

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÍNICA**



**Rediseño del sistema de aire acondicionado para el edificio D-15,  
de oficinas de 6 niveles, mediante un sistema de agua helada, en  
America Free Zone, Heredia**

Informe escrito de la Práctica Profesional para optar por el título de Ingeniero en  
Mantenimiento Industrial con el grado académico de Licenciatura

**REALIZADO POR:**

José Alejandro Delgado Quirós

**COORDINADOR DE PRÁCTICA:**

Ing. Greivin Barahona Guzmán

I Semestre 2019



**Carrera evaluada y acreditada por:**

Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

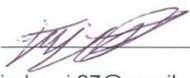
CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 17 de mayo del 2019

Señores  
Instituto Tecnológico de Costa Rica  
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo José Alejandro Delgado Quirós  
carné No. 201281830,  si autorizo  no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico  
(SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado  
de Licenciatura, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial  
presentado en la fecha 5 de junio del 2019, con el título  
Rediseño del sistema de aire acondicionado para el edificio D-15, de oficinas de 6 niveles, mediante un  
sistema de agua helada, en America Free Zone, Heredia

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante:   
Correo electrónico: jodequi.27@gmail.com  
Cédula No.: 304790595

## Datos personales

**Nombre completo:** José Alejandro Delgado Quirós

**Número de cédula:** 304790595

**Número de carné:** 201281830

**Edad:** 24 años

**Números de teléfono:** 8607-6319

**Correo electrónico:** jodequi.27@gmail.com

**Dirección exacta de domicilio:** 250 metros norte de la Parroquia de Guadalupe, Cartago, Costa Rica.

## Información del proyecto

**Nombre del proyecto:** Rediseño del sistema de aire acondicionado para el edificio D-15, de oficinas de 6 niveles, mediante un sistema de agua helada, en America Free Zone, Heredia

**Profesor tutor:** Ing. Gilberth Bonilla Castillo

**Horario de trabajo del estudiante:** lunes a viernes, de 8:00 a.m. a 5:00 p.m.

## Datos de la Empresa

**Nombre:** Tecnoconsult S.A.

**Actividad principal:** Diseño e inspección de obras eléctricas y mecánicas

**Dirección:** Guachipelín, Escazú, Costa Rica

**Asesor:** Jorge Uribe Enríquez, Ingeniero Electromecánico

**Teléfono:** 2201-7200

## **Dedicatoria**

A mi mamá, Isabel, por todos estos años de estar a mi lado, levantándose cuando sentía que ya no podía más. Por enseñarme a nunca rendirme y que al final todo esfuerzo vale la pena.

A mis hermanas, Sofía y Rosario, por apoyarme en todo momento y enseñarme sobre esfuerzo. También por ser un claro ejemplo de persona al que se puede aspirar a ser.

A mi papá, Gilberth, por apoyarme de igual manera todos estos años.

## **Agradecimientos**

A mis padres y hermanas, por todo el apoyo que me brindaron a lo largo de mi periodo en esta universidad. Por nunca abandonarme cuando más lo estaba pasando mal y a enseñarme a levantarme cada vez que fallaba. Agradecer también todo el apoyo que me han brindado durante esta etapa final de la carrera, por siempre creer en mí en todo momento.

A todos los profesores de la carrera, que fueron parte de mi trayectoria académica, impactándome de una u otra manera en el proceso. Así mismo al personal administrativo y general de la Escuela de Ingeniería Electromecánica por todos los servicios y ayuda que me brindaron a lo largo de estos años.

A mis amigos, futuros colegas y compañeros de carrera por todo el apoyo que me brindaron en los distintos cursos, por siempre creer en un buen trabajo de equipo para salir adelante en la carrera y por todos los momentos compartidos que atesoro de gran manera.

A la empresa Tecnoconsult S.A. por brindarme la oportunidad de realizar la práctica profesional, por adentrarme en el mundo laboral y por ser personas con una actitud enorme y dispuestas a ayudar. Agradecer a Daniel Ulate, Jorge Uribe, Edgar Núñez, Mariana Martínez y Priscilla Morales por brindarme apoyo en todo momento de realización del proyecto, por ayudarme con las dudas y por su dedicación y disponibilidad hacia mí. También a cada uno del resto de mis compañeros que siempre tuvo la disposición de ayudarme y apoyarme en todo momento de este proceso.

## Índice

Datos personales .....	3
Información del proyecto.....	3
Datos de la Empresa .....	3
Dedicatoria.....	4
Agradecimientos .....	5
CAPÍTULO 1. Resumen.....	14
Abstract.....	15
CAPÍTULO 2. Introducción y reseña de la empresa .....	16
2.1 Introducción.....	16
2.2 Reseña de la empresa .....	17
2.3 Proceso productivo .....	17
CAPÍTULO 3. Problema a resolver, objetivos y varios del proyecto .....	19
3.1 Problema a resolver .....	19
3.2 Objetivos.....	20
3.2.1 Objetivo general .....	20
3.2.2 Objetivos específicos .....	20
3.3 Alcance .....	21
3.4 Limitaciones .....	21
3.5 Justificación.....	22
3.6 Viabilidad.....	25
3.7 Metodología a seguir.....	25
CAPÍTULO 4. Marco teórico .....	28
4.1 Ciclo de refrigeración .....	30
4.2 Psicrometría .....	32
4.3 Propiedades termodinámicas del aire húmedo .....	33
4.3.1 Temperatura de bulbo seco (BS).....	33
4.3.2 Temperatura de bulbo húmedo (BH) .....	33
4.3.3 Temperatura de punto de rocío.....	34

4.3.4 Relación de humedad (W) .....	34
4.3.5 Volumen específico (v) .....	34
4.3.6 Entalpía específica (h) .....	34
4.4 Sistemas de aire acondicionado .....	35
4.4.1 Sistemas de agua helada .....	36
4.4.2 Sistemas VRF .....	39
4.5 Carga térmica.....	40
4.5.1 Ganancia de calor en los recintos.....	40
4.5.2 Conducción a través de la estructura exterior.....	41
4.5.3 Conducción a través de la estructura interior.....	42
4.5.4 Radiación solar a través de vidrios .....	42
4.5.5 Condiciones de diseño.....	43
4.5.6 Alumbrado .....	43
4.5.7 Personas.....	43
4.5.8 Equipo.....	43
4.5.9 Infiltración .....	44
4.6 Carga de enfriamiento o de refrigeración .....	44
4.6.1 Ventilación .....	44
4.6.2 Ganancia de calor por ductos .....	45
4.6.3 Calor desprendido por ventiladores y bombas.....	45
4.6.4 Fugas de aire en ductos .....	46
4.7 Cálculo del flujo volumétrico.....	46
4.7.1 Línea de proceso del serpentín.....	46
4.8 Software Hourly Analysis Program (HAP) .....	46
4.9 Ductos de aire acondicionado .....	47
4.9.3 Método de fricción igual .....	47
4.9.4 Método de recuperación estática.....	48
4.9.5 Método T.....	48
4.10 Difusores y rejillas .....	48
CAPÍTULO 5. Desarrollo del proyecto .....	49
5.1 Características geográficas del lugar .....	49
5.1.1 Temperatura promedio de Heredia .....	49

5.1.2 Humedad relativa.....	49
5.1.3 Resumen geográfico.....	49
5.2 Análisis de los recintos.....	50
5.3 Análisis de la carga térmica .....	50
5.4 Método teórico .....	51
5.4.1 Conducción a través de la estructura exterior.....	51
5.4.2 Conducción a través de la estructura interior.....	53
5.4.3 Radiación solar a través de vidrios .....	54
5.4.4 Alumbrado .....	55
5.4.5 Personas.....	55
5.4.6 Equipos.....	56
5.4.7 Cargas de enfriamiento o refrigeración.....	56
5.4.8 Ventilación .....	56
5.4.9 Ganancia de calor en ductos .....	57
5.4.10 Calor desprendido por ventiladores y bombas.....	57
5.4.11 Fugas en ductos .....	57
5.4.12 Cálculo de carga térmica para la finca filial 1 del nivel 6.....	57
5.5 Resultados de carga térmica.....	59
5.5.1 Resumen de las cargas de enfriamiento por el método teórico .....	59
5.5.2 Cálculo de la carga térmica mediante el software Hour Analysis Program (HAP) de la compañía Carrier.....	59
5.5.3 Comparación de resultados obtenidos por el método teórico y usando el HAP .....	60
5.6 Determinación de los CFM para cada recinto .....	62
5.7 Dimensionamiento de los ductos del sistema de aire acondicionado .....	63
5.7.1 Detalles del diseño de ductos .....	64
5.7.2 Dimensionamiento de ductos.....	64
5.7.3 Dimensionamiento de ductos de retorno y toma de aire fresco .....	71
5.8 Selección de difusores y rejillas de retorno.....	73
5.8.1 Selección de difusores.....	73
5.8.2 Selección de rejillas de retorno .....	74
5.9 Selección de equipos .....	75
5.9.1 Selección de fan coils .....	75

5.9.2 Selección de tuberías de agua helada (dimensionamiento) .....	76
5.9.3 Selección del chiller .....	78
5.9.4 Selección del tanque de expansión .....	80
5.9.5 Selección del separador de aire.....	80
5.9.6 Selección de bombas.....	81
5.10 Costos de implementación .....	82
5.11 Demanda y consumo energético de los equipos.....	85
5.11.1 Análisis de la demanda y el consumo de los fan coils .....	86
5.11.2 Análisis de la demanda y el consumo de los chillers .....	87
5.11.3 Análisis de la demanda y el consumo de las bombas.....	89
5.12 Costos totales de operación.....	92
5.13 Comparativa con el sistema VRF .....	96
5.14 Costos de mantenimiento.....	96
CAPÍTULO 6. Conclusiones y recomendaciones .....	97
6.1 Conclusiones.....	97
6.2 Recomendaciones .....	98
Bibliografía.....	99
APÉNDICES .....	100
Apéndice 1. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 1 nivel 1. .....	100
Apéndice 2. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 2 nivel 1. .....	101
Apéndice 3. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para recepción 2 nivel 1. .....	101
Apéndice 4. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 1 nivel 2-5. .....	103
Apéndice 5. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 2 nivel 2-5. .....	104
Apéndice 6. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para recepción nivel 2-5. .....	105
Apéndice 7. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 1 nivel 6. .....	106
Apéndice 8. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 2 nivel 6. .....	107

