51
		Suspend. (losas acústicas) (10)	1,30	1,02	0,79	0,69	0,63	0,51	0,45
Paneles prefabricados clase hercólita 	5 (19)	Con o sin enlucido (30)	1,14	0,91	0,73	0,63	0,57	0,51	0,45
		Suspendido (ordinario) (25)	0,85	0,69	0,63	0,51	0,45	0,45	0,40
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,73	0,57	0,51	0,45	0,45	0,40	0,34
	7,5 (34)	Con o sin enlucido (30)	0,79	0,63	0,57	0,51	0,45	0,45	0,40
		Suspendido (ordinario) (25)	0,69	0,57	0,51	0,40	0,40	0,34	0,28
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,57	0,51	0,45	0,40	0,40	0,34	0,28
Hormigón (arena y grava)	10 (229)	Con o sin enlucido (30)	2,90	1,70	1,19	0,91	0,79	0,69	0,57
	15 (341)	Suspendido (ordinario) (25)	1,59	1,14	0,91	0,73	0,69	0,57	0,51
	20 (454)	Suspend. (losas acústicas) (10)	1,19	0,91	0,73	0,63	0,57	0,51	0,45
(ligero sobre revoque de yeso) 	5 (43)	Con o sin enlucido (30)	1,54	1,14	0,85	0,73	0,63	0,57	0,45
		Suspendido (ordinario) (25)	1,02	0,79	0,69	0,57	0,51	0,51	0,45
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,85	0,69	0,63	0,51	0,45	0,45	0,40
	7,5 (63)	Con o sin enlucido (30)	1,19	0,91	0,73	0,63	0,57	0,51	0,45
		Suspendido (ordinario) (25)	0,85	0,69	0,63	0,51	0,45	0,45	0,40
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,73	0,63	0,57	0,45	0,45	0,40	0,34
10 (78)	Con o sin enlucido (30)	0,97	0,79	0,63	0,57	0,51	0,45	0,40	
	Suspendido (ordinario) (25)	0,73	0,63	0,57	0,45	0,45	0,40	0,34	
	Suspend. (losas acústicas) (10)	0,69	0,57	0,51	0,40	0,40	0,34	0,28	

Tabla 3. 2: Coeficientes de transmisión K $\left(\frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}\right)$

Elaborado por: (Carrier, 2008, p. I-44)

Nuestros cálculos se realizarán en otras unidades, y para ello tendremos que realizar una conversión de las mismas de $\left(\frac{Watts}{m^2 * ^\circ K}\right)$ a

$$\frac{Kcal}{h * m^2 * ^\circ C}$$

En base a los valores indicados en las tablas 3.1 y 3.2, podremos realizar el cálculo respectivo usando el coeficiente “K” para la pared del patio de comida.

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{25} + \frac{0.05}{1.02} + \frac{0.07}{1.46} + \frac{0.015}{1.32} + \frac{1}{7}}$$

Por lo que tendremos el siguiente resultado:

$$K_1 = 3.43 \frac{K cal}{h * m^2 * ^\circ C}$$

De la misma manera procedemos a calcular “K” en el techo del patio de comidas, con lo que obtendremos el siguiente resultado:

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{25} + \frac{0.22}{1.02} + \frac{0.7}{1.02} + \frac{1}{7}}$$

$$K_2 = 0.92 \frac{K \text{ cal}}{h * m^2 * ^\circ C}$$

$$K_1 + K_2 = 4.35 \frac{K \text{ cal}}{h * m^2 * ^\circ C}$$

Reemplazando en:

$$Q = K * S * (t_2 - t_1)$$

Tenemos:

$$Q = \left(4.35 \frac{K \text{ cal}}{h * m^2 * ^\circ C} \right) * (16.0 \text{ m}^2) * (38 - 22)^\circ C$$

$$Q = 1113.6 \frac{K \text{ cal}}{h * m^2 * ^\circ C}$$

Convirtiendo a $\frac{BTU}{h}$ se obtiene:

$$Q = 4418.76 \frac{BTU}{h}$$

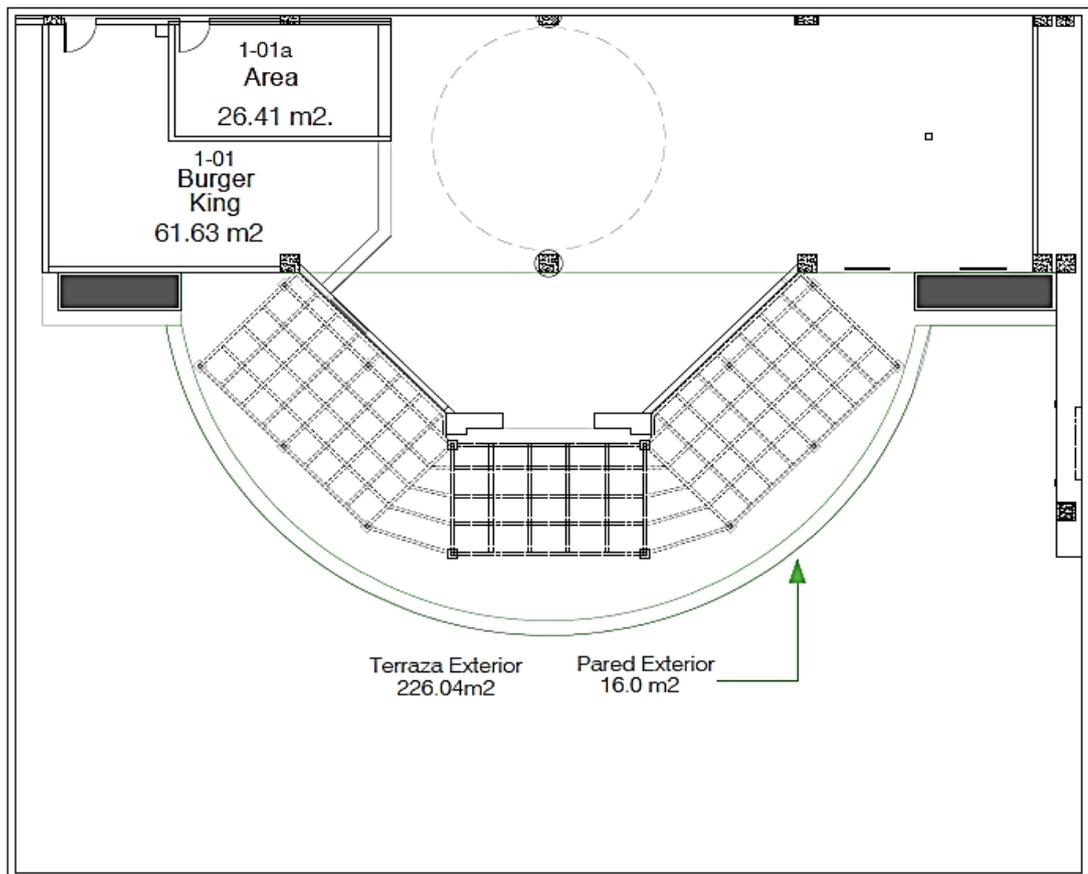


Figura 3. 1: Pared exterior
Elaborado por: Autor

3.4. Cálculos de carga térmica sensible en equipos eléctricos.

El calor que las luces fluorescentes genera, son por lo general de naturaleza sensible. La potencia eléctrica de entrada que genera todos los equipos y aparatos eléctricos en watts, es convertidos en luz y calor.

Dentro de la ampliación del patio de comidas, se iluminará con un total de 15 luces fluorescentes de 32 Watts de potencia cada uno según su especificación técnica.

Determinaremos la cantidad de calor que estas luces generan por medio de la siguiente ecuación:

$$Q = (\text{watts} * 1.25)$$

El calor generado por los balaustros es de 1.25

Adicional se colocaron 6 puntos de tomas corrientes con un total de 100 watts de potencia.

Los valores de la potencia tanto en luces como en los tomacorrientes fueron de referencia para nuestros cálculos de carga térmica, ya que después, en consulta con el diseño eléctrico, el diseño en la iluminación iba a ser modificada.

El resultado de la carga térmica es:

$$Q = 1200 \text{ watts}$$

Convirtiéndolo a BTU/h obtendremos:

$$Q = 4094.78 \frac{BTU}{h}$$

3.5. Carga sensible debido a la radiación a través de las ventanas.

Esta ganancia de calor es prácticamente debido a la radiación directa y difusa del sol, esto es, aquella recibida de la atmósfera como consecuencia de la dispersión de parte de la radiación del sol en la misma.

La selección del vidrio (forma, tamaño) influirá en cierto porcentaje del incremento de calor por la misma radiación, y este incremento de calor se lo calculara con los siguientes datos:

Contamos con seis ventanas hacia el este con 2.5 mts de alto x 1.5 mts de ancho a una altitud de 2.1488.

Al seleccionar el tipo de vidrio y el tipo de dispositivo para sombra, alcanzaremos en gran manera un incremento de calor en el patio de comidas.

Dicho incremento se lo calcula de la siguiente manera:

$$Q_{radiación} = \#de\ ventanas * \text{área} * Factor_{incremento\ solar\ real}$$

En la Tabla 3.3, encontraremos el valor del incremento para la hora solar de mayor incremento en la ciudad de Guayaquil, esto es a las 15H

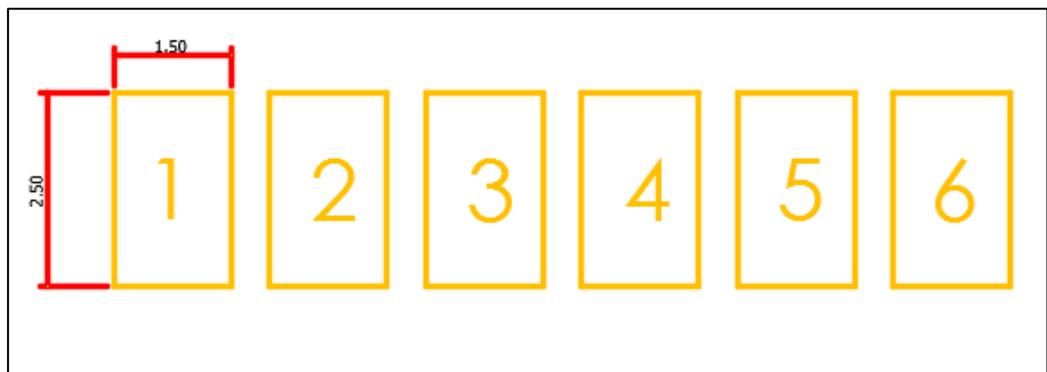


Figura 3. 2: Representación gráfica de las ventanas.
Elaborado por: Autor

Tabla 3. 3: Aportaciones solares a través del vidrio sencillo

Factores del incremento de Calor Solar para 2.1488° de latitud septiembre 22													
Orientación	HORA SOLAR												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
S	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
SE	0	97.3	12.1	103	69.69	31.82	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
E	0	137	171	155	109.8	48.1	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
NE	0	97.3	12.1	13.3	69.69	31.82	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
N	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
NO	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	31.82	69.7	103	12.1	97.35	0
O	0	6.08	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	48.1	110	155	171	137.5	0
SO	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	31.82	69.7	103	121	97.35	0
Horizontal	0	32.6	99.6	157	215.5	246.2	257	246.2	226	167	103	32.57	0

Elaborado por: (Carrier, 2008)

El valor total de la carga es:

$$Q = 185.53 \text{ watts}$$

Convirtiéndolo a BTU/h es:

$$Q = 633.10 \frac{BTU}{h}$$

3.6. Carga sensible y latente generado por las personas.

Las personas que se dirigirán al patio de comidas, generaran cargas sensibles y latentes respectivamente debido a la actividad que desean cumplir. En la Tabla 2.4, encontraremos los valores necesarios a una temperatura de 24 °C con su tipo de actividad.

Tabla 3. 4: Calor emitido por personas en watts

Cuadro De actividad	28 °C		27°C		26°C		24°C	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentado en reposo	52	52	58	47	64	41	70	30
Sentado trabajo ligero	52	64	58	58	64	52	70	47
Personas de pie	52	81	58	87	64	81	76	70
Personas que pasean	52	93	58	87	64	81	76	70
Persona que camina	64	186	70	180	81	169	99	151

Elaborado por:(Miranda Barreras, 2000, p. 112)

Tomamos como referencia, para la cantidad de personas, la capacidad máxima que puede abarcar las mesas en la ampliación del patio de comidas, esto es un número de 120 personas.