Apéndice 9. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para recepción nivel 6.	108
ANEXOS.....	109
Anexo 1. Corrección del DTCE dado por latitud y mes para paredes y techos.	109
Anexo 2. Coeficientes de transferencia de calor para diversos tipos de estructuras. ....	110
Anexo 3. Ganancia de calor debida a los ocupantes del recinto.....	111
Anexo 4. Factores de carga sensible debido a personas para las cargas de enfriamiento. ....	111
Anexo 5. Requisitos de ventilación para ocupantes.....	112
Anexo 6. Tasas mínimas de ventilación en la zona de respiración según ASHRAE. ....	113
Anexo 7. Tabla de desempeño y selección de difusores y rejillas de retorno. .	114
Anexo 8. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 1 del nivel 1. ....	115
Anexo 9. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 2 del nivel 1. ....	116
Anexo 10. Datos técnicos para los fan coils de la recepción del nivel 1. ....	117
Anexo 11. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 1 de los niveles del 2 al 5. ....	118
Anexo 12. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 2 de los niveles del 2 al 5. ....	119
Anexo 13. Datos técnicos para los fan coils de la recepción de los niveles del 2 al 5. ....	120
Anexo 14. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 1 del nivel 6. ....	121
Anexo 15. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 2 del nivel 6. ....	122
Anexo 16. Datos técnicos para los fan coils de la recepción del nivel 6. ....	123
Anexo 17. Datos técnicos de los chillers seleccionados. ....	124
Anexo 18. Datos técnicos del tanque de expansión seleccionado.....	125
Anexo 19. Datos técnicos del separador de aire seleccionado.....	126
Anexo 20. Datos técnicos de las bombas seleccionadas.....	127
Anexo 21. Plano mecánico del sistema de aire acondicionado nivel 1. ....	128
Anexo 22. Plano mecánico del sistema de aire acondicionado nivel 2-5 y 6. ..	129
Anexo 23. Plano mecánico del sistema de agua helada nivel 1.....	130
Anexo 24. Plano mecánico del sistema de agua helada nivel 2-5 y 6.....	131
Anexo 25. Plano mecánico del sistema de agua helada azotea. ....	132
Anexo 26. Plano de detalles del sistema de aire acondicionado. ....	133

## Índice de figuras

<b>Figura 1.</b> Diagrama del proceso productivo de Tecnoconsult S.A. ....	18
<b>Figura 2.</b> Ciclo de refrigeración mecánica de dos fases.....	30
<b>Figura 3.</b> Diagrama p-h del ciclo de refrigeración para un refrigerante .....	32
<b>Figura 4.</b> Carta psicrométrica de ASHRAE .....	33
<b>Figura 5.</b> Propiedades de la carta psicrométrica .....	35
<b>Figura 6.</b> Ejemplo de análisis de la carga térmica de la finca filial 1 del nivel seis.....	58
<b>Figura 7.</b> Curvas características de las bombas seleccionadas del sistema. .....	91

## Índice de tablas

<b>Tabla 1.</b> Parámetros de trabajo del ventilador .....	46
<b>Tabla 2.</b> Condiciones geográficas en Heredia, Costa Rica. ....	49
<b>Tabla 3.</b> Área por recinto de cada nivel. ....	50
<b>Tabla 4.</b> Coeficiente de transferencia de calor para paredes externas.....	52
<b>Tabla 5.</b> Coeficiente de transferencia de calor para ventanas.....	52
<b>Tabla 6.</b> DTCE corregido para paredes.....	53
<b>Tabla 7.</b> Coeficiente de transferencia de calor para estructura interior. ....	54
<b>Tabla 8.</b> Variables necesarias para la ganancia de calor por radiación solar. .....	54
<b>Tabla 9.</b> Ganancia de calor sensible y latente dada por personas. ....	56
<b>Tabla 10.</b> Resultados finales de la carga térmica por método teórico. ....	59
<b>Tabla 11.</b> Resultados finales de la carga térmica con el uso del HAP de Carrier. ....	60
<b>Tabla 12.</b> Comparación de las toneladas de carga térmica obtenidas por el método teórico y el método HAP. ....	61
<b>Tabla 13.</b> CFM necesario para cada recinto.....	62
<b>Tabla 14.</b> Dimensiones y caudal de los ductos de distribución de aire.....	65

<b>Tabla 15.</b> Análisis de las caídas de presión del sistema. ....	70
<b>Tabla 16.</b> Dimensiones de los ductos de retorno.....	71
<b>Tabla 17.</b> Flujo de aire fresco para cada recinto. ....	72
<b>Tabla 18.</b> Dimensiones de los ductos de las tomas de aire fresco. ....	73
<b>Tabla 19.</b> Difusores para cada recinto.....	74
<b>Tabla 20.</b> Selección de las rejillas de retorno para cada recinto. ....	75
<b>Tabla 21.</b> Fan coils seleccionados para cada recinto.....	76
<b>Tabla 22.</b> Diámetro de la red de tuberías de agua helada.....	77
<b>Tabla 23.</b> Chillers seleccionados para el sistema.....	79
<b>Tabla 24.</b> Datos para selección de tanque de expansión. ....	80
<b>Tabla 25.</b> Tanque de expansión seleccionado. ....	80
<b>Tabla 26.</b> Galones por minuto del sistema. ....	81
<b>Tabla 27.</b> Separador de aire seleccionado.....	81
<b>Tabla 28.</b> Datos para la selección de cada bomba del sistema.....	82
<b>Tabla 29.</b> Bombas seleccionadas para el circuito primario y secundario. ..	82
<b>Tabla 30.</b> Costo de implementación del sistema de A/C en general. ....	83
<b>Tabla 31.</b> Costos de implementación para la tubería pre-aislada.....	84
<b>Tabla 32.</b> Costos totales de implementación.....	85
<b>Tabla 33.</b> Factor de utilización a lo largo del día. ....	85
<b>Tabla 34.</b> Potencia eléctrica de entrada y consumo energético diario por cada fan coil. ....	86
<b>Tabla 35.</b> Demanda y consumo energético de los chiller de acuerdo a la carga máxima de los equipos a alimentar. ....	88
<b>Tabla 36.</b> Demanda y consumo energético mensual del circuito primario de bombas.....	90
<b>Tabla 37.</b> Flujo volumétrico de las bombas del circuito secundario.....	91
<b>Tabla 38.</b> Demanda y consumo energético del circuito secundario de bombas.....	92
<b>Tabla 39.</b> Consumo energético y demanda total del sistema de agua helada.....	93
<b>Tabla 40.</b> Tarifas para mediana tensión. ....	93

<b>Tabla 41.</b> Costos operativos totales con la tarifa de media tensión en el sistema de agua helada. ....	94
<b>Tabla 42.</b> Tarifas industriales .....	94
<b>Tabla 43.</b> Costos operativos totales con la tarifa industrial para el sistema de agua helada.....	95
<b>Tabla 44.</b> Costos operativos con tarifa de mediana tensión y tarifa industrial para el sistema de agua helada. ....	95
<b>Tabla 45.</b> Costos de operación mensuales del sistema de agua helada y el VRF.....	96
<b>Tabla 46.</b> Costos del mantenimiento preventivo para el sistema de agua helada.....	96

## **CAPÍTULO 1. Resumen**

En este informe se describirá el proyecto *Rediseño del sistema de aire acondicionado para el edificio D-15, de oficinas de 6 niveles, mediante un sistema de agua helada, en America Free Zone, Heredia.*

El proyecto requirió un estudio detallado de los recintos de la edificación para que de esta manera se tuviera clara la composición estructural y dimensiones del sitio. Estos fueron factores fundamentales para el cálculo de la carga térmica tanto de manera manual como con el uso de software.

Como se mencionó la carga térmica se hizo con un método manual desarrollado por Edward Pita y también con el uso del software HAP, del que se hablará más adelante, de esta manera se pudo tener una comparación entre los dos métodos. Finalmente se termina usando la carga resultante del HAP para mayor exactitud.

También se hicieron los cálculos necesarios de CFM en todo tipo de ductería y así lograr el dimensionamiento de los mismos.

Se realizó una selección de equipos mediante el uso de softwares proporcionados por Carrier, Bell & Gossett y Taco. También se confeccionaron los planos mecánicos del sistema de aire acondicionado y los del sistema de agua helada.

Se realizó una estimación general de los costos de implementación y un análisis de los costos de operación del sistema. Con esta información se pudo hacer una comparativa de costos de operación del sistema actual con el rediseño propuesto.

Para la realización de todo esto se trabajó estrictamente bajo la guía de las normas ASHRAE además de los métodos y parámetros utilizados por Tecnoconsult para la realización del diseño.

## **Abstract**

This report will describe the project that has been made, which is the redesign of the air conditioning system for the D-15 building, of 6-level offices, through a frozen water system, in America Free Zone, Heredia.

The project required a detailed study of the buildings' enclosures so that the structural composition and dimensions of the site were clear. These were fundamental factors for calculating the thermal load, both manually and with the use of software.

As mentioned, the thermal load was made with a manual method developed by Edward Pita and also with the use of the HAP software, which will be discussed later in the report. In this way it was possible to have a comparison between the two methods. Finally it ends up using the resulting load of the HAP software for greater accuracy.

The necessary calculations of CFM in all types of ducts were also made and thus achieve the dimensioning of the same.

A selection of equipment was made through the use of softwares provided by Carrier, Bell & Gossett and Taco primarily. It was made the mechanical drawings of the air conditioning system and the frozen water system.

Also it was made a general estimate of the implementation costs and an analysis of the operation costs of the system was made. With this information it was possible to make a comparison of operating costs of the current system with the proposed redesign.

For the realization of all this, we worked strictly under the guidance of the ASHRAE standards in addition to the methods and parameters used by Tecnoconsult for the realization of the design.