Para nuestros cálculos utilizaremos como cuadro de actividad a personas sentadas trabajo ligero.

$$Q_{sensible} = (\text{Factor de calor sensible} * \# \text{ personas}) \text{ Watts}$$

$$Q_{sensible} = 70 * 120 \text{ Watts}$$

$$Q_{latente} = (\text{Factor de calor latente} * \# \text{ personas}) \text{ Watts}$$

$$Q_{sensible} = 47 * 120 \text{ Watts}$$

$$Q_{total} = Q_{sensible} + Q_{latente}$$

$$Q_{total} = 47909 \frac{BTU}{h}$$

3.7. Volumen de ambiente.

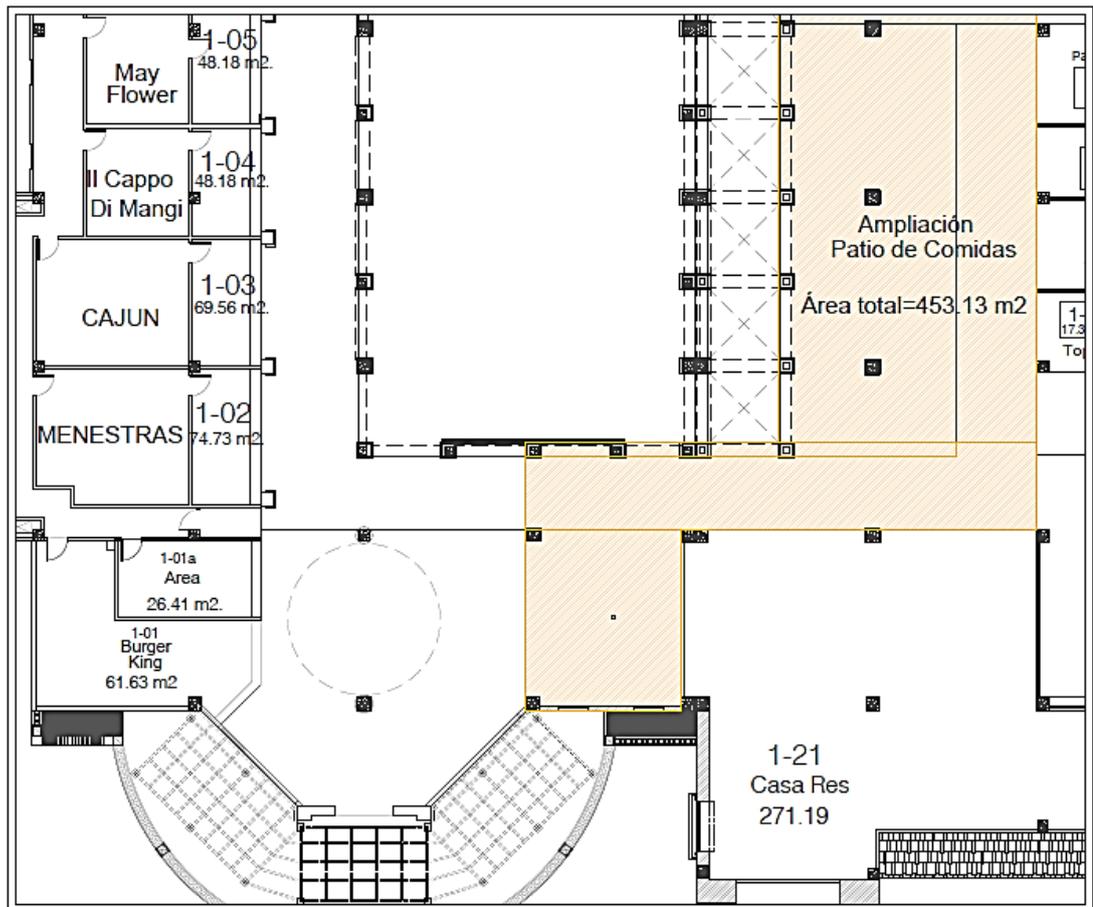


Figura 3. 3: Detalle de la ampliación del patio de comidas.

Elaborado por: Autor

Como podemos apreciar en la Figura 3.2, el área total de la ampliación es de 453.13 metros cuadrados, a ese valor se tendrá que multiplicar por 3 metros de altura que existe entre el suelo hasta el tumbado.

Para América Latina el factor de ganancia “Fv” debido al volumen es de 230 BTU/Hm³.

Así, conseguiremos el siguiente valor:

$$Q = \text{Volúmen} * Fv$$

$$Q = 312800 \frac{BTU}{h}$$

Como resultado final, debemos sumar todas las cargas que hemos obtenido, esto es:

- Carga térmica sensible de pared y techo.
- Carga térmica sensible de equipos eléctricos.
- Carga térmica debido a la radiación de las ventanas.
- Carga térmica sensible y latente por las personas
- Volumen del ambiente.

$$Q_{total \text{ de carga térmica}} = \Sigma Q_{totales}$$

$$Q_{total \text{ de carga térmica}} = 369855.64 \frac{BTU}{h}$$

CAPÍTULO 4: DISEÑO DE LA INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

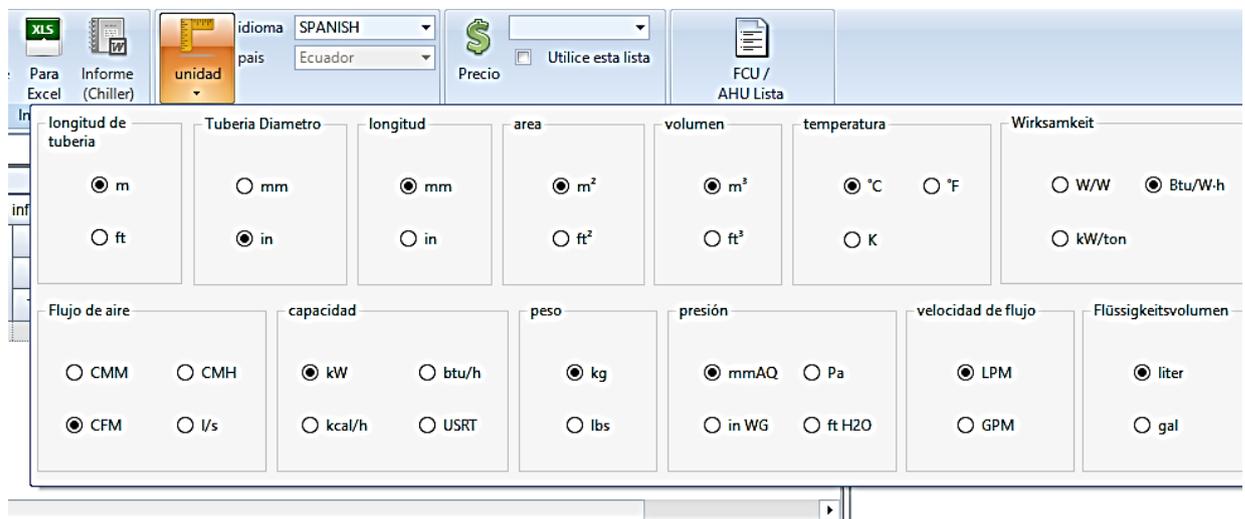
Como primer paso para las instalaciones, se debe indicar los equipos y accesorios necesarios para el acondicionamiento. Como ya se ha mencionado en nuestro capítulo 2, se utilizará equipos Fan-Coil. Adicional, se requerirá suministros tales como difusores, rejillas de retorno, mangas flexibles, tuberías de cobre, gas refrigerante.

Antes de entrar al diseño, requerimos saber la capacidad del equipo Fan-Coil, tanto la unidad evaporadora como la unidad condensadora. Para ello, se recurrirá al apoyo de un programa que nos permite obtener la selección de ambas unidades, el total de tuberías de cobre con sus respectivos diámetros y con la cantidad y tipo de refrigerante a usar.

Realizamos una operación sencilla para facilitar el cálculo de las capacidades y cantidades de unidades interiores que requerimos para nuestro diseño, se obtiene en base a nuestra carga térmica que es de 369855.64 BTU/h, es decir, 370 KBTU/h. Nos apoyamos con este valor para la cantidad de unidades Fan-Coil que se debe utilizar en toda el área a climatizar. Por lo que necesitaremos 4 de estos equipos con una capacidad de 96 KBTU/h. Haciendo una multiplicación sencilla se obtendrá el valor total de 384 KBTU/h.

4.1. Diseño del sistema de climatización por medio de software para VRF.

Ahora bien, el programa a utilizar es muy sencillo de manipular, como primer paso se debe ingresar ciertos parámetros antes de iniciar con el diseño. Estos son: longitudes, diámetros, volumen, temperatura, unidad de



calor, flujo del aire, capacidad etc.

Figura 4. 1: Unidades del Software.
Elaborado por: Autor

Una vez ingresados todos estos datos se procede a seleccionar las unidades interiores y unidades exteriores que se instalará dentro del patio de comidas.

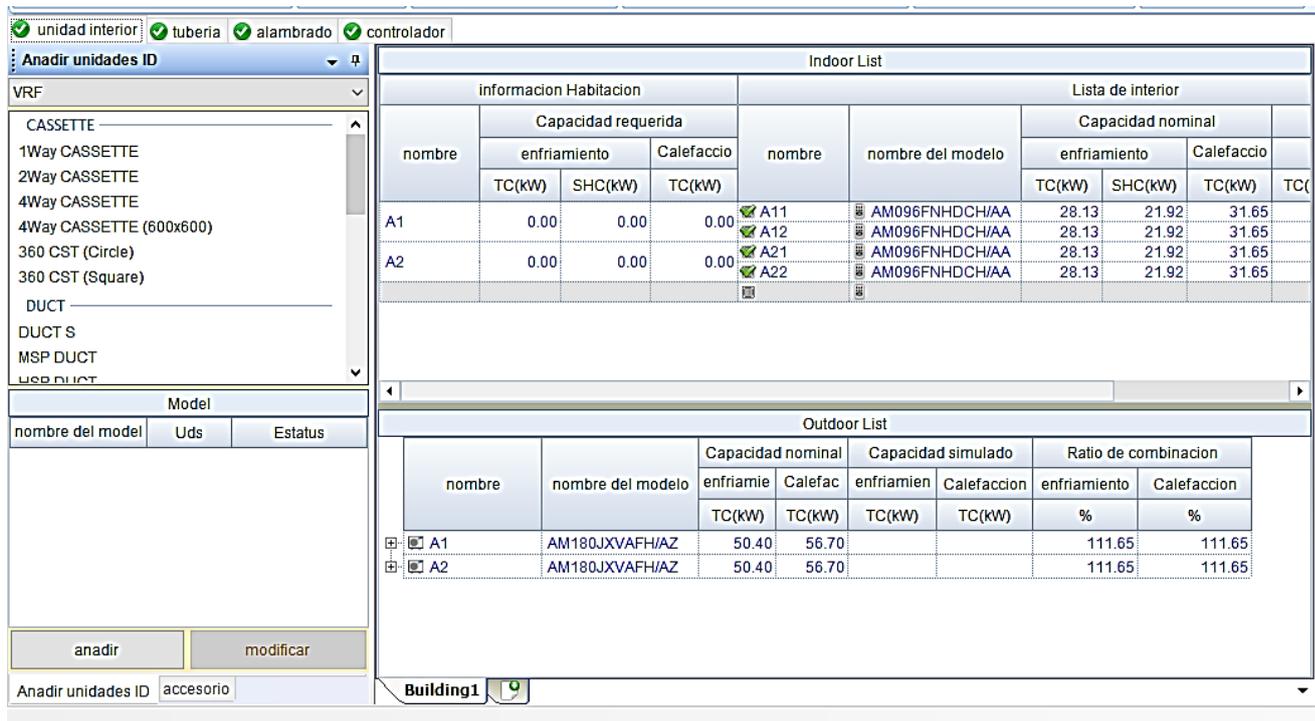


Figura 4. 2: Selección de unidades interiores (Indoor) y unidades exteriores (Outdoor).
Elaborado por: Autor

- A1 y A2 son los circuitos de las unidades interiores de 96 KBTU/h. Cada uno de estos circuitos están conectados a una máquina exterior de 180 KBTU/h.