**Palabras clave:** aire acondicionado, agua helada, ductos, tubería, equipos, costos.

## **CAPÍTULO 2. Introducción y reseña de la empresa**

### **2.1 Introducción**

Los seres humanos por naturaleza siempre han buscado las mejores condiciones de entorno para coexistir, es así como siempre se está en una búsqueda permanente de confort. Watson (2002) menciona que la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés) define el confort térmico como la condición mental que expresa satisfacción con el estado térmico del ambiente.

El cuerpo humano tiende a autorregular su temperatura corporal dependiendo de las condiciones que estén alrededor, si no se siente cómodo con las condiciones se busca una manera de obtener esta armonía. Existen diversas maneras de conseguir el confort térmico necesario, ya sean métodos naturales o creados por el hombre, el aire acondicionado (A/C por sus siglas en inglés) es de los más aceptados para lograr esta condición.

El aire acondicionado se usa debido a que cuando una persona se encuentra dentro de cualquier tipo de edificación si no hay algún tipo de sistema que regule la temperatura del sitio el ambiente se puede volver hostil para la estadía del individuo y el cuerpo humano puede autorregular su temperatura corporal solo hasta cierto punto. Así es como a través del paso de los años se ha buscado la manera de que los entornos sean los que se adapten a la persona y no viceversa.

Usar aire acondicionado es de los métodos más eficientes para alcanzar el confort térmico puesto que con los avances de la tecnología no importa si se requiere enfriar o calentar el cuerpo humano, estos sistemas son capaces de lograrlo en todos los recintos del edificio. El siguiente proyecto pretende cubrir todas las necesidades de confort térmico que puedan tener las personas en los recintos donde se va a desarrollar.

## **2.2 Reseña de la empresa**

Tecnoconsult S.A. es una empresa ubicada en Guachipelín de Escazú, Costa Rica. También cuenta con oficinas en la ciudad de Panamá.

Es una empresa encargada del diseño e inspección de obras eléctricas y mecánicas, más específicamente hablando de sistemas eléctricos, plomería, aire acondicionado, redes de voz y datos, sistemas de alarmas, control de acceso, sistemas de protección contra incendio, CCTV y sistemas de control inteligente de edificios. También se cuenta con diseñadores de interiores y arquitectos especialistas en iluminación y así poder buscar un equilibrio entre funcionalidad y estética en los diseños de iluminación.

El objetivo que tiene la empresa en sí es brindar la solución más integral al problema que tenga el cliente y de esta manera poder maximizar la rentabilidad de las inversiones que éstos realicen. Puesto a que existe una amplia versatilidad de campos en los que se desempeñan poseen una cartera de clientes en todas las áreas anteriormente mencionadas, en diversos sectores, como el sector hotelero, comercial, institucional, industrial y residencial no solo en territorio nacional, sino que también en otros países de Centroamérica, Suramérica y el Caribe.

## **2.3 Proceso productivo**

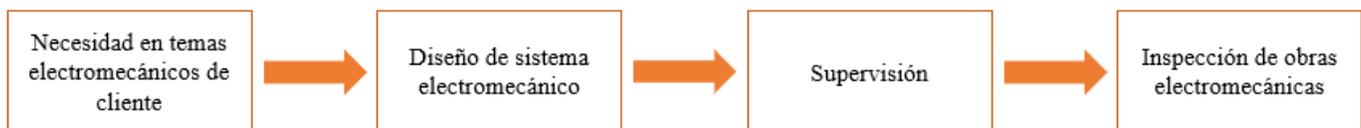
El proceso productivo de una empresa de diseño electromecánico como lo es Tecnoconsult se basa en las necesidades del cliente en sí. Se necesita primero ver qué tipo de necesidad tiene el cliente con el que se va a negociar para que de esta manera se pueda ver qué tipo de proyecto se va a necesitar, ya sea un diseño desde cero, un rediseño o una inspección de la edificación. A partir de este punto Tecnoconsult es la encargada de recibir planos arquitectónicos del o de los edificios y de esta manera poder comenzar a trabajar, aunque primero es necesario que estos planos se pasen al formato de trabajo que tiene la empresa para que todo se pueda hacer de una manera más eficiente.

Este formato incluye que los dibujantes de la empresa limpien todas las plantas y que las capas se trabajen bajo los estándares de Tecnoconsult, de esta manera, los ingenieros pueden empezar sus diseños en los planos.

En ocasiones los clientes dan manuales con distintos parámetros de diseño que se necesitan satisfacer en las diferentes áreas que incluyen el diseño en sí, otras veces estos parámetros son obtenidos mediante las distintas normas y visitas a las edificaciones para conocer las condiciones en las que éstas se encuentran. Teniendo todos los parámetros de diseño necesarios es que se puede comenzar el trabajo requerido. Se debe mantener un diálogo positivo y una fuerte comunicación en todo momento con el cliente por algún cambio que surja de último momento y que de esta manera también se pueda conocer algún diseño de otro tipo de disciplina y que ninguno interfiera con el otro.

El diseño incluye lo que es cálculo de cargas térmicas, toneladas de aire, selección de ductos, selección de todos los equipos a necesitar dependiendo del tipo de diseño que se esté realizando y cotización. A partir de esto los ingenieros de la empresa deben ir a las edificaciones a realizar inspecciones y poder ver que todo marche de acuerdo a lo planeado en el diseño y la instalación del mismo, o sea, que éste cumpla con todas las normas que rigen en Costa Rica los diseños electromecánicos.

Este proceso productivo se puede ver aún más resumido en el siguiente diagrama:



**Figura 1.** Diagrama del proceso productivo de Tecnoconsult S.A.

Fuente: elaboración propia.

## **CAPÍTULO 3. Problema a resolver, objetivos y varios del proyecto**

### **3.1 Problema a resolver**

America Free Zone (AFZ) es una zona franca ubicada en la provincia de Heredia, que alberga 21 compañías líderes a nivel mundial para sus operaciones dentro del país. Cuenta con instalaciones tanto propias de la empresa para sus colaboradores, como también las edificaciones de todos sus clientes para realizar todas sus actividades.

Según comenta Pita (2002) los seres humanos pasan el 90% de su tiempo dentro de distintos tipos de espacios cerrados, por lo que siempre se debe buscar que el espacio donde uno se encuentre sea lo suficientemente estable en cuanto a confort térmico. El confort térmico es una variable de vital importancia para que una persona pueda desempeñarse durante el día y según menciona Nörback (2009) la temperatura ideal de trabajo en oficinas en general debe ser aproximadamente 22 °C (siempre tomar en cuenta variables como la locación de los recintos para fijar esta temperatura) por eso se debe buscar la manera más eficaz y rentable para llegar a esta temperatura.

AFZ cuenta con el edificio D-15 de oficinas de 6 niveles, que posee un sistema de aire acondicionado VRF (Variable Refrigerant Flow) para llegar a las temperaturas ideales de trabajo, sin embargo tanto AFZ como Tecnoconsult S.A. requieren que se realice un rediseño del sistema mediante un sistema de agua helada, siguiendo la normativa ASHRAE para los recintos y así poder alcanzar el confort necesario y generar un análisis comparativo de costos de ambos sistemas, con el fin de analizar la factibilidad de su implementación en el sitio en cuanto a un posible ahorro de costos que se pueda obtener.

Satisfacer las necesidades de los clientes es prioridad en Tecnoconsult S.A., de forma que brindar una solución al problema mencionado mediante este trabajo permitirá suplir las necesidades requeridas en el recinto y ofrecer el confort ideal.

## **3.2 Objetivos**

### **3.2.1 Objetivo general**

Realizar una propuesta alternativa de diseño al sistema de aire acondicionado actual, con un sistema de aire acondicionado por agua helada, en el edificio D-15, de oficinas de seis niveles, en AFZ, Heredia, Costa Rica.

### **3.2.2 Objetivos específicos**

1. Realizar los cálculos de carga térmica para los diferentes recintos mediante un método teórico.
  - Medidor de éxito: hoja de cálculo en Excel para realizar los cálculos pertinentes.
2. Realizar los cálculos de carga térmica para los diferentes recintos mediante el software Hour Analysis Program.
  - Medidor de éxito: software Hour Analysis Program (HAP).
3. Diseñar el sistema de agua helada: la red de distribución de aire, toma de aire fresco, distribución de las rejillas y ductos en cada uno de los recintos.
  - Medidor de éxito: utilización del software AutoCAD para la realización de todos los planos con todas las especificaciones necesarias y red de distribución de aire realizada de la manera más eficiente para los recintos.
4. Seleccionar distintos equipos necesarios para el sistema en función de los parámetros obtenidos para el mismo.
  - Medidor de éxito: softwares de Carrier y Bell & Gossett en función de los parámetros obtenidos.
5. Determinar el costo energético del sistema, así como la estimación de costos de la instalación.
  - Medidor de éxito: estudio de costos mediante Microsoft Excel.
6. Realizar un análisis comparativo de costos operativos de ambos diseños (VRF y agua helada).
  - Medidor de éxito: parámetros obtenidos de todos los cálculos realizados para el diseño de agua helada y parámetros existentes para el diseño de VRF.

### **3.3 Alcance**

Un proyecto de diseño como el que se va a realizar puede tener una gran relevancia puesto que permitirá evaluar las habilidades ingenieriles de la persona que lo realiza, en este caso especificando la parte de aire acondicionado se puede realizar un cálculo de carga térmica adecuado mediante dos métodos se logrará una selección de los distintos equipos que componen el sistema con el uso de softwares especializados y con base a distintos parámetros anteriormente determinados cuando se pueda llegar a ese punto.

Además, presentar un diseño alternativo al actual podría generar una maximización de la rentabilidad de las inversiones que se realizan o sea un ahorro, al menos en cuanto a los costos operativos se refiere, lo que sería una gran ventaja para AFZ. Así mismo, lograr que un cliente pueda maximizar su rentabilidad va a hacer que subsecuentemente Tecnoconsult S.A. maximice la propia.

Entre los puntos que se pueden evaluar con la comparativa podrían los costos de implementación y demanda energética.

### **3.4 Limitaciones**

Existen muchas limitantes en un proyecto de esta envergadura. Entre las más importantes se puede encontrar el costo final de todo el proyecto al ser un diseño grande y contando todos los equipos que se vayan a utilizar más la ductería total y accesorios puede llegar a tener un costo total más alto de lo que pueda tener presupuestado AFZ para la realización de este proyecto.