Siguiendo con el proceso del diseño se hace clic en “tubería” para poder realizar las conexiones respectivas de las unidades interiores con su unidad exterior, adicional a esto también se colocará las medidas de longitud de las tuberías de cobre desde la unidad exterior, pasando por las derivaciones hasta las unidades interiores. En las figuras 4.3 y 4.4 se puede apreciar dicho proceso.

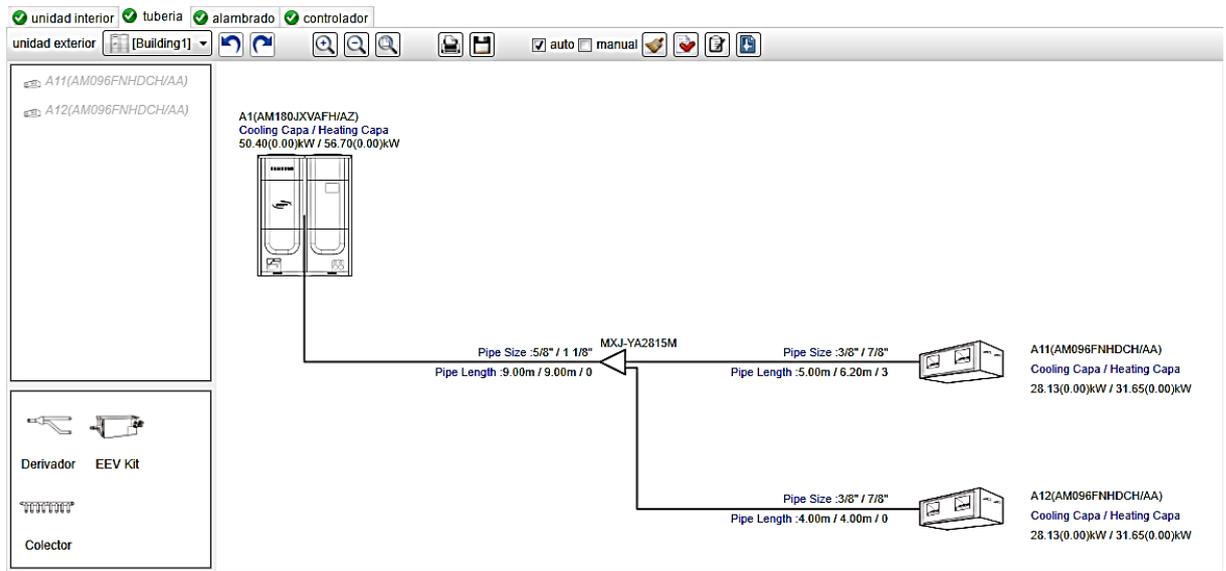


Figura 4. 3: Building 1.
Elaborado por: Autor

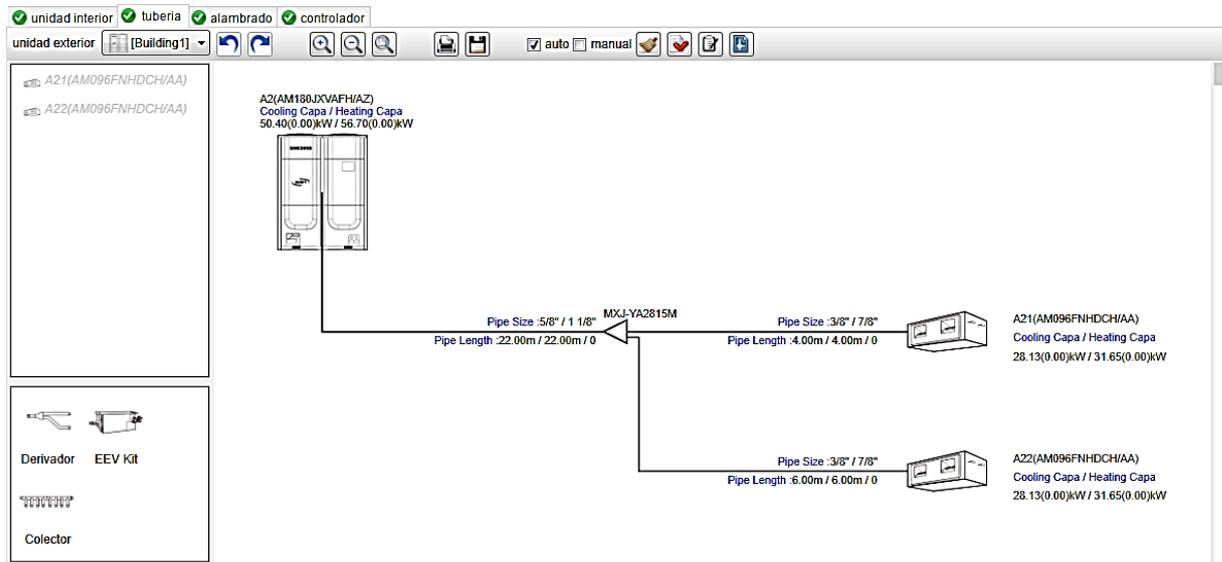


Figura 4. 4: Building 2
Elaborado por: Autor

Después de haber ingresado todos estos datos, daremos clic en “comprobación del sistema”. Este nos dará un previo informe de la aprobación de cada uno de los circuitos o Building que hemos dibujado.

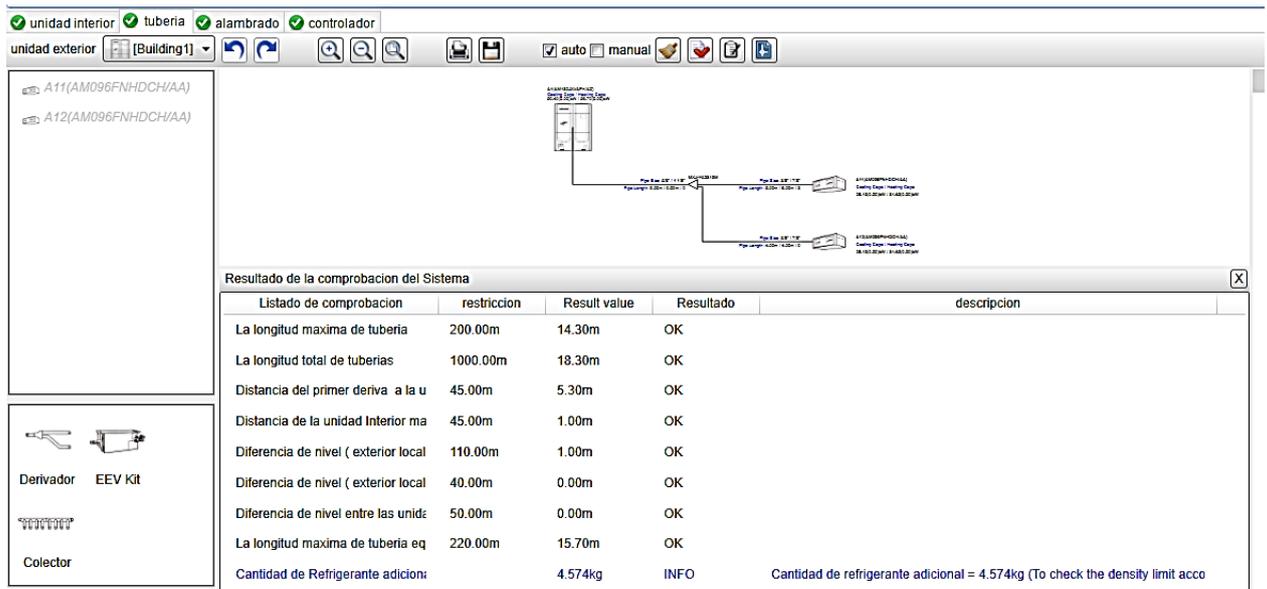


Figura 4. 5: Comprobación del sistema para Building 1
Elaborado por: Autor

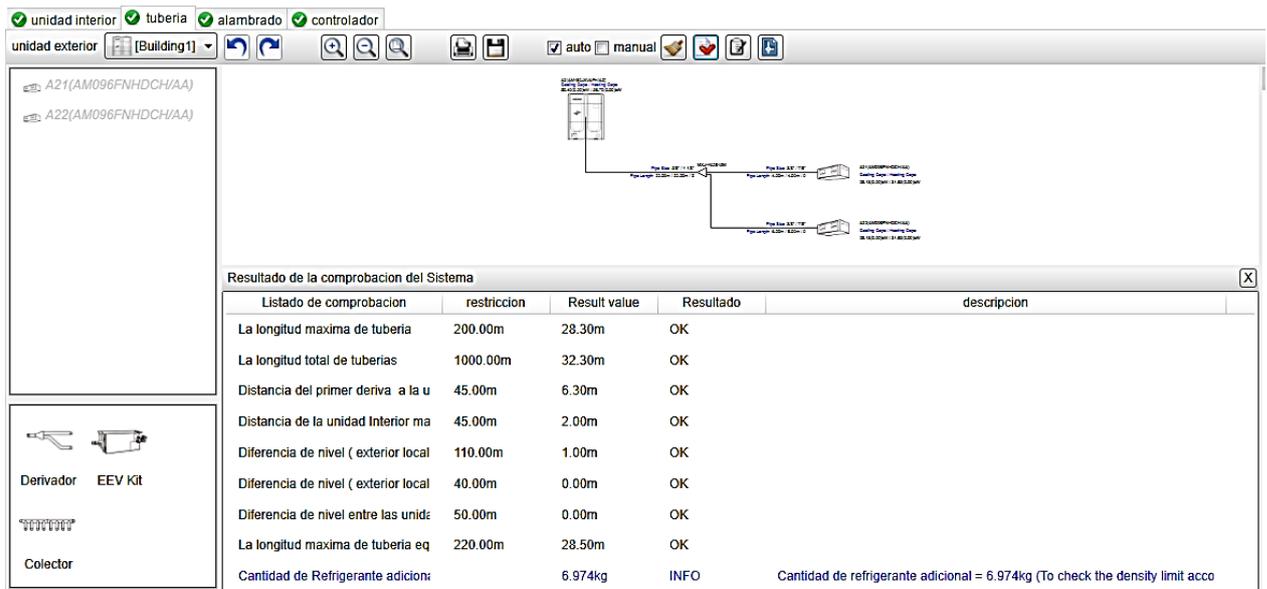


Figura 4. 6: Comprobación del sistema para Building 2
Elaborado por: Autor

Para finalizar, damos clic en “Informe”, aquí nos dará en formato Word o Excel todos los datos necesarios de nuestro sistema de climatización, estos son la cantidad de unidades exteriores con su modelo y capacidad, unidades interiores así mismo con las capacidades y modelo, derivaciones, cantidad de refrigerante y longitud total en tuberías de cobre.

NOMBRE DEL MODELO		AM096FNHDCH/AA	
FUENTE DE ALIMENTACION	Ø,#,V,HZ	1,2,208-230,60HZ	
capacidad nominal	enfriamiento	BTU/h	96000
	Refrigeración (SH)	BTU/h	74800
	Calefacción	BTU/h	108000
capacidad simulada	enfriamiento	BTU/h	-
	Refrigeración (SH)	BTU/h	-
	Calefacción	BTU/h	-
Potencia Consumida	enfriamiento	W	790
	Calefacción	W	790
Intensidad consumida	enfriamiento	A	5.9
	Calefacción	A	5.9
Flujo de aire	H/M/L	CFM	2543 / 2296 / 2048
	ESP	Pa	146.96
Presión sonora		dB(A)	43 / 48
tubería	Tubería de Liquido	in	3/8"
	tubería de gas	in	7/8"
cable de alimentación		mm2	AWG 14
refrigerante	tipo	-	R410A
	Control	-	EEV INCLUDED
Dimensiones y peso	peso	kg	89.000
	dimensiones	in	48.82x18.5x40.94
Condiciones de diseño (Refrigeración)	Ud. Exterior (DB)	°C	33.2
	Ud. Interior (WB)	°C	19
Condiciones de diseño (Calefacción)	Ud. Exterior (DB)	°C	19.9
	Interior (DB)	°C	15

Figura 4. 7: Característica técnicas de las unidades interiores (evaporadoras).