Además, al no conocer que tanto variará la cantidad de personas durante el transcurso del día se tiene que realizar la selección de equipos y demás a máxima carga y capacidad. Esto debido a que, al ser un edificio desocupado, tanto en Tecnoconsult como en AFZ se desconoce la variación de sus ocupantes conforme transcurre el día. Esto también afecta que no conocer qué tipo de empresa alquilará los recintos es imposible conocer los equipos eléctricos que se utilizarán

por lo que se tuvieron que omitir en el análisis de cargas, eso sí, se tomaron ciertas previsiones para este caso.

Muchas empresas clientes de Tecnoconsult suelen dar manuales de trabajo con distintos valores para poder trabajar según los parámetros de diseño que tengan ellos. Este no fue el caso por lo que se tuvo que estimar muchos valores de otras formas, además de la composición estructural de las paredes.

Otra limitante es la complejidad electromecánica y estructural que puede tener la edificación. Para que un edificio de oficinas opere de manera adecuada deben haber instalados otros sistemas como el eléctrico o sistemas de plomería, que pueden interferir con el diseño de aire acondicionado que se esté planeando realizar. También en el proceso de diseño de Tecnoconsult se tiende a tener clientes que en medio proyecto pueden realizar modificaciones estructurales o arquitectónicas de la edificación lo que puede afectar el progreso del proyecto.

Por último, Tecnoconsult, al no ser una empresa encargada de realizar estudios económicos o cotizaciones, se tendrá que buscar una fuente externa para realizar la cotización, lo que puede cortar un desglose de datos, también esto podría imposibilitar la obtención de ciertos datos importantes a la hora de realizar un análisis económico.

### **3.5 Justificación**

El cambio climático es según May (2017) un cambio radical en el clima de un sitio específico, distinto del que ya hay usualmente en ese lugar. Normalmente estos cambios afectan en la cantidad de lluvia que cae en un sitio, así como la temperatura que puede haber normalmente en un lugar. Al ser algo que ha estado pasando y que es inevitable que continúe este curso, las edificaciones de cada zona deben poder adaptarse a estos cambios para que así no haya ningún problema con el confort térmico que existe en los recintos, por lo que siempre será conveniente poder ver cuál diseño de sistema de aire acondicionado se adecúa mejor a una edificación, tomando en cuenta las condiciones climáticas donde ésta se encuentra.

La necesidad de un proyecto de esta magnitud es poder satisfacer las necesidades de confort térmico y climatización de AFZ para que las personas que

trabajan ahí puedan coexistir en un espacio cerrado. Todo esto debido a que la demanda de carga térmica requerida en este tipo de estructuras (edificio de oficinas) tiene que satisfacerse tomando en cuenta diversos factores como lo pueden ser la máxima cantidad de personas dentro de la edificación, la localización geográfica, el tipo de construcción de este, los equipos que se encuentren dentro de él, entre otros. De esta manera se logra evaluar la mejor opción de sistema que permitirá al edificio estarse adaptando constantemente a los cambios climáticos que se puedan dar conforme transcurren los años.

Cuando se hace una construcción o remodelación de un edificio se toman en cuenta aspectos eléctricos, estructurales o los sistemas de agua en sí, pero como en estas estructuras se tiende a aglomerar una gran cantidad de personas es necesario pensar en cómo les afecta el ambiente en general, por lo que un diseño apropiado de un sistema de aire acondicionado es fundamental, de forma contraria se pueden presentar inconvenientes como el síndrome del edificio enfermo (SEE).

Según explica Sundin (2012) el SEE es la forma común para decir cuando un edificio tiene distintas fallas en su estructura y sistemas y, por consiguiente, la salud de las personas que se encuentran dentro de él se ve afectada. Algunos de los factores que pueden ocasionar que un edificio se “enferme” son: las partículas contaminantes que quedan dispersas en el aire debido a la construcción, una mala ventilación dentro de los recintos, la exposición a agentes químicos, entre otros.

Se puede determinar que un edificio posee este problema cuando una persona presenta ciertos síntomas que afectan su salud y que cuando la persona salga del recinto éstos desaparezcan.

Sundin (2012) menciona que si la tasa de ventilación en un sistema de aire acondicionado es menor a 10 L/s se puede contribuir a que el SEE se presente en la edificación. Así es que tener el diseño correcto de A/C, con la eficiencia de parámetros ideal, puede ser crucial para que no se den problemas como el mencionado.

Un diseño de un sistema de aire acondicionado va más allá de solo enfriar el aire, debe hacerse siempre pensando en satisfacer todas las necesidades que

tiene cada recinto de la edificación y de proveer el confort necesario para que todos los ocupantes del espacio puedan desempeñarse de la mejor manera durante el día. El diseño de este sistema de aire acondicionado debe ser completo y evaluar cada recinto del edificio, para que así la solución propuesta sea lo más eficiente posible y que satisfaga la condición de confort requerida.

Por lo tanto, el enfoque de esta práctica profesional será realizar un rediseño del sistema actual de A/C de manera que se pueda hacer un análisis comparativo de ambos sistemas en la parte de costos operativos para concluir cuál es la solución más adecuada para este tipo de edificio, si la actual o el diseño a realizar.

Así con el resultado del rediseño se busca una justificación válida para hacer el traslado de un sistema a otro, dicha justificación se busca que quede encasillada en lo que es el costo de los equipos y de operación del sistema en general, teniendo los datos económicos se busca que el rediseño sea un progreso del sistema actual, cosa que puede que no pase, para lo que está este proyecto, para saber si vale la pena el cambio de sistema.

Entre las ventajas de utilizar un sistema de agua helada se encuentra el hecho de que estos sistemas tienen un balance energético favorable para poder suplir grandes cargas térmicas, así como el hecho de poder cubrir grandes distancias o áreas. También hay una gran cantidad de oferta en equipos de distintas marcas, que se pueden adaptar a los requerimientos necesarios para el sistema que necesite la edificación. Otro punto válido a favor de estos sistemas es que el agua es un fluido no corrosivo, no tóxico y barato lo que la convierte en una gran opción si se compara con otro tipo de refrigerantes y además puede disminuir los gastos que tenga una empresa en el área de aire acondicionado.

El diseño de este sistema seguirá la normativa dada por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE), tomando en cuenta el método de trabajo propio de Tecnoconsult S.A. para todos sus trabajos de diseño y así hacer una selección adecuada de todos los equipos para obtener la mejor eficiencia de operación, así como un equilibrio ambiental y la máxima rentabilidad posible.

Siempre va a ser prioridad para Tecnoconsult S.A. buscar la máxima eficiencia y rentabilidad de un sistema que pueda cumplir con lo requerido por el cliente, en este caso AFZ.

### **3.6 Viabilidad**

Para la realización de este proyecto se cuenta con el respaldo de Tecnoconsult S.A.; empresa dedicada al diseño de sistemas electromecánicos, con profesionales altamente capacitados en las distintas áreas de la electromecánica, entre otras. A su vez se cuenta con la normativa ASHRAE, que es la normativa idónea por seguir cuando se realiza un diseño de un sistema de aire acondicionado. También se cuenta con una gran cantidad de libros de texto, tablas y catálogos para poder realizar todos los cálculos de los parámetros necesarios y selección de equipos necesarios para un sistema de este tipo.

Para el cálculo de carga térmica del sistema se cuentan con distintos métodos y herramientas para su obtención de los que se usará el dado por Edward Pita en su libro “Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas”, que es un método con bastante exactitud. También se podrá contar con datos brindados por Tecnoconsult S.A. para poder realizar las comparativas finales entre el sistema actual y el rediseño.

Se considera que éste es un proyecto viable puesto que se cuenta con el conocimiento necesario para su realización, además de cómo se mencionó anteriormente toda la información técnica dada por ASHRAE, los diversos libros de texto y artículos científicos necesarios para lograr el resultado final. También habrá profesionales capacitados en Tecnoconsult S.A. para poder solventar dudas que puedan aparecer durante el desarrollo del proyecto. Se tendrá acceso a información técnica histórica y de proveedores mientras se realiza el diseño y se hace la selección de equipos. Por todas estas razones es posible la realización del proyecto.

### **3.7 Metodología a seguir**

Para la correcta realización de este proyecto es requerido tener un nivel de organización bastante alto y así poder cumplir con todas las tareas que conlleva

rediseñar el sistema de aire acondicionado del edificio. Se seguirán todas las pautas dadas por la normativa ASHRAE para el diseño de sistemas de este tipo, además de que se aplicarán todos los conocimientos y técnicas aprendidas en el curso electivo de Aire Acondicionado de la Escuela de Ingeniería Electromecánica.

Es así como se optará por seguir la siguiente metodología para llegar de manera óptima a los resultados deseados que corresponden al rediseño del sistema de aire acondicionado mediante agua helada y desarrollar la comparativa entre el sistema actual con el rediseñado en distintos aspectos. Por lo que se considera abarcar el proyecto mediante la siguiente metodología:

1. Hacer un reconocimiento de los planos de la edificación, determinar las áreas y características de cada uno de los recintos.
2. Obtener todos los datos y variables necesarias dentro del edificio, para el cálculo de la carga térmica mediante el método teórico y con software.
3. Calcular la carga térmica de los recintos mediante dos métodos; el teórico dado por Edward Pita y con el software Hour Analysis Program, todo esto habiendo determinado todas las variables necesarias
4. Determinar el tonelaje y pies cúbicos por minuto (CFM) del edificio.
5. Distribuir de manera correcta los CFM para cada recinto dentro del edificio de oficinas.
6. Diseñar el sistema de distribución de aire acondicionado (tuberías, ductos, difusores, equipos).
7. Calcular parámetros restantes necesarios para la selección de equipos.
8. Seleccionar equipos necesarios para el diseño del sistema de agua helada mediante los softwares proporcionados por Carrier, Bell & Gossett y la compañía Taco.
9. Analizar si es necesario hacer una selección de un sistema externo a la red diseñada, como por ejemplo un sistema de expansión directa paquete que pueda suplir una cierta cantidad de CFM.
10. Crear los planos del sistema diseñado siguiendo todas las pautas dadas por la normativa ASHRAE, además de los lineamientos del Colegio Federado de Ingenieros y Arquitectos (CFIA).