Fuente: (“Samsung HVAC Document Downloads”, s/f)

Articulos	unidad	AM180JXVAFH/AZ	
Potencia Consumida Nominal	kW	10.66/10.4	
Intensidad nominal consumida	A	31.1/30.3	
corriente maxima	A	MCA	66.5
MCCB		75	
Cable de Alimentacion / Comunicacion		-	-
Tuberia de Liquido	in	5/8"	
tuberia de gas	in	1 1/8"	
Tuberia de Descarga de Gas	in	-	
Tuberia de equilibrado de aceite	in		
Cantidad de refrigerante adicional	kg	8.400	
Tamano (AncxAltxPr)	mm	1295x1695x765	
Rango de Temperatura (C/H)	°C	-5 ~ 48	-25 ~ 24

Figura 4. 8: Características Técnicas de las Unidades Exteriores (condensadoras).

Fuente: ("Samsung HVAC Document Downloads", s/f)

4.2. Material de los Ductos.

Los conductos de aire acondicionado es uno de varios elementos del sistema de climatización por el cual, el aire se distribuirá por todo el sistema brindando el confort necesario. Las propiedades de los diferentes tipos de ductos determinaran en gran parte de la calidad de la instalación.

Para alcanzar una sensación de confort, mediante el acondicionamiento de aire, es necesario conseguir uniformidad en la temperatura y casi ausencia de corrientes de aire. No obstante, si el aire no se mueve (velocidad inferior de 8 cm/s, se considera aire estancado), tampoco se consigue una sensación de bienestar. (Miranda Barreras, 2000, p. 153).

Por lo general se emplean dos tipos de materiales, el acero galvanizado y fibra de vidrio, ambos materiales ofrecerán aproximadamente el mismo factor de transferencia de calor, la diferencia será en el precio del material, mano de obra en el momento del trabajo, rugosidad, etc.

Para nuestro diseño emplearemos lámina de acero galvanizado ASTM A525. Todas las juntas deberán ser herméticas y construidas en forma tal que los salientes apunten en la dirección del flujo de aire. (José, 2016, p. 99)

4.3. Diseño de Ductos para el Sistema de Climatización.

En esta etapa diseñaremos el sistema de ductos adecuado junto con la ubicación de las rejillas de suministro de aire. Todos los criterios que hemos mencionado en el capítulo 2 tales como confort, movimiento y circulación del aire, etc, nos pueden ser de gran ayuda al momento de plantear todos los puntos claves para nuestro diseño.

El espacio estructural que cuenta el patio de comidas tanto el techo como las paredes, será de gran importancia para establecer la mejor ubicación de los conductos del sistema de climatización y rejillas. Muchas veces estos espacios no brindan toda la ayuda necesaria para optimizar la distribución del aire, cualquier obstáculo afectaría a la misma distribución.

4.4. Dimensiones.

Según con el manual ASHRAE, existen tres métodos distintos para realizar las dimensiones. Haremos un breve detalle acerca de estas tres técnicas.

- Método de igual fricción: Consiste en la selección de un valor para la pérdida de presión por fricción por longitud de ducto, dicho valor se muestra en la figura 4.7 y se mantendrá constante para todas las secciones de ducto del sistema. Adicional se selecciona la velocidad

inicial de acuerdo con la Tabla 4.1, y con el caudal que deseamos manejar.

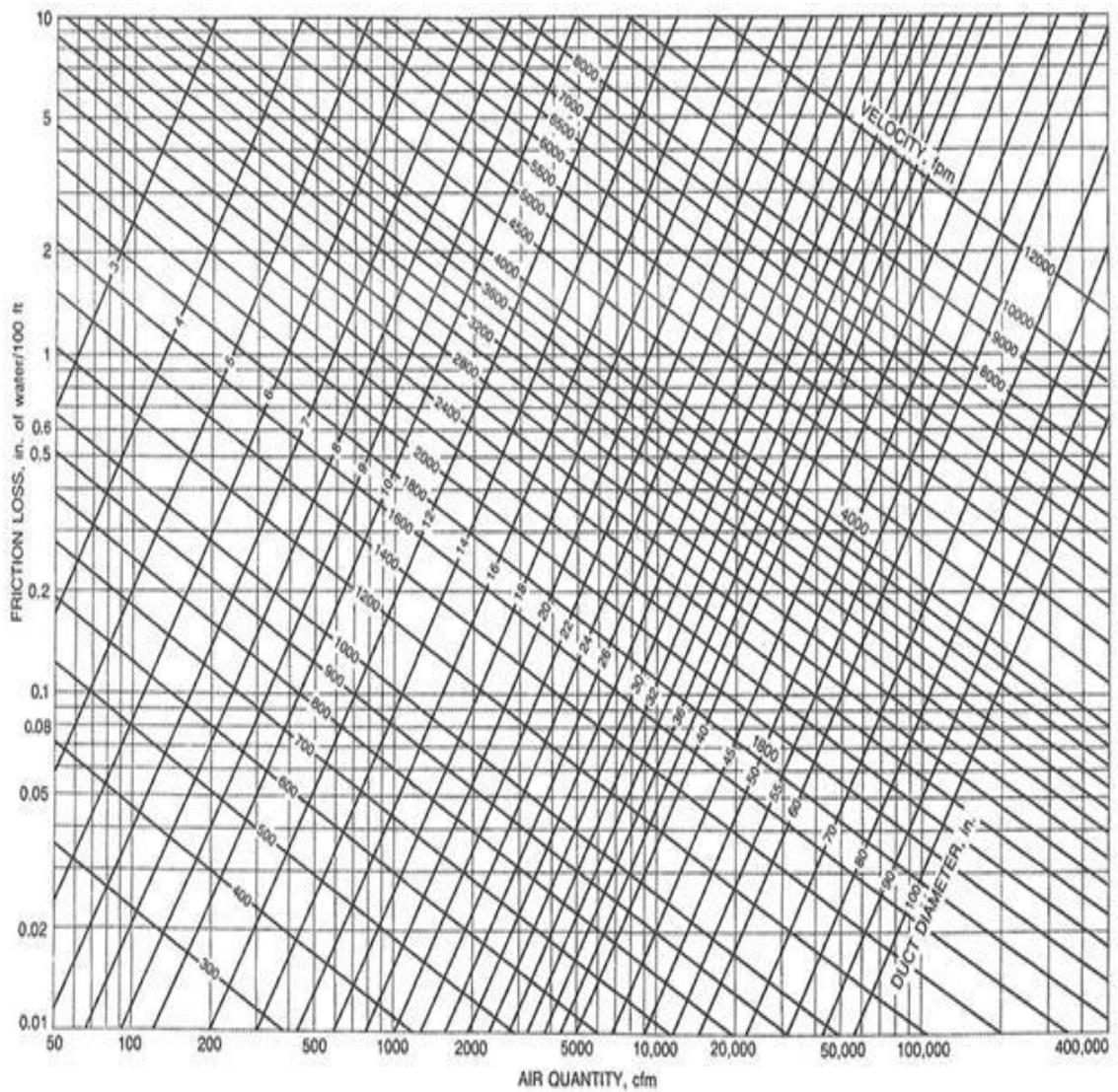


Figura 4. 9: Diagrama de pérdida por fricción en pulgadas de agua por 100 FT
Elaborado por: (ASHRAE (Firm), 2016)

Tabla 4. 1: Velocidades recomendadas para Ductos.

VELOCIDADES RECOMENDADAS Y VELOCIDADES MAXIMAS EN SISTEMAS DE DUCTOS PARA BAJA VELOCIDAD			
Velocidades Recomendadas FPM (m/s)			
Designación	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 - 1016)	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)
Velocidades Máximas FPM (m/s)			
Designación	Residencias	Escuelas, Teatros, Edificios Públicos	Edificios Industriales
Tomas de Aire fresco	800 (4,06)	900 (4,57)	1200 (6,10)
Filtros	300 (1,52)	350 (1,78)	350 (1,78)
Ventilador	1700 (8,64)	1500 - 2200 (7,62 - 11,18)	1700 - 2800 (8,64 - 14,22)
Ductos Principales	800 - 1200 (4,06 - 6,10)	1100 - 1600 (5,59 - 8,13)	1300 - 2200 (6,60 - 11,18)
Ductos Secundarios	700 - 1000 (3,56 - 5,08)	800 - 1300 (4,06 - 6,60)	1000 - 1800 (5,08 - 9,14)
Elevaciones Secundarias	650 - 800 (3,30 - 4,06)	800 - 1200 (4,06 - 6,10)	100 - 1600 (5,08 - 8,13)

Elaborado por: Autor

Para el diseño de los ductos en nuestro sistema de climatización, utilizaremos 0.16 in W*100ft. En las perdidas por fricción en donde los tramos de los ductos son muy extensos, se expresara de la siguiente manera.

$$Hf = \frac{Hf}{100} * L$$

Donde:

- L: longitud del ducto en Ft.
- Hf/100 son las pérdidas por fricción en in W*100 Ft de largo.

Las pérdidas de presión en conexiones de ductos se expresa de la siguiente forma:

$$Hf = C * \left(\frac{V}{4000} \right)^2 \text{ (pulgadas)}$$

Donde:

- C: coeficiente de fricción.
- V: velocidad del aire en pies/minuto

Las pérdidas de presión en transiciones se expresa de la siguiente forma:

$$Hf = 1.1 \left[\left(\left(\frac{V_0}{4000} \right) \right)^2 - \left(\left(\frac{V_f}{4000} \right) \right)^2 \right] \text{ (pulgadas)}$$

Donde:

- Vo: velocidad de entrada a la transición.
- Vf: velocidad de salida en la transición.

(López, 2007, p. 15)

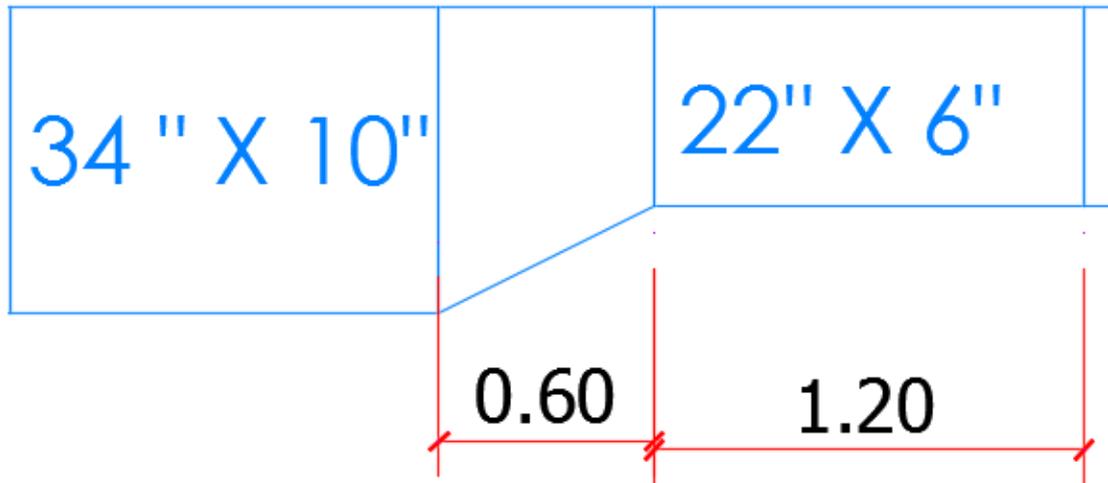


Figura 4. 10: Transición en ductos
Elaborado por: Autor

La gráfica de la figura 4.9 nos indica las pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos redondos de lámina galvanizada. Adicional, usaremos la gráfica de la Figura 4.10 que nos ayudará a encontrar la equivalencia de ductos redondos a ductos rectangulares. (López, 2007, p. 16)

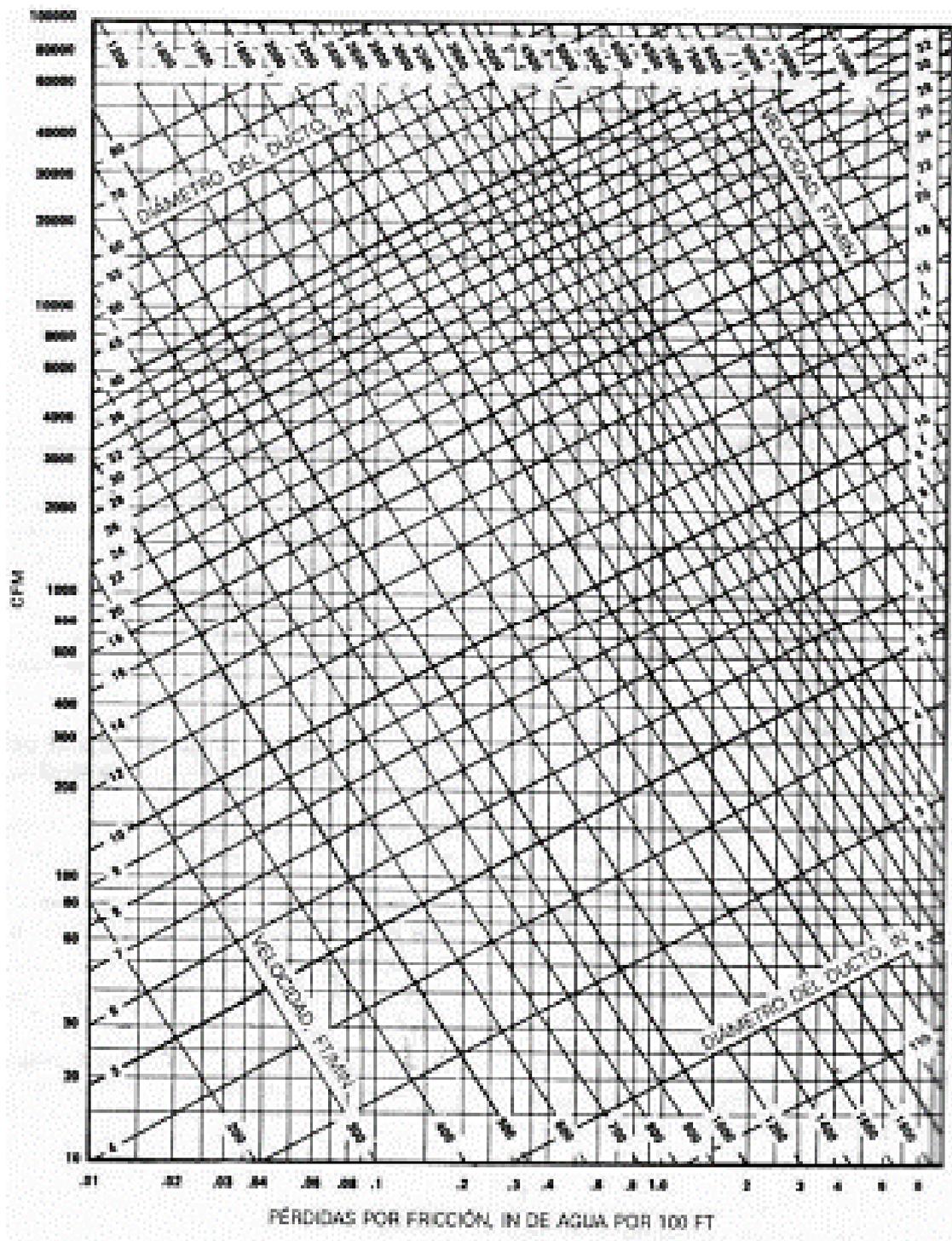


Figura 4. 11: Pérdidas por fricción de flujo de aire a través de ductos redondos de lámina galvanizada
 Elaborado por: (Lopez, 2007, p. 16)

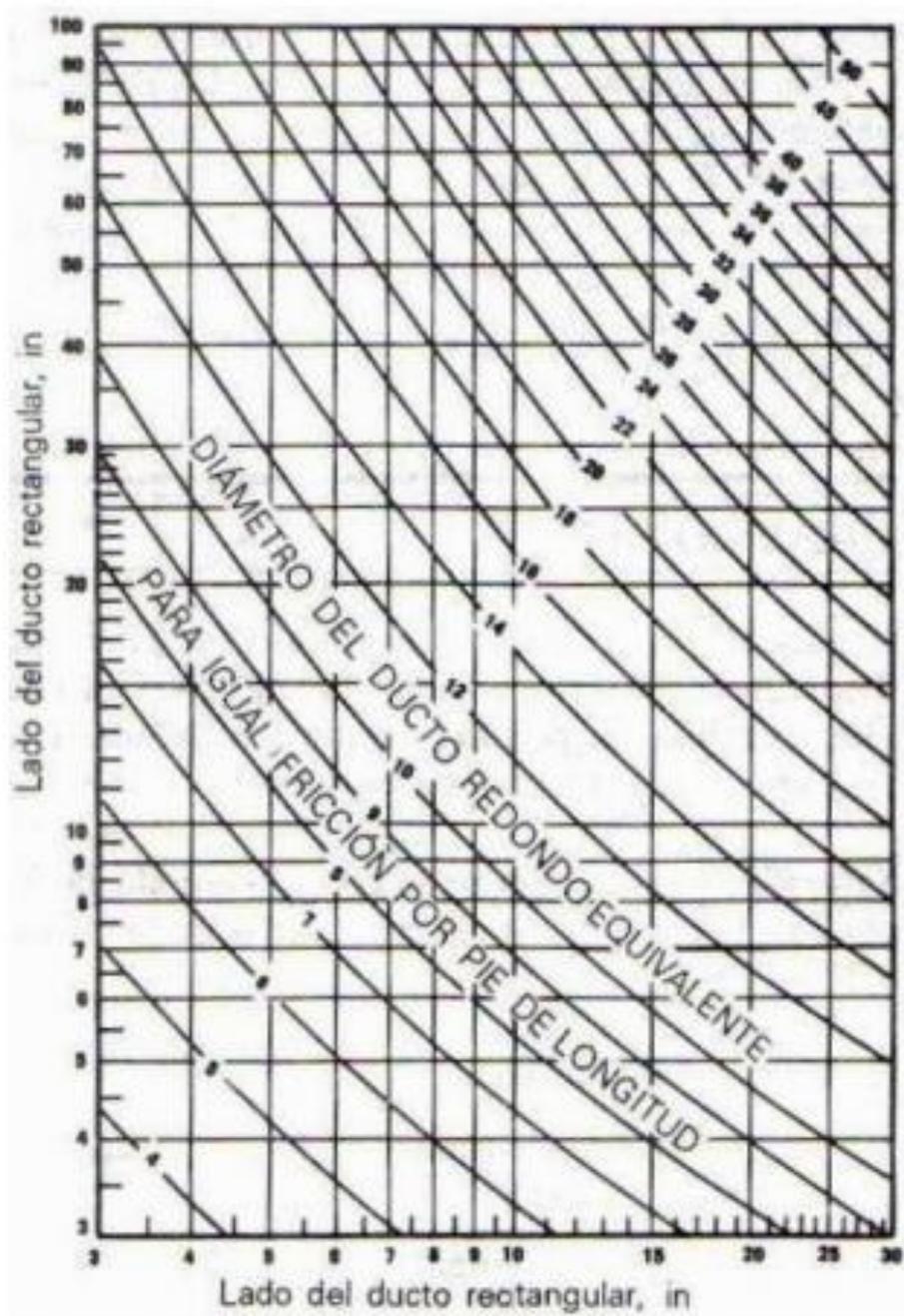


Figura 4. 12: Diámetros de ductos redondos equivalentes.
 Elaborado por: (Lopez, 2007, p. 17)

- Método de Optimización: Para este método se requiere de un procedimiento de programación dinámico. Para este método tenemos las siguientes restricciones:
 - ✓ Continuidad; el flujo de entrada debe ser igual al flujo de salida.
 - ✓ Balance de Presión; la pérdida de presión en cada tramo de ducto debe ser igual a la presión total del ventilador, la pérdida de presión en cada tramo es la misma.
 - ✓ Tamaño Nominal del ducto; los ductos son construidos en tamaños discontinuos, cada tramo son redondeados al ducto estándar más cercano.
 - ✓ Restricción de la velocidad; la máxima velocidad está restringida por limitaciones acústicas.

- Método de Simulación: Determina el flujo de cada sección de un sistema existente conociendo la curva de operación del ventilador.

4.4.1. Diseño del sistema de climatización A1 y A2 VRF.

El caudal que contará nuestro sistema A1 será de 3200 CFM, el diseño de estos ductos será de acuerdo al sitio en donde se localizarán las unidades interiores de 96 KBTU/H. Estos equipos debemos situarlos en un lugar apartado, donde no afecte el ruido provocado por las mismas máquinas.

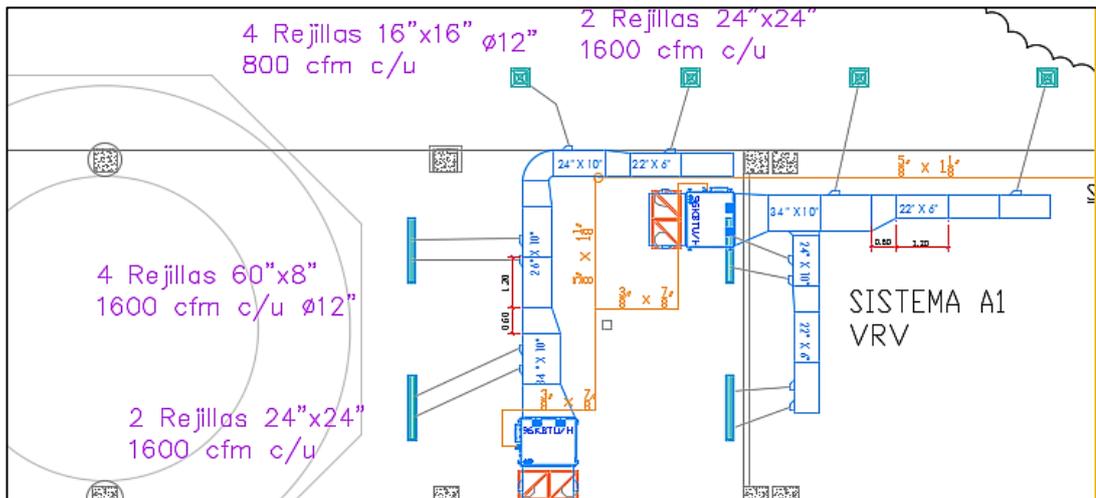


Figura 4. 13: Sistema A1 VRF
Elaborado por: Autor.

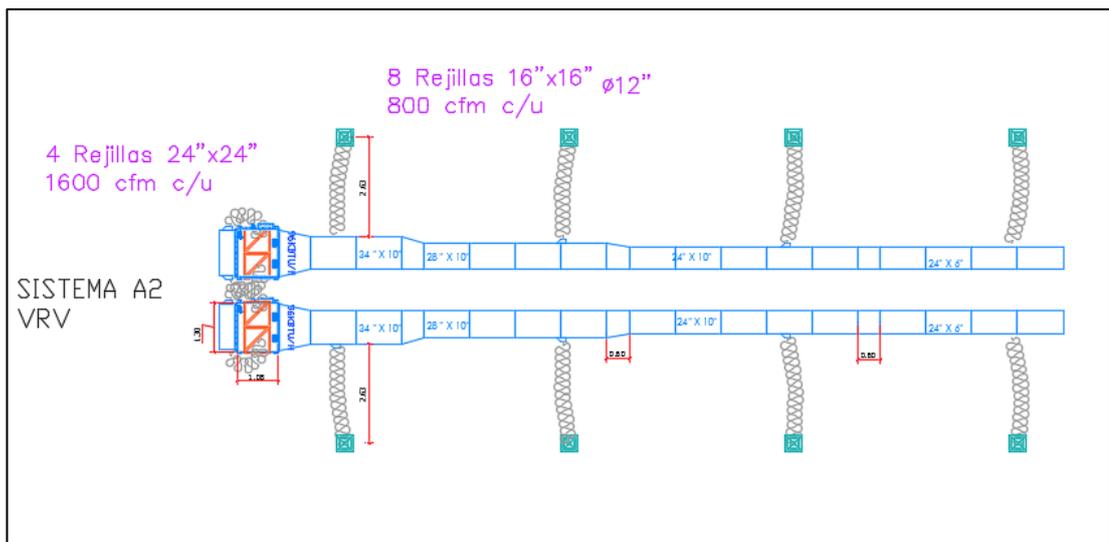


Figura 4. 14: Sistema A2 VRF
Elaborado por: Autor

Mediante el apoyo y utilización de un software es posible realizar todos estos cálculos de los ductos y sus reducciones de una manera más sencilla, rápida y eficaz.