- 11.** Estimar costos del diseño realizado.
- 12.** Realizar análisis comparativo tanto de aspectos técnicos como de costos del sistema actual (VRF) con el rediseño hecho (sistema de agua helada).
- 13.** Determinar la viabilidad económica en cuanto a costos operativos del diseño hecho en el proyecto para esta edificación. Esto se logrará mediante la evaluación de parámetros energéticos con los que se determinarán los costos operativos que tendrán los equipos a utilizar y el gasto que implicaría implementar el nuevo diseño.

## **CAPÍTULO 4. Marco teórico**

El ser humano siempre ha ido en búsqueda de maneras de sentirse a gusto térmicamente con el ambiente que lo rodea, eso es una característica propia de su naturaleza desde tiempos prehistóricos, cuando los primeros hombres buscaban refugio en cuevas y para climatizarlas encendían fogatas y con el pasar de los años y siglos los métodos de climatización iban cambiando poco a poco, como por ejemplo hace aproximadamente 4000 años cuando se empezaron a usar abanicos para que el aire circulara sobre la piel y sentir una sensación de confort.

Así es como los avances con el pasar de los años fueron dando sistemas que buscaban el confort de las personas, hasta que Willis Carrier e introdujo el primer sistema de climatización en la historia. Esto ocurrió en 1902 cuando un impresor neoyorquino experimentó unos problemas durante el proceso de impresión haciendo que el resultado final tuviera una calidad muy pobre debido a las variaciones de temperatura, calor y humedad. Ahí fue dónde Carrier se dio a la tarea de investigar para buscar una solución al problema, diseñando una máquina capaz de controlar la humedad a través de tubos enfriados.

Debido al éxito presentado con el pasar de los años en 1915, creando una sociedad con 6 amigos nace la “Compañía de Ingeniería Carrier”, empresa en la que Willis fue desarrollando más productos que ayudaran a las industrias hasta que en 1925 se dieron a la tarea de crear un sistema de climatización para un cine en Nueva York, con lo que nació el primer sistema de aire acondicionado de la historia. A partir de ahí los avances fueron creciendo constantemente, creando sistemas de aire acondicionado para residencias y para usos del día a día. Actualmente se ven sistemas de A/C para diversas aplicaciones, pero para entender meramente cómo hacer un diseño y el funcionamiento de un sistema de éstos hay que ver diversos conceptos importantes y factores fundamentales, que se verán con el desarrollo de este proyecto.

El acondicionamiento del aire es definido por Pita (2002) como “el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento”. Por esto es que se puede ver que el aire acondicionado es un proceso que combina muchas funciones, va a condicionar el aire, transportarlo y llevarlo hacia algún espacio cerrado. Dependiendo de la necesidad va a proveer el calentamiento o enfriamiento del aire; es un sistema tan completo que también controla la temperatura, humedad, movimiento del aire, limpieza del aire y nivel de presión diferencial en un espacio determinado.

Los sistemas de aire acondicionado pertenecen al grupo de sistemas denominado HVAC & R (calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración por sus siglas en inglés) que, como explica Wang (2001), son sistemas encargados de climatizar un espacio dependiendo de la necesidad. Cumplen funciones como proveer la energía de enfriamiento o calentamiento requerida, suplir la necesidad de aire caliente o frío, humidificarlo o deshumidificarlo, también distribuyen el aire hacia un recinto para climatizarlo y mantienen las condiciones y parámetros dentro de los recintos al nivel requerido.

Los sistemas de aire acondicionado tienen todas las funciones mencionadas anteriormente, que básicamente se pueden resumir, en una palabra; confort, que es la función básica de estos sistemas. El confort térmico en sistemas de aire acondicionado se refiere a los sistemas que suministran a los ocupantes de un recinto un ambiente interior que sea cómodo y saludable en el que puedan desarrollar sus actividades. Es un tema de mucha importancia para los sectores industrial, comercial, institucional, residencial, salud y transporte.

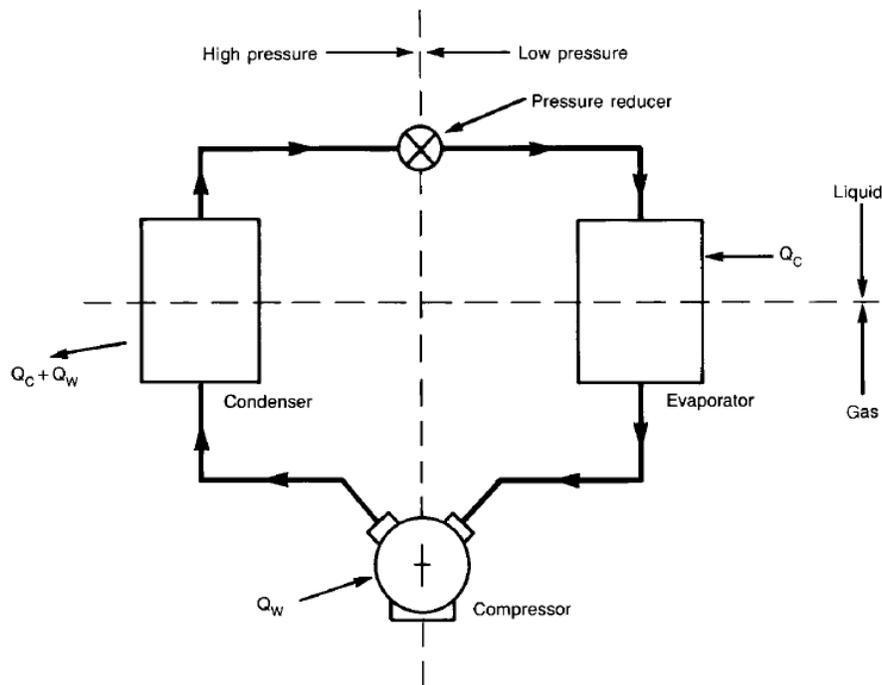
Como el objetivo de los sistemas de aire acondicionado es proveer confort térmico en un ambiente interior, el diseñador siempre debe tomar en cuenta factores como:

- Pérdida de calor corporal.
- Calidad del aire.

## 4.1 Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración es la manera más simple de explicar la función básica de los equipos de HVAC. En este tipo de sistemas un proceso de enfriamiento es aquel en el que se baja la temperatura o humedad del aire ambiente. Ciertos procesos de enfriamiento adiabáticos no remueven el calor del aire para crear esa sensación de enfriamiento bajando la temperatura sensible del aire. Los elementos necesarios para que se pueda dar el ciclo de refrigeración son dos o más intercambiadores de calor, el refrigerante, un conducto para transportar el refrigerante a través del sistema y distintos equipos para el control de la tasa de flujo, la temperatura, la presión y evitar que el sistema sufra algún daño.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor de dos fases mecánico es la manera más común de representar este ciclo, como se verá en la figura 2.



**Figura 2.** Ciclo de refrigeración mecánica de dos fases

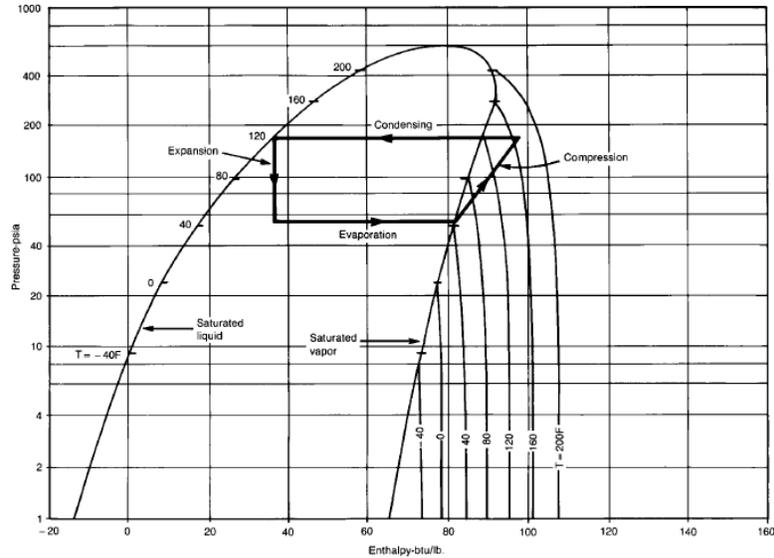
Fuente: HVAC Systems Design Handbook

De la figura se puede apreciar cómo es que se hace uso de un compresor para elevar la presión de un refrigerante en estado gaseoso. El proceso de compresión eleva la temperatura del gas y este fluye a través de la tubería hasta llegar al condensador donde el calor es removido por transferencia hacia una pileta de desechos en la que se van como el agua condensada del proceso. De aquí el refrigerante líquido viaja por la tubería hacia una válvula reguladora de presión donde se intentará llegar a una presión de trabajo estándar hasta llegar al evaporador, donde a baja presión el líquido refrigerante tiende a evaporarse removiendo el calor de vaporización de su entorno, luego el vapor a baja presión regresa al compresor para reiniciar el ciclo.

La gráfica de las propiedades específicas de un refrigerante (figura 3) también muestra lo que es el ciclo de refrigeración. Este es un diagrama de presión entalpía con las coordenadas básicas de presión y entalpía. Sus cuatro etapas son:

- Compresión: aquí se da un aumento de la temperatura y la entalpía debido al trabajo hecho.
- Condensación: donde se da un enfriamiento y una licuefacción a presión constante.
- Expansión: se produce a una entalpía constante.
- Vaporización: se produce a una presión constante.

Con el uso de este diagrama se puede seleccionar el tipo de refrigerante que mejor calce a las características de presión y temperatura que se tengan en el proceso.