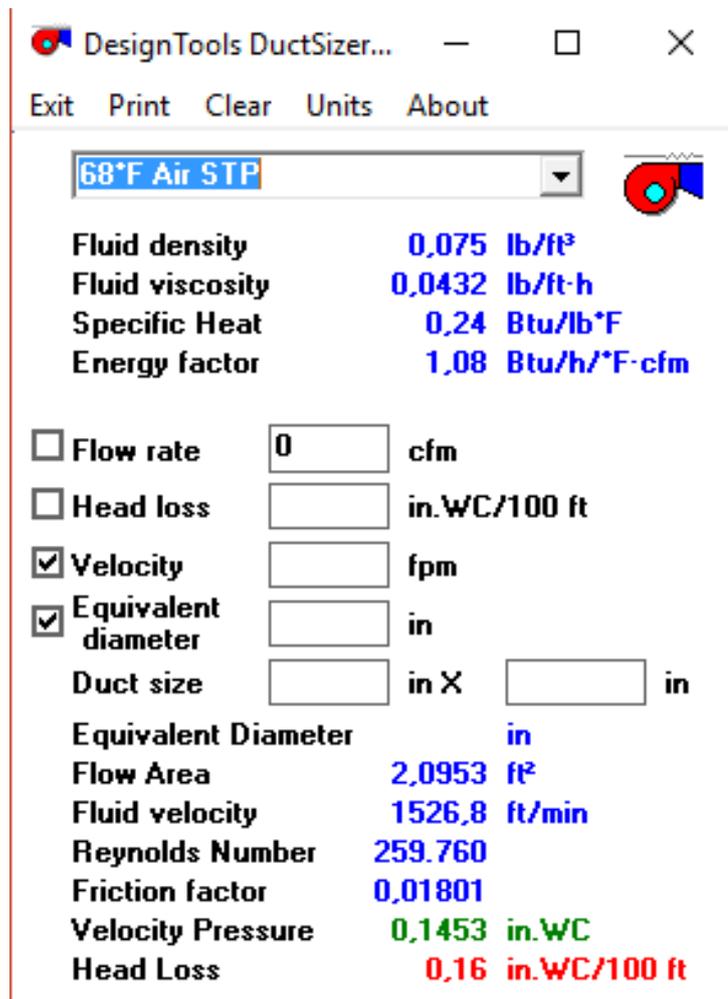


Figura 4. 15: software de diseño de ductos
Elaborado por. Autor

- **Paso 1: Ingresar los CFM.**

La máquina Fan-Coil de 96 KBTU/h cuenta con una capacidad de 3200 CFM y en nuestro diseño utilizaremos cuatro difusores, dos de estos cuadrados y dos lineales. Por lo tanto la cantidad de transiciones o reducciones serán cuatro.

Para conocer los CFM que circularan por cada uno de los tramos debemos hacer una división de los 3200 CFM que expulsa la máquina con la cantidad de tramos en nuestro ducto, en total son 800 CFM. Esto quiere decir que por cada tramo, sustraeremos 800 CFM de los 3200 CFM que inicialmente expulsa la máquina Fan – Coil.

- **Paso 2: Ingresar la velocidad del aire**

En este paso debemos encontrar la velocidad adecuada para que nuestra pérdida por fricción llegue a los 0.16 pulgadas de agua por 100 FT.

Después, automáticamente el software nos dará el diámetro equivalente en circular como en rectangular. A continuación podemos apreciar estos pasos en las siguientes imágenes.

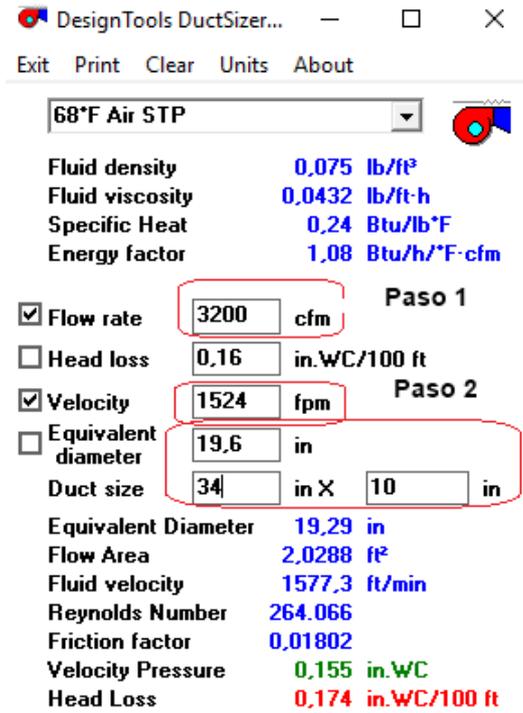


Figura 4. 16: Cálculos de ductos para 3200 CFM
 Elaborado por: Autor

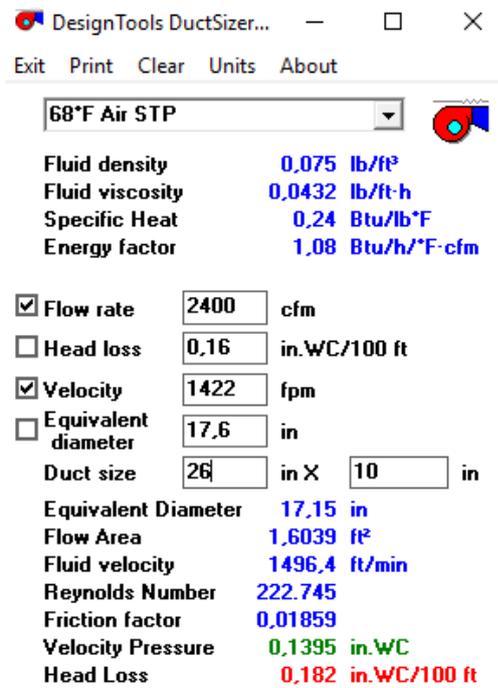


Figura 4. 17: Cálculos de ductos para 2400 CFM
 Elaborado por: Autor

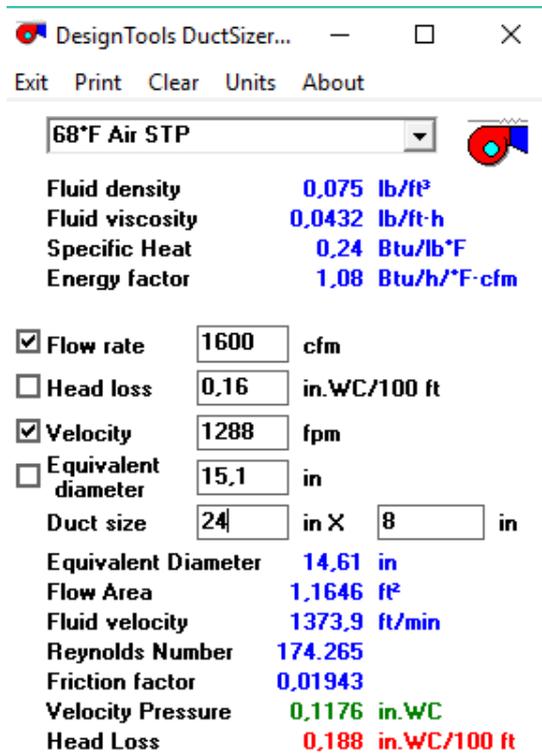


Figura 4. 18: Cálculos de ductos para 1600 CFM
Elaborado por: Autor

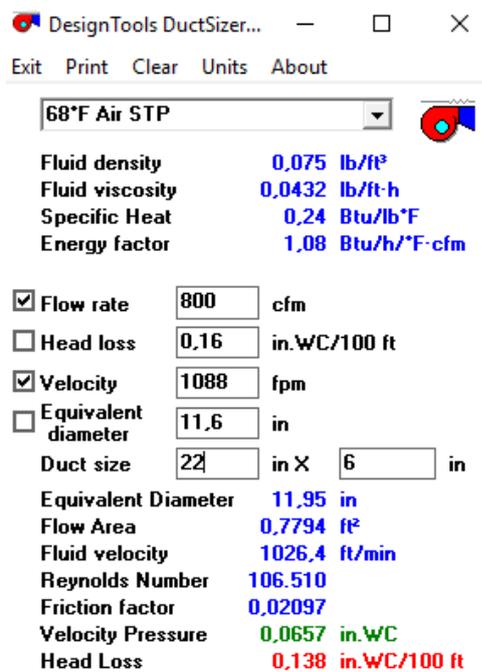


Figura 4. 19: Cálculos de ductos para 800 CFM
Elaborado por: Autor

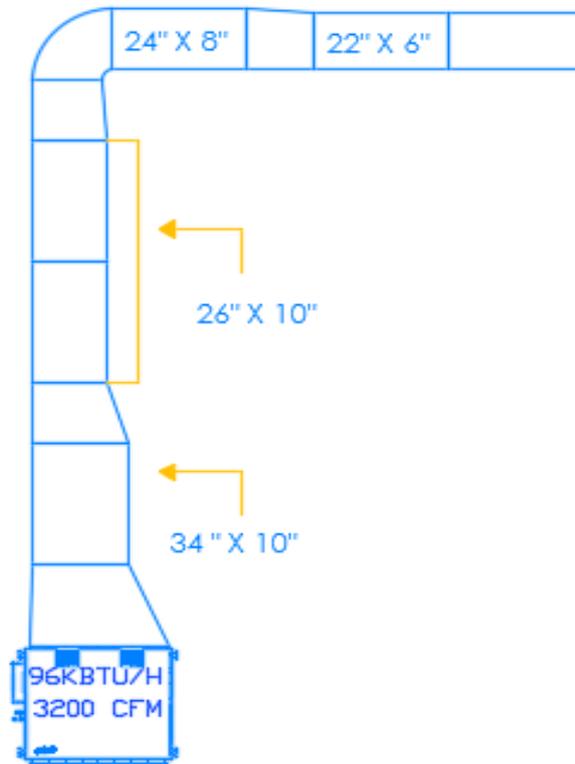


Figura 4. 20: Diseño del tramo de ducto del sistema A1
Elaborado por: Autor

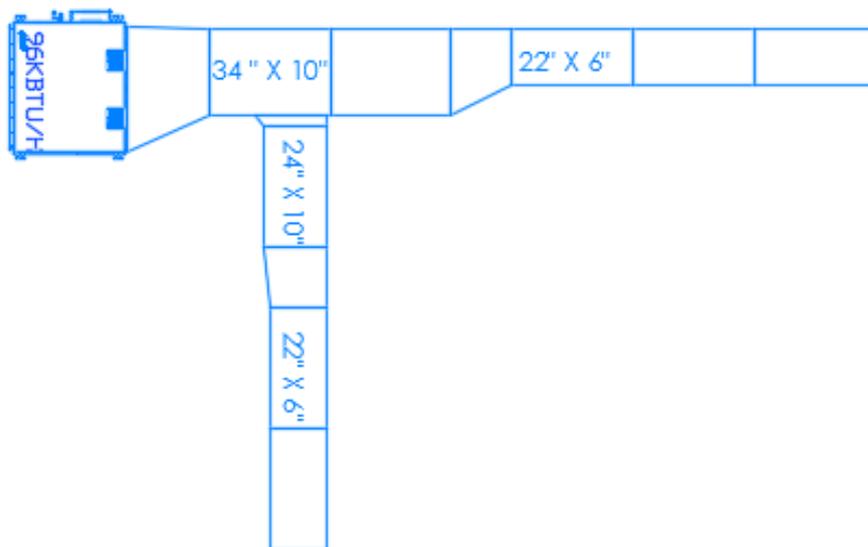


Figura 4. 21: Diseño del tramo de ducto del sistema A1
Elaborado por: Autor

4.5. Difusores.

4.5.1 Difusores de techo.

Se colocan en el techo y son de forma circular, realizados en conos concéntricos, que facilitan la mezcla del aire impulsado con el aire ambiente.