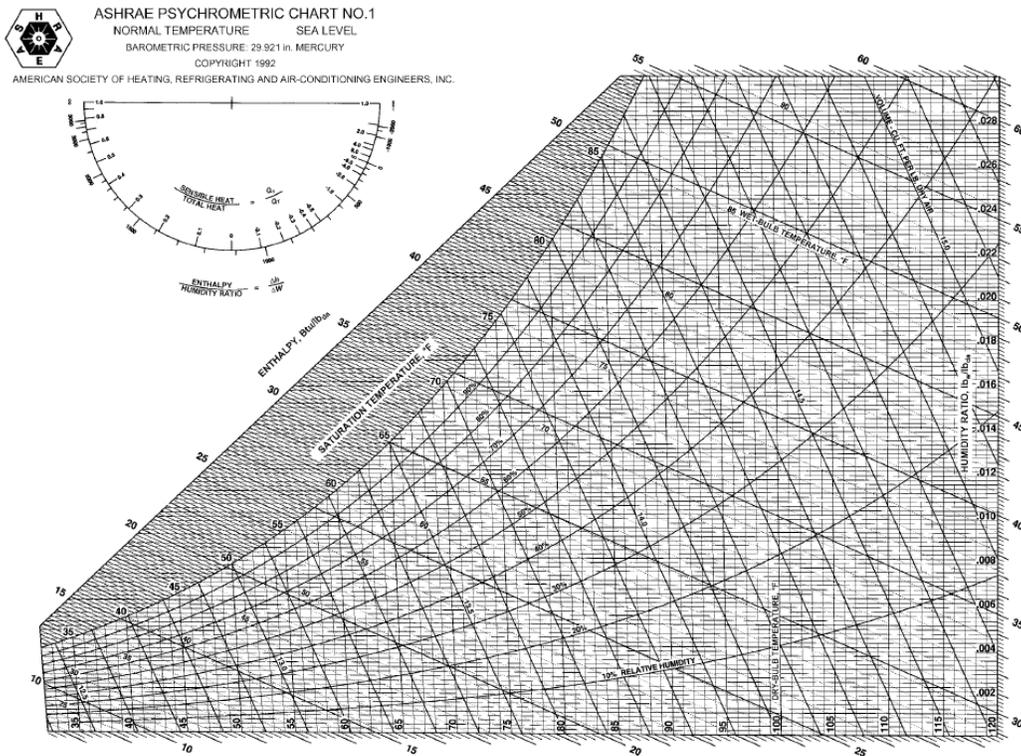


**Figura 3.** Diagrama p-h del ciclo de refrigeración para un refrigerante

Fuente: HVAC Systems Design Handbook

## 4.2 Psicrometría

La psicrometría es el estudio termodinámico de las propiedades de la mezcla de aire-agua-vapor, más conocida como aire húmedo. El uso de la carta psicrométrica permite al diseñador en HVAC hacer un análisis gráfico de la condición ideal del proceso con el que esté trabajando. La carta psicrométrica, como lo menciona Kresta (2017) es una manera de entender cómo se comporta la materia y la energía. Es de empleo universal, pues en ésta se representa una gran cantidad de información en forma sencilla y ayuda al estudio de los métodos de aire. De esta manera se pueden identificar diversas propiedades que serán de gran utilidad a la hora de hacer los cálculos térmicos para un diseño de un sistema de aire acondicionado.



**Figura 4.** Carta Psicométrica de ASHRAE

Fuente: 2009 ASHRAE Handbook

Como se aprecia en la figura 4 se puede ver que en la carta psicométrica hay representada una gran cantidad de propiedades del aire húmedo que pueden contribuir a una gran cantidad de análisis.

### 4.3 Propiedades termodinámicas del aire húmedo

Como sugiere Pita (2002) en el método gráfico presentado anteriormente se pueden encontrar las siguientes propiedades del aire:

#### 4.3.1 Temperatura de bulbo seco (BS)

Es la temperatura que tiene el aire, así como la indica el termómetro. Se habla de temperatura del bulbo seco cuando se hace referencia específicamente a la temperatura del aire.

#### 4.3.2 Temperatura de bulbo húmedo (BH)

Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada de agua, en el seno del aire en movimiento. El aire es

soplado a través de la tela o el termómetro se mueve rápidamente a través del aire logrando un efecto de enfriamiento debido a la evaporación del agua.

#### **4.3.3 Temperatura de punto de rocío**

Se define enfriando el aire hasta que se satura y la humedad comienza a condensarse fuera de la mezcla. Para el aire saturado, tanto la de bulbo seco, la de bulbo húmedo y la de punto de rocío son iguales.

#### **4.3.4 Relación de humedad (W)**

Es la relación de la presión real del vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco. La humedad específica es la relación de la masa del vapor de agua al total de la masa de una muestra de aire húmedo.

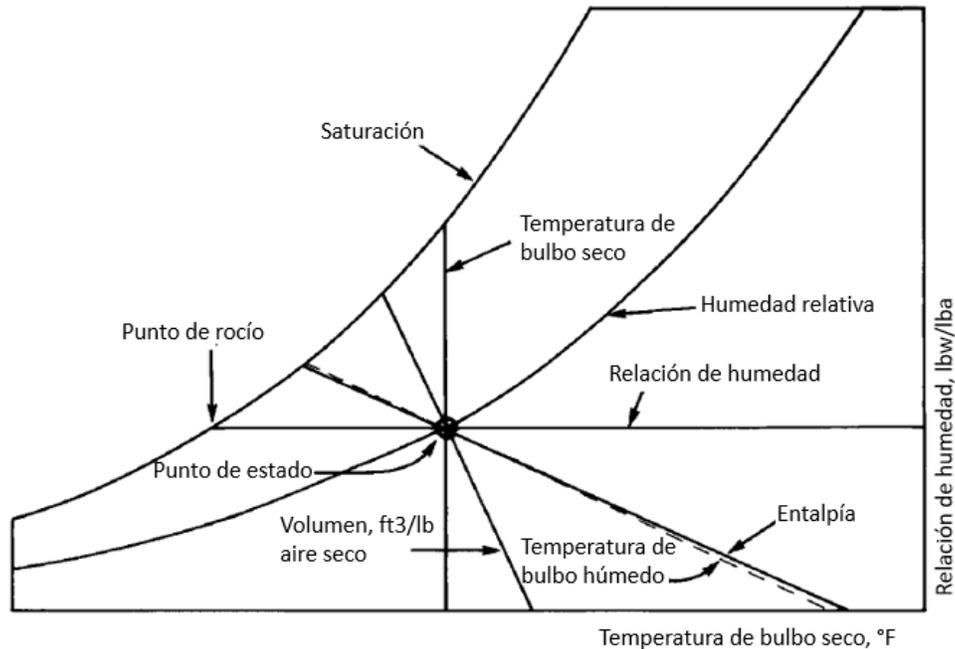
#### **4.3.5 Volumen específico (v)**

Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco. Esta característica se expresará en  $\text{ft}^3/\text{lb}$ .

#### **4.3.6 Entalpía específica (h)**

Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso. Es una cantidad que en unidades inglesas se expresa en  $\text{BTU}/\text{lb}$  de aire seco.

En la siguiente figura se pueden apreciar todas las propiedades de la carta psicrométrica debidamente identificadas para su uso. El punto de estado indicado es también conocido como la condición del aire, que puede ser encontrado una vez se conozcan al menos dos propiedades para identificar en la carta, de esta manera ya se podrían identificar todas las demás.



**Figura 5.** Propiedades de la carta psicrométrica

Fuente: HVAC Systems Design Handbook

#### 4.4 Sistemas de aire acondicionado

En la industria se trabaja con una gran cantidad de sistemas de aire acondicionado. Esto es así porque cada necesidad que se tenga es distinta una de la otra por lo que cada sistema va a ser necesario para suplir los requerimientos de cada persona que esté empleando el sistema. Su clasificación se puede encontrar de muchas maneras tales como:

**1. Clasificación según la centralización:**

- Sistema centralizado: es en el que existe una central donde se enfría o calienta el aire o el agua, para que de manera posterior sea distribuida a los distintos recintos que se deseen climatizar. Es en la misma estación donde se da todo el tratamiento del aire.
- Sistema semicentralizado: una parte del proceso de acondicionamiento es realizada en la central, mientras que la otra se lleva a cabo en el recinto a climatizar.

- Sistema descentralizado: ninguna parte del proceso de acondicionamiento se hace en una central, todo el proceso se lleva a cabo con máquinas individuales que realizan el tratamiento completo del aire en cada recinto a climatizar. Un ejemplo de esto serían los aires acondicionados de ventana.
2. Clasificación según el tipo de fluido:
- Sistemas todo aire: son los sistemas en los que a los recintos a climatizar les llega solo aire, ya sea frío o caliente, previamente tratado. Se va transportando a través de los ductos para luego ser expulsado por los difusores. Para que el funcionamiento de estos sea correcto se instala un sistema de mezcla de aire de retorno con el aire exterior. Para que la temperatura sea la mejor posible se usan conductos para volumen constante o variable.
  - Sistemas de expansión directa: se componen de dos partes, una que se sitúa en el interior de la zona a climatizar y otra exterior, esta unidad es la que contiene el compresor y el condensador. Son los sistemas en los que entran en contacto directo el aire con el sistema de enfriamiento. Puede ser ampliado mediante la utilización de ductos para una mejor distribución del aire.
  - Sistemas aire-agua: son sistemas en los que se emplea el agua y el aire como fluidos de climatización para el recinto donde se encuentre el sistema.
  - Sistema todo agua: son sistemas en los que el agua es el agente que se ocupa de compensar las cargas térmicas del recinto acondicionado. En estos el agua enfría y calienta en unidades centralizadas y se lleva a los elementos terminales ubicados en los locales a climatizar. Se pueden encontrar del tipo fancoils o de paneles radiantes.