Pueden construirse de forma circular, cuadrada o rectangular. (Miranda Barreras, 2000, p. 155)



Figura 4. 22: Difusor cuadrado de 4 vías, aletas móviles.
Fuente: ("Titus HVAC | Engineering Innovative Air Distribution Solutions | Redefine Your Comfort Zone", s/f)



Figura 4.

23: Difusor cuadrado de 4 vías, aletas fijas.

Fuente: ("Titus HVAC | Engineering Innovative Air Distribution Solutions | Redefine Your Comfort Zone", s/f)

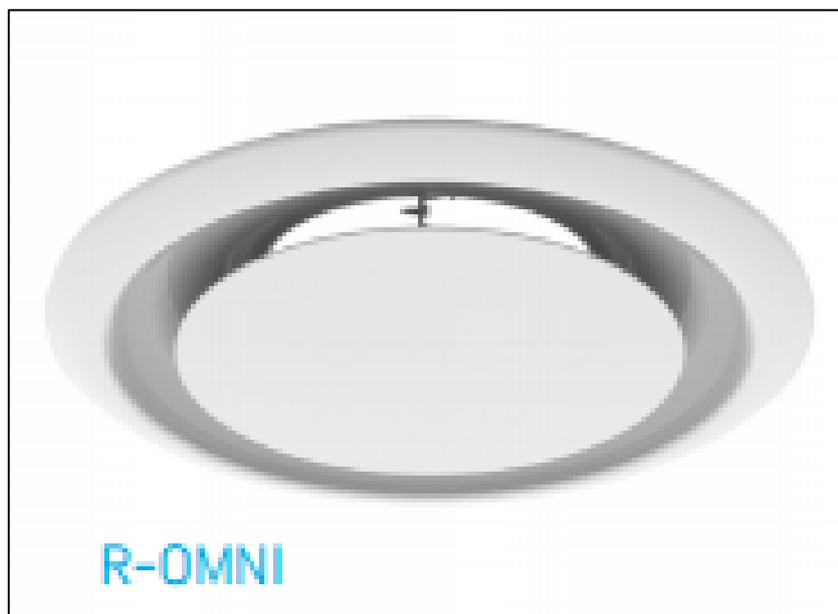


Figura 4. 24: Difusor circular

Fuente por: ("Titus HVAC | Engineering Innovative Air Distribution Solutions | Redefine Your Comfort Zone", s/f)

Para conocer la medida de los difusores que necesitaremos, empleamos la siguiente fórmula.

$$Q = V \cdot A$$

Donde:

- Q son los CFM en $\frac{Ft^3}{min}$
- V es la velocidad del aire en $450 \frac{Ft}{min}$
- A es el área del difusor.

Ahora para conseguir las medidas de nuestros difusores, reemplazaremos los datos ya obtenidos en la fórmula. Esto es:

$$A = \frac{Q}{V}$$

$$A = \frac{800 \frac{Ft^3}{min}}{450 \frac{FT}{min}}$$

$$A = 1.77 Ft^2$$

$$1.77 Ft^2 * \frac{144 in^2}{Ft^2} = 256 in^2$$

$$\sqrt{256 in^2} = 16 in$$

Nuestros difusores serán de 16" x16".

4.5.2 Difusores lineales.

Se trata de una abertura o fisura, larga y estrecha, situada en el techo, pared, por la que sale el aire. Puede haber más de una fisura. Generalmente la abertura es tan larga como el techo o la pared o el pavimento en el que va instalado. (Miranda Barreras, 2000, p. 155)



Figura 4. 25: Difusor rectangular o lineal.

Fuente: ("Titus HVAC | Engineering Innovative Air Distribution Solutions | Redefine Your Comfort Zone", s/f)

4.5.3 Rejillas.

Se construyen con varias filas de lamas horizontales o verticales, de tipo flujo u orientables, de forma que canalizan y dirigen el aire de impulsión.

A veces van provistas de una compuerta de regulación. (Miranda Barreras, 2000, p. 155)

Para conocer la medida de la rejilla que necesitamos, se emplea la siguiente fórmula.

$$Q = V \cdot A$$

Donde:

- Q son los CFM de la máquina evaporadora en $\frac{Ft^3}{min}$
- V es la velocidad del aire en $350 \frac{Ft}{min}$
- A es el área del difusor.

Se instala dos rejillas de retorno en nuestro diseño, por lo tanto el número de CFM de la máquina se dividirá para dos, después reemplazamos los datos ya obtenidos en nuestra fórmula. Esto es:

$$A = \frac{Q}{V}$$

$$A = \frac{1600 \frac{Ft^3}{min}}{350 \frac{FT}{min}}$$

$$A = 4.57 Ft^2$$

$$4.57 Ft^2 * \frac{144 in^2}{Ft^2} = 658.28 in^2$$

$$\sqrt{658.28 in^2} = 25 in$$

Para el diseño se procede a instalar dos rejillas de retorno de 24" x 24" en cada máquina.

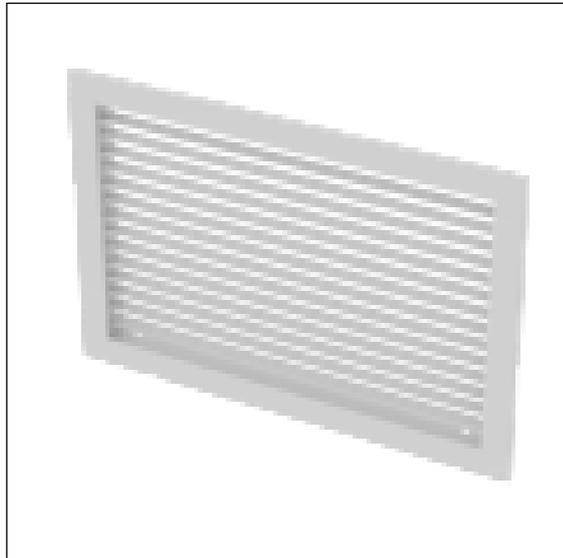


Figura 4. 26: Rejillas de retorno

Fuente: ("Titus HVAC | Engineering Innovative Air Distribution Solutions | Redefine Your Comfort Zone", s/f)

4.6. Dimensiones de las tuberías de cobre.

Los materiales más corrientes empleados en los sistemas de tubería son los siguientes.

- Acero-negro y galvanizado.
- Hierro forjado-negro y galvanizado.
- Cobre blando y duro.

Tabla 4. 2: Características del tubo de cobre.

	DIÁMETRO EXTERIOR		ESESOR	DIÁMETRO INTERIOR	SUPERFICIE EXTERIOR - x 10 ⁻³ m ² /m	SUPERFICIE INTERIOR - x 10 ⁻³ m ² /m	SECCIÓN LIBRE - x 10 ⁻⁴ m ²	PESO DEL TUBO kg/m	PESO DEL AGUA CONTENIDA kg/m
	pulgadas	mm							
Cobre duro-presión de servicio 21 kg/cm ²	1/2	12,7	0,9	10,9	40,21	34,29	93,30	0,295	0,093
	5/8	15,9	1,0	13,9	50,34	43,72	151,6	0,423	0,151
	7/8	22,2	1,15	18,9	70,30	62,51	311,0	0,676	0,311
	1 1/8	28,5	1,25	26,0	90,56	81,79	530,9	0,973	0,531
	1 3/8	34,9	1,4	32,1	110,5	101,0	809,2	1,31	0,809
	1 5/8	41,3	1,5	38,3	130,4	120,4	1152	1,69	1,15
	2 1/8	54,0	1,75	50,5	170,7	158,9	2028	2,60	2,03
	2 5/8	66,7	2,0	62,7	210,9	197,2	3087	3,69	3,09
	3 1/8	79,4	2,25	74,9	251,1	235,6	4405	4,96	4,40
	3 5/8	92,1	2,5	87,1	291,3	274,0	5957	6,39	5,96
	4 1/8	104,8	2,8	99,2	331,6	312,0	7728	8,01	7,73
	5 1/8	130,2	3,15	123,9	411,4	389,2	12056	11,2	12,0
6 1/8	155,6	3,5	148,6	491,2	467,5	17343	14,9	17,3	
Cobre duro-presión de servicio 28 kg/cm ²	3/8	9,5	0,8	7,9	30,08	24,85	49,01	0,198	0,049
	1/2	12,7	1,25	10,2	40,21	32,08	81,71	0,400	0,082
	5/8	15,9	1,25	13,4	50,34	42,15	140,9	0,512	0,141
	7/8	22,2	1,65	18,9	70,30	59,45	280,4	0,955	0,280
	1 1/8	28,5	1,65	25,2	90,56	79,27	498,7	1,25	0,499
	1 3/8	34,9	1,65	31,6	110,5	99,41	784,2	1,55	0,784
	1 5/8	41,3	1,8	37,7	130,4	118,6	1116	2,02	1,11
	2 1/8	54,0	2,1	49,8	170,7	156,7	1947	3,07	1,95
	2 5/8	66,7	2,4	61,9	210,9	194,7	3009	4,35	3,01
	3 1/8	79,4	2,8	73,8	251,1	232,2	4277	5,96	4,28
	3 5/8	92,1	3,0	86,1	291,3	270,8	5822	7,63	5,82
	4 1/8	104,8	3,4	98,0	331,6	308,3	7543	9,70	7,54
5 1/8	130,2	4,1	122,0	411,4	383,8	11689	14,4	11,7	
6 1/8	155,6	4,9	145,8	491,2	458,7	21157	20,7	21,1	
Cobre recocido-presión de servicio 17 kg/cm ²	3/8	9,5	0,8	7,9	30,08	24,85	49,01	0,198	0,049
	1/2	12,7	1,25	10,2	40,21	32,08	81,71	0,400	0,082
	5/8	15,9	1,25	13,4	50,34	42,15	140,9	0,512	0,141
	7/8	22,2	1,65	18,9	70,30	59,45	280,4	0,955	0,280
	1 1/8	28,5	1,65	25,2	90,56	79,27	498,7	1,25	0,499
	1 3/8	34,9	1,65	31,6	110,5	99,41	784,2	1,55	0,784
	1 5/8	41,3	1,8	37,7	130,4	118,6	1116	2,02	1,11
	2 1/8	54,0	2,1	49,8	170,7	156,7	1947	3,07	1,95
	2 5/8	66,7	2,4	61,9	210,9	194,7	3009	4,35	3,01
	3 1/8	79,4	2,8	73,8	251,1	232,2	4277	5,96	4,28
	3 5/8	92,1	3,0	86,1	291,3	270,8	5822	7,63	5,82
	4 1/8	104,8	3,4	98,0	331,6	308,3	7543	9,70	7,54
5 1/8	130,2	4,1	122,0	411,4	383,8	11689	14,4	11,7	
6 5/8	155,6	4,9	145,8	491,2	458,7	21157	20,7	21,1	

Fuente: (Carrier, 2008, p. III-6)

4.6.1 Dimensionamiento de las líneas de succión.

Las líneas de succión (líneas de baja presión) en los sistemas de aire acondicionado transportan el refrigerante desde el evaporador hacia el compresor en estado gaseoso (vapor), a presión baja y temperatura baja. (Guerra, 2013, p. 92)

Por este tramo de tubería, debe garantizar que el aceite que emergió del compresor debe retornar por la misma ruta y enviarlo desde el compresor por todo el circuito de refrigeración.

Para los sistemas VRF, cambia la cantidad de refrigerante de acuerdo a los requerimientos del enfriamiento para cierta zona o ambiente a climatizar; como la cantidad de refrigerante que circulará por la tubería no es continua, la velocidad del paso del gas no será constante y es obvio pensar que no podrá retornar el aceite.