#### **4.4.1 Sistemas de agua helada**

Son aquellos sistemas que utilizan el agua caliente o helada para el acondicionamiento del aire. Estos sistemas trabajan mediante el uso de chillers que son equipos que se rigen mediante el ciclo de refrigeración y son los encargados de enfriar el agua. Cuentan con evaporador, compresor, condensador,

válvula de expansión y es por este sistema que circula el refrigerante. Para el transporte del agua fría se hace uso de tuberías, bombas mecánicas, un sistema de depósito de agua y el sistema de control eléctrico. La gran diferencia en este tipo de sistemas es que el refrigerante no es el encargado de realizar la transferencia de calor directa con el recinto por acondicionar, si no que más bien va a absorbiendo calor del agua en el proceso, mientras le baja la temperatura, para que en un momento en específico se dé la absorción del calor del medio a acondicionar y se produzca una reducción de la temperatura del recinto. Existen diversos tipos de chillers que variarán dependiendo del tipo de refrigerante que se vaya a consumir:

- Chillers tipo scroll enfriados por aire: su rango de capacidad va de 10 a 150 Ton y pueden operar con HCFC-22, HFC 407C y HFC 410a. Para proveer la máxima eficiencia posible utilizan compresores tipo scroll, otra ventaja que poseen son el bajo ruido y grandes índices de confiabilidad.
- Chillers tipo scroll enfriados por agua: son equipos de alta eficiencia, costos de operación e instalación bajos, bajo nivel de ruido y una excelente comunicación a través de su microprocesador con display de 40 caracteres.
- Chillers tipo tornillo enfriados por aire: poseen una elevada eficiencia operacional y un nivel silencioso de operación. Se puede usar para capacidades de 150 a 550 Ton. Normalmente usan gas refrigerante ecológico HFC-134 y un 50% menos piezas móviles que los compresores tradicionales. Poseen un variador de velocidad para controlar la capacidad de los compresores, de esta manera se tiene un mejor desempeño del equipo asegurando un FP de 0,95 a cualquier capacidad y de igual manera se evitan picos de energía al arranque de los compresores.
- Chillers tipo tornillo enfriados por agua: son los equipos con los niveles más bajos de sonido en el mercado; 79 DBA sin accesorios y de 68 DBA con accesorios. Utilizan refrigerante HFC-134a para su desempeño que es amigable para el ambiente. Las mejoras que se han ido dando en estos equipos proporcionan una máxima eficiencia para un ahorro máximo de energía en el diseño.

- Chillers tipo centrífugo enfriados por agua: tanto para carga plena como para carga parcial trabajan a una máxima eficiencia. Tienen un panel de control muy amigable con los usuarios para lograr una operación, registro y monitoreo adecuado.
- Chillers tipo absorción enfriados por agua: utilizan el agua como refrigerante, lo cual es beneficioso para su usuario puesto que son amigables ambientalmente y se da una ganancia económica cuando existe la posibilidad de emplear vapor de baja presión o agua caliente.

Existen otros equipos a mencionar o partes del sistema de agua helada que vale la pena mencionar, como son:

- Red de tuberías de agua helada: es la parte del sistema encargada de distribuir el agua que enfrían los chillers al resto de los elementos del sistema. La normativa vigente para el diseño de todos estos sistemas (ASHRAE) habla de diferentes criterios que se utilizan para la selección como lo son los códigos, el fluido que recorrerá la tubería, la presión y temperatura de trabajo, los factores externos a la red de tuberías y los costos de implementación de esta.

Para el dimensionamiento de estas tuberías se toman en cuenta diversas variables que ocurren dentro del fluido, algunas por mencionar podrían ser el flujo volumétrico, la velocidad y las pérdidas de fricción. Existen muchos métodos para el dimensionamiento de las tuberías, puede ser por medio de distintos softwares que ofrecen las marcas de equipos de aire acondicionado, o mediante un método más tradicional como lo es el uso de nomogramas.

El aislamiento de las tuberías se hace para poder conservar las propiedades físicas y químicas del fluido ya que al tener un recorrido hacia los equipos del sistema se pueden perder estas características si no se cuenta con un aislamiento apropiado. En la mayoría de los casos este aislamiento está hecho de unas espumas de hule o fibras de vidrio, y suele ser cubierto por PVC o aluminio.

- Fan coils: es un dispositivo formado por un intercambiador de calor y un ventilador. Normalmente son dispositivos de pequeño tamaño que hacen que ocupen poco espacio. Usan el agua que viene del chiller por las tuberías que elemento refrigerante, esta agua circula por el serpentín. El ventilador impulsa el aire y lo hace pasar por los tubos donde circula el agua; momento en el que se produce la transferencia térmica. Aquí es donde el aire pasa por un filtro y sale a la estancia que se está climatizando. Estos dispositivos pueden ser de dos tipos; de dos tubos y de cuatro tubos.
- Tanque de expansión: tienen como principal tarea a realizar la de contrarrestar variaciones de volumen que pueda presentar el fluido que pasa a través de la tubería. Si este dispositivo no existiese las tuberías tendrían que soportar toda la presión ellas solas y podrían terminar dañándose. También son los encargados de proveer presión positiva a la succión de la bomba a la que se encuentren entrelazados.
- Separador de aire: se encarga de separar el aire disuelto que se encuentra en la red de agua helada. Además, conectan a la red de suministro de agua con el tanque de expansión y el resto de la red.
- Sistema de bombas: son las encargadas del bombeo del agua para la distribución de los equipos que componen el sistema. Pueden tener ser de desplazamiento positivo o dinámicas. Su selección requiere de la vista de diversos factores, que terminan dando como resultado el uso de una curva característica que permita hacer la selección de la bomba adecuada.

#### **4.4.2 Sistemas VRF**

Primeramente, hay que saber que el término VRF significa “Variable Refrigerant Flow” por sus siglas en inglés. En este tipo de sistemas hay una unidad externa común que estará conectada con las unidades internas mediante tuberías. Son un tipo de sistemas de aire acondicionado de expansión directa.

Se pueden encontrar dos tipos: los de dos tubos o los de tres tubos. Los de dos tubos permiten que se provea calor y frío, pero no ambos a la vez. Mientras tanto, el sistema de tres tubos puede suministrar calor y frío de manera

simultánea, pero la instalación de este tipo de sistema es muy compleja por lo que normalmente se opta por la primera opción.

La unidad exterior de estos sistemas cuenta con un mecanismo que utilizaría aire exterior para evaporar o condensar el gas refrigerante para que éste sea distribuido por las tuberías y así llegar a los distintos espacios donde las unidades interiores se encargan de utilizarlo para el proceso de climatización requerido.

Entre sus beneficios se pueden encontrar el ahorro energético, la tecnología invertir, fácil instalación y un control optimizado.

#### **4.5 Carga térmica**

Como se ha mencionado con anterioridad la temperatura y humedad de un edificio deben mantenerse a ciertos niveles para que alcancen un nivel de confort necesario por las personas y que puedan desarrollar cualquiera de sus actividades para las cuales los espacios han sido diseñados. Pita (2002) menciona en su texto que al calor que se extrae del recinto para lograr las condiciones requeridas de confort se le llama carga de enfriamiento o carga térmica. Esta carga es de suma importancia puesto que al realizar su cálculo se puede seleccionar de manera adecuada los equipos de enfriamiento, además de todas las tuberías y ductos que necesitaría cierto sistema. Este cálculo es basado principalmente en lo que dicta el ASHRAE Handbook: Fundamentals (2009) donde se consigue sintetizar un procedimiento bastante exacto que beneficia para así escoger equipos más eficientes y de menor tamaño para el sistema.

Esta ganancia de calor que tienen los recintos se da por diversos factores como lo son la radiación solar, el alumbrado, la conducción y convección, personas, equipos, infiltración, entre otros. La carga de enfriamiento que necesita estos sistemas es en sí la suma de todas las ganancias netas de calor y esta se refiere a la velocidad a la cual se debe eliminar el calor.

##### **4.5.1 Ganancia de calor en los recintos**

Como ya se mencionó anteriormente hay diversos factores que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto y son: la conducción a través de paredes,

techo, vidrios al exterior, divisiones internas, cielo raso y pisos, radiación a través de vidrios, alumbrado, personas y equipos. Y así todas estas se pueden clasificar como ganancias externas e internas, o también como ganancias de calor sensible y latente.

#### 4.5.2 Conducción a través de la estructura exterior

Esta es la ganancia de calor que se da mediante los techos, paredes y vidrios que dan al exterior de la edificación o sea que reciben directamente la luz del sol y otras condiciones de la atmosfera y alrededores del sitio. En este caso la manera de calcular esta ganancia es con la siguiente fórmula:

$$Q = UxAxDTCE_i$$

En donde:

Q = Ganancia neta del recinto por conducción a través de las paredes, techos o vidrios, en BTU/h.

U = Coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, en BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F.

A = Área de las paredes, techo o vidrio, en ft<sup>2</sup>.

DTCE<sub>i</sub> = Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, en °F.

El DTCE<sub>i</sub> es un valor corregido de la diferencia de temperatura obtenida dependiendo de las características del recinto, en este caso la fórmula necesaria para obtener la cantidad corregida se hace mediante la fórmula:

$$DTCE_i = [(DTCE + LM)]xK + (78 - t_R) + (t_0 - 85)$$

En donde:

DTCE = Diferencia de temperatura, en °F.

LM = Corrección para latitud al color y mes.

K = Corrección debido al color de la superficie.

T<sub>R</sub>= Temperatura del recinto, °F.

T<sub>0</sub>= Temperatura de diseño exterior promedio, °F.

### 4.5.3 Conducción a través de la estructura interior

Es el calor que pasa desde los espacios internos entre unos y otros sin estar acondicionados, todo esto mediante las divisiones, pisos y cielo rasos. La manera de obtener la ganancia de calor en esta área es mediante la fórmula:

$$Q = UxAxDT$$

En donde:

Q = Es la velocidad de transferencia de calor entre divisiones, pisos o cielo rasos, en BTU/h.

U = Coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, en BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F.

A = Área de la división piso o cielo raso, en ft<sup>2</sup>.

DT = Diferencia de temperatura entre espacios acondicionados y no acondicionados, en °F.

Es importante tomar en cuenta que si no se conoce la temperatura de estos espacios no acondicionados se hace una suposición de que dichos recintos se encuentran a 5 °F menos que la temperatura que haya en el exterior.

### 4.5.4 Radiación solar a través de vidrios

Se sabe que la energía que tiene el sol pasa a través de materiales transparentes como el vidrio, lo que se traduce en ganancia de calor para el recinto. Así es que esta ganancia debe ser tomada en cuenta para el cálculo de la carga térmica. Esto se consigue usando la siguiente fórmula:

$$Q = FGCSxAxCSxFCE$$

En donde:

Q = Ganancia de calor producida por la radiación solar a través del vidrio, en BTU/h.

FGCS = Factor de ganancia máxima de calor solar, dado en BTU/h-ft<sup>2</sup>.

A = Área del vidrio, en ft<sup>2</sup>.

CS = Coeficiente de sombreado.

FCE = Factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

#### 4.5.5 Condiciones de diseño

Éstas son las que les dan confort a las personas dentro del recinto. Son valores que varían dependiendo de la estación meteorológica en que se encuentre, registros de temperatura del sitio donde se encuentra el edificio.

#### 4.5.6 Alumbrado

La ganancia de calor debida al alumbrado está dada por la siguiente ecuación:

$$Q = 3.4xWxFBxFCE$$

En donde:

Q = Ganancia de calor producida por el alumbrado, en BTU/h.

W = Capacidad del alumbrado, en Watts.

FB = Factor de balastra.

FCE = Factor de carga por enfriamiento para el alumbrado.

#### 4.5.7 Personas

Los cuerpos humanos al estar siempre en constante movimiento o debido a sus procesos biológicos expelen calor hacia el ambiente o en este caso un recinto. Cuando esto sucede es necesario hacer el cálculo de la ganancia de calor que tiene el recinto y se logra mediante la siguiente ecuación:

$$Q_s = q_s \times n \times FCE$$

$$Q_l = q_l \times n$$

En donde:

$Q_s$  y  $Q_l$  = Ganancias de calor sensible y latente.

$q_s$  y  $q_l$  = Ganancias de calor sensible y latente por persona.

n = Número de personas.

FCE = Factor de carga de enfriamiento para las personas.

#### 4.5.8 Equipo

La ganancia de calor dada por los equipos que se encuentren dentro de los recintos bien se puede sacar de manera directa consultando con el fabricante datos de placa o si no es de esta manera se puede realizar mediante el uso de

tablas normadas por ASHRAE que traen valores promedio de carga térmica para distintos equipos de uso en diferentes tipos de espacios.

#### **4.5.9 Infiltración**

Puede darse a través de fisuras en las ventanas o puertas, y esta infiltración puede producir una ganancia de calor en el recinto al que esté llegando. Muchos de los sistemas de la actualidad poseen ventilación mecánica por lo que la infiltración de aire se puede obviar.

#### **4.6 Carga de enfriamiento o de refrigeración**

Ya que se terminó de calcular todas las ganancias de calor, tanto sensible como latente, se debe proceder a hacer el cálculo de la carga de enfriamiento que es la carga a la que se somete el equipo de enfriamiento y en la mayoría de los casos será mayor que la carga térmica de la edificación debido a que hay una ganancia de calor que pasará hacia los equipos de acondicionamiento de aire, provenientes de exterior.

##### **4.6.1 Ventilación**

Siempre se debe asumir que algo de aire exterior entrará a los recintos de la edificación, más que todo por razones de confort y sanitarias. El aire del exterior tiene un calor sensible y latente mucho mayor que el del aire que se encuentra dentro del recinto y es debido a esto que el aire dentro del recinto se vuelve parte de la carga de enfriamiento y no como parte de la carga térmica del recinto.

Se tienen dos ecuaciones para calcular de enfriamiento sensible y latente del aire de ventilación:

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times CT$$
$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_e' - W_i')$$

En donde:

$Q_s$  y  $Q_l$  = Cargas de calor sensible y latente dadas por el aire de ventilación, en BTU/h.

CFM = Flujo de aire de ventilación, en ft<sup>3</sup>/min.

CT = Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior, en °F.

$W_e'$  y  $W_i'$  = Relación de humedad exterior e interior, en g de agua/lb aire seco.

De esta manera el calor total que es retirado debido al aire de ventilación es:

$$Q_T = Q_s + Q_l$$

#### 4.6.2 Ganancia de calor por ductos

Mediante se da un paso de aire por los ductos se produce una ganancia de calor, producida por los alrededores. Se tendrán dos opciones: si el ducto pasa por un espacio acondicionado la ganancia de calor ocasiona un efecto útil de enfriamiento, pero si el espacio por el que pasa el ducto no está acondicionado significará una pérdida de calor sensible que se debe sumar a la ganancia de calor sensible que tiene el sistema.

Si fuera necesario calcular la ganancia de calor por ductos se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times DT$$

En donde:

Q = Ganancia de calor al ducto, en BTU/h.

U = Coeficiente de transferencia de calor, en BTU /h.

A = Área superficial del ducto, ft<sup>2</sup>.

DT = Diferencia de temperatura entre el aire en el ducto y los alrededores.

#### 4.6.3 Calor desprendido por ventiladores y bombas

Equipos como lo son los ventiladores y bombas pueden aportar algo de ganancia de calor a la carga térmica total del recinto por medio de la fricción y otros procesos que ocurren durante su funcionamiento. Dependiendo del proceso y la presión de trabajo que tenga un equipo como un ventilador puede sumar calor al calor sensible o a la carga de enfriamiento. El porcentaje de calor sensible que puede sumar un ventilador a la carga se ve representado en la siguiente tabla:

**Tabla 1.** Parámetros de trabajo del ventilador

Presión del ventilador (in de agua)	Porcentaje de suma
1	2.50 %
2	5.00 %
4	10.00 %

Fuente: Acondicionamiento de Aire. Pita, E. (2002)

Equipos como las bombas para agua helada producen calor, pero en condiciones normales este es tan mínimo que bien puede ignorarse.

#### **4.6.4 Fugas de aire en ductos**

Según menciona Pita, E. (2002) en su libro se debe limitar las fugas de aire a que estas queden en un máximo de 5% de los CFM totales que tiene el sistema.

#### **4.7 Cálculo del flujo volumétrico**

Este flujo es el volumen del fluido que pasa por una superficie específica en un tiempo determinado. Para el cálculo de los CFM se hace uso de una línea de proceso del serpentín.

##### **4.7.1 Línea de proceso del serpentín**

En realidad, es una curva representativa que muestra el proceso. Se encuentran dos puntos, el primero representa las condiciones del aire que entran al serpentín y el segundo representa el aire que sale del serpentín. Así es como se logra obtener una línea de proceso. Si se conocen estos puntos se pueden encontrar las entalpías y hacer un análisis de carga de enfriamiento para obtener el calor total en BTU/h. Todo esto mediante el uso de la siguiente fórmula:

$$Q_t = 4.5 \times CFM \times (h_1 - h_2)$$

#### **4.8 Software Hourly Analysis Program (HAP)**

Este software puede ser utilizado como método alternativo para el cálculo de la carga térmica y la carga de enfriamiento. Es una potente herramienta de diseño de sistemas de climatización para distintos tipos de edificaciones. También posee la capacidad de realizar análisis de energía para comparar el consumo y los costes de operación de las diferentes alternativas de diseño.

Al existir dentro del programa tantas variables y capacidades de trabajo se puede tener cálculos más exactos y en menor tiempo para la obtención de la carga de enfriamiento o cualquier otra tarea que se tenga en mente y que esté dentro de las capacidades del software en cuestión.

Es un software que se encuentra normado y con todos los estándares de entidades como la ASHRAE. De igual manera cuenta con una certificación LEED.

El programa hace uso de un enfoque basado en el sistema de cálculos de diseño, que adapta los procedimientos e informes de dimensionamiento a lo que se está requiriendo en el momento. Así mismo calcula tasas de flujo de aire, espacio y zona requeridos.

#### **4.9 Ductos de aire acondicionado**

Son la parte encargada del sistema de distribuir el aire a todos los difusores que dan a los recintos. También permiten la circulación del aire de vuelta al sistema.

Algunas de las variables a tomar en cuenta para el dimensionamiento de éstos son el tipo de recinto, disponibilidad del espacio, nivel de ruido y las pérdidas y ganancia de calor de los ductos.

Para realizar un sistema de ductos se deben tener varias consideraciones como la cantidad de codos, uniones, divisiones y salidas de aire que se vayan a utilizar. Esto porque representan una pérdida de presión que debe ser suplida por el equipo el sistema.

Para lograr un correcto dimensionamiento y diseño del sistema de ductos se tiene varios métodos, de los cuáles valen la pena mencionar:

##### **4.9.3 Método de fricción igual**

Parte con base a una caída de presión constante por unidad de longitud, el dimensionamiento parte con base a ésta. Si los costos de energía son altos, se hace un dimensionamiento con bajas pérdidas de presión, el problema de hacer esto es que los costos de implementación de los ductos pueden aumentar debido a que las dimensiones del ducto serían mayores a lo planeado.

#### **4.9.4 Método de recuperación estática**

Este método es aplicable solamente en sistemas de suministro de aire debido a que la finalidad que se tiene es obtener una misma presión estática en uniones de flujo divergentes al cambiar los tamaños de los conductos aguas abajo.

#### **4.9.5 Método T**

Se hace una determinación del flujo en cada sección del ducto del sistema existente mediante el uso de una curva conocida de algún ventilador. Es método es iterativo y normalmente tiene una convergencia a las pocas iteraciones.

#### **4.10 Difusores y rejillas**

Los difusores y rejillas son elementos del sistema de aire acondicionado que pueden representar pérdidas importantes de presión en el sistema, y siempre deben de ser tomadas en cuenta a la hora de hacer el análisis de pérdidas de presión del sistema.

## **CAPÍTULO 5. Desarrollo del proyecto**

### **5.1 Características geográficas del lugar**

AFZ es una empresa que se encuentra ubicada en la zona de Heredia, Costa Rica. Esta provincia está caracterizada por tener un clima mayormente cálido como es común en la zona de la GAM. Para el desarrollo de este proyecto se tomó en cuenta la temperatura promedio histórica que tiene Heredia para obtener una temperatura inicial de trabajo para el cálculo de la carga térmica.

#### **5.1.1 Temperatura promedio de Heredia**

De la página del Instituto Meteorológico Nacional se pudieron obtener datos de las condiciones climatológicas de Heredia, de los cuales se tomó la temperatura media del mes más crítico, que en este caso sería abril; por lo que se trabajó con una temperatura media de 21,6 °C ó 70,9 °F.

#### **5.1.2 Humedad relativa**

Como se sabe la humedad relativa, según lo explica Pita (2002) es la relación de la presión