Para dar la garantía del retorno del aceite, los sistemas VRF abren cada cierto tiempo todas sus válvulas de expansión de los evaporadores al 100%, encendiendo los compresores y bombeando todo el refrigerante. Este proceso no requiere que el equipo evaporador se encuentre encendido o apagado, trabajará este proceso de igual manera.

Las pérdidas de presión en las líneas de succión deben ser mínimas, las cuales no deben ser superiores a 0.21 Kg/cm³ (3psi). La velocidad mínima requerida para transportar el aceite con el gas refrigerante por las líneas de succión es de 2.5 m/s (480 pies por minuto) en las líneas horizontales y 5 m/s (960 pies por minuto) en las líneas verticales.(Guerra, 2013, p. 93)

4.6.2 Dimensionamiento de las líneas de líquido.

Las líneas de líquido (línea de alta presión) en los sistemas de aire acondicionado transportan el refrigerante desde el condensador hasta la válvula de expansión del evaporador en estado líquido.(Guerra, 2013, p. 93)

Para mantener el sub enfriamiento y evitar cualquier saturación del líquido en esta etapa, se requiere de un cierto valor razonable de pérdida de presión, ya que es estas líneas las pérdidas de presión no son tan críticas en comparación con las líneas de succión.

La velocidad máxima no deberá molestar por problemas de ruido en el transporte del refrigerante o golpes de ariete, por lo que no deberá exceder los 10 m/s (19000 pies por minuto). (Guerra, 2013, p. 94)

Tabla 4. 3: Dimensión de la tuberías de cobre

Dimensión de las tuberías de acuerdo a su capacidad		
Refrigerante R410a		
Capacidad Kw	Tubería líquido (pulg)	Tubería de gas (pulg)
<5.6	1/4	1/2
<16	3/8	5/8
<22.4	3/8	3/4
<33	3/8	7/8
<47	1/2	1-1/8
<71	5/8	1-1/8

<104	$\frac{3}{4}$	1-3/8
104<	$\frac{3}{4}$	1-5/8

Fuente: (Guerra, 2013, p. 96)

CAPITULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1. Conclusiones.

- La Perla del Pacifico, como se la conoce a la ciudad de Santiago de Guayaquil, está en una zona costera, donde actualmente se siente el aumento de temperatura; por lo que brindar un buen ambiente climatizado, no es tarea fácil. Pero con los estudios de carga térmica adecuados, se logra beneficiar a los ciudadanos que buscan un ambiente fresco para poder soportar el intenso calor.
- El sistema VRF permite en un mediano y largo un ahorro económico, por cuanto este sistema es mucho más eficiente en el consumo energético, produciendo eficiencia de carga parcial alta, lo cual se traduce en una alta eficiencia de energía por temporada.
- El sistema VRF dispone de controles independientes para las diferentes áreas, facilitando la manipulación, control y regulación del flujo del aire frío desde un centro único de mando.

5.2. Recomendaciones.

- En lo posible realizar los cálculos de carga térmica que requieran las instalaciones de las Facultades de la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, que no dispongan de ambientes climatizados, a fin de que se instalen los sistemas VRF, y de esta forma facilitar el normal y buen desempeño de las actividades académicas.
- Este sistema por sus bondades, de ahorro de energía y eficiencia en la climatización de ambientes, debería analizarse la posibilidad para que sean implementos en edificaciones actuales y futuras.
- Por cuanto el sistema VRF permite la instalación de un centro de control y mando único, es recomendable su aplicación y uso permanente con la finalidad de optimizar los recursos, especialmente el económico.

ANEXOS



Anexo 1: Ampliación patio de comidas.



Anexo 2: Ductos del sistema de aire acondicionado.



Anexo 3: Ductos y mangas flexibles del sistema A1 VRF.



Anexo 4: Unidades evaporadoras Fan - Coil de 96 KBTU/H del sistema A2 VRF.



Anexo 5: Unión entre máquina evaporadora y ductos.



Anexo 6: Unidad evaporadora Fan - Coil de 96 KBTU/H del sistema A1 VRF.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE (Firm). (2016). Guía de bolsillo de ASHRAE para aire acondicionado, calefacción, ventilación, refrigeración.
- Blesa, R. (1995). Conocimientos fundamentales sobre climatización. Barcelona: Ceac.
- Buqué, F. (2007). Manual práctico de refrigeración y aire acondicionado. Bogotá D.C., Colombia: Alfaomega : Marcombo.
- Carlos. (2016). ¿Qué es el sistema inverter?: Inverter para dummies. Recuperado a partir de <https://nergiza.com/que-es-el-sistema-inverter-inverter-para-dummies/>
- Carrier. (2008). Manual de aire acondicionado. Place of publication not identified: Marcombo.
- Chemours. (2016). La tecnología VRF está en ascenso. Recuperado el 26 de noviembre de 2016, a partir de https://www.chemours.com/Refrigerants/es_MX/news_events/noticias_refrescantes/edicion_17/vrfenascenso.html
- El Universo. (2016). Centro Comercial San Marino - SEP. 14, 2003 - Orgullo guayaquileño - Historicos - EL UNIVERSO. Recuperado el 16 de noviembre de 2016, a partir de <http://www.eluniverso.com/2003/09/14/0001/1016/D9EC6986103349F8B097FB4E7325FF7F.html>
- Guerra, B. (2013). Diseño de un sistema de aire acondicionado con sistemas de volumen de refrigerante variable.

Ingemecánica. (2016). Guía para el Cálculo de las Cargas Térmicas en los Edificios.

Recuperado el 9 de febrero de 2017, a partir de

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn255.html>

Jose, G. (2016). Diseño de sistema de climatización en salones de obras de arte.

Juan Francisco. (2016). Juan Francisco. Recuperado a partir de

<http://juanfrancisco207.wordpress.com>

Lopez. (2007). Diseño e instalación del sistema de ductería para la distribución de aire acondicionado dado por cuatro manejadoras en almacén de mercancías.

Universidad de San Carlos de Guatemala.

Miranda Barreras, A. L. (2000). Aire acondicionado. Barcelona: Ediciones Ceac.

NERGIZA. (2016a). ¿Qué es un fan-coil y cuál es el error más común a la hora de seleccionarlos? Recuperado a partir de <http://nergiza.com/que-es-un-fan-coil-y-cual-es-el-error-mas-comun-a-la-hora-de-seleccionarlos/>

NERGIZA. (2016b). ¿Qué es un sistema de climatización VRF? Recuperado a partir de <http://nergiza.com/que-es-un-sistema-de-climatizacion-vrf/>

Quadri, N. (2001). Sistemas de Aire Acondicionado, calidad del aire interior (primera edición). Buenos Aires, Argentina: Librería y Editorial ALSINA.

Samsung HVAC Document Downloads. (s/f). Recuperado el 25 de noviembre de 2016, a partir de <http://dvmdownload.com/>

SIMOES ALEXANDRE CELSO. (2009). DISTRIBUCIÓN DEL AIRE (PRIMERA). Nova Técnica.

Titus HVAC | Engineering Innovative Air Distribution Solutions | Redefine Your Comfort Zone. (s/f). Recuperado el 13 de febrero de 2017, a partir de <https://www.titus-hvac.com/Products>

- TuMejorEnergia.com. (2014, mayo 19). ¿Qué es un Aire Acondicionado Inverter y cómo funciona? Recuperado el 25 de enero de 2017, a partir de <http://www.tumejorenergia.com/blog/2014/05/19/como-funciona-un-aire-acondicionado-inverter/>
- UBICATV. (2016). Los malls de Guayaquil se hacen más grandes. Recuperado a partir de <http://blog.ubicatv.com/ecuador/los-malls-de-guayaquil-se-hacen-mas-grandes/>
- Whitman, W. C., & Johnson, W. M. (2000). Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. III, III,. Madrid: Paraninfo/Thomson Learning.



Presidencia
de la República
del Ecuador



Plan Nacional
de Ciencia, Tecnología,
Innovación y Saberes



SENESCYT

Secretaría Nacional de Educación Superior,
Ciencia, Tecnología e Innovación

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **FLORES MARTÍNEZ, MARCO VINICIO** con C.C: # 1720423233 autor del Trabajo de Titulación **OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN EL ÁREA DE PATIO DE COMIDAS PARA EL CENTRO COMERCIAL SAN MARINO, UTILIZANDO EQUIPOS DE FLUJO DE REFRIGERANTE VARIABLE** previo a la obtención del título de **INGENIERO EN ELÉCTICO MECÁNICO** en la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil.

1.- Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las instituciones de educación superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de titulación para que sea integrado al Sistema Nacional de Información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.

2.- Autorizo a la SENESCYT a tener una copia del referido trabajo de titulación, con el propósito de generar un repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Guayaquil, a los 20 días del mes de Marzo del año 2017

f. _____

Nombre: FLORES MARTÍNEZ, MARCO VINICIO

C.C: 1720423233

REPOSITORIO NACIONAL EN CIENCIA Y TECNOLOGÍA

FICHA DE REGISTRO DE TESIS/TRABAJO DE TITULACIÓN

TÍTULO Y SUBTÍTULO:	OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN EL ÁREA DE PATIO DE COMIDAS PARA EL CENTRO COMERCIAL SAN MARINO, UTILIZANDO EQUIPOS DE FLUJO DE REFRIGERANTE VARIABLE.		
AUTOR(ES)	MARCO VINICIO FLORES MARTÍNEZ		
REVISOR(ES)/TUTOR(ES)	ING. JAIME RAFAEL HIDALGO AGUILAR		
INSTITUCIÓN:	Universidad Católica de Santiago de Guayaquil		
FACULTAD:	Facultad de Educación Técnica para el Desarrollo		
CARRERA:	Ingeniería en Eléctrico Mecánico		
TÍTULO OBTENIDO:	Ingeniero en Eléctrico Mecánico con Mención en Gestión Empresarial.		
FECHA DE PUBLICACIÓN:	20 de Marzo de 2017	No. DE PÁGINAS:	88
ÁREAS TEMÁTICAS:	Sistemas de climatización y calefacción, Termodinámica, Procesos para la obtención de carga térmica,		
PALABRAS CLAVES/ KEYWORDS:	Cálculo de carga Térmica, Confort ambiental, Sistemas de Climatización por VRF, Ventilación, Transmisión de calor, Tecnología inverter		
RESUMEN/ABSTRACT (150-250 palabras):	<p>The following work constitutes the design of an air conditioning system for the expansion of the food court of the San Marino Shopping Center, using VRF (Variable Refrigerant Volume) technology that is a concept related to air conditioning equipment Which is focused on large houses and commercial buildings of medium and large size, taking into consideration the thermal comfort for customers who visit the food court, noise levels, thermal load, air circulation, materials to be used as Ducts, diffusers, pipes, sensors, insulation and grids indicated by the American Society of ASHRAE Refrigeration and Air Conditioning Engineers. At present, the high temperature levels in Guayaquil vary from 32 to 39 ° C, seriously affecting people's health, causing irritated eyes, conjunctivitis, rashes, respiratory problems and insolation, which are some of the annoyances On hot days, such as those recorded daily. The Shopping Center, is a little affected by these high temperatures of the city of Buenos Aires, as people decide to enter this mercantile site to be able to refresh themselves, avoiding damage to health and spend a pleasant time in the company of friends or family. That is why they decided to expand the food court sector to provide greater comfort to all their customers with VRF technology.</p>		
ADJUNTO PDF:	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO	
CONTACTO CON AUTOR/ES:	Teléfono: +593-4-2895965 +593-88962357	E-mail: mflores1108@hotmail.com	
CONTACTO CON LA INSTITUCIÓN: COORDINADOR DEL PROCESO DE UTE	Nombre: Philco Asqui Luis Orlando		
	Teléfono: (04) 2202935 ext 2007		
	E-mail: luis.pilco@cu.ucsg.edu.ec ute@cu.ucsg.edu.ec		
SECCIÓN PARA USO DE BIBLIOTECA			
Nº. DE REGISTRO (en base a datos):			
Nº. DE CLASIFICACIÓN:			
DIRECCIÓN URL (tesis en la web):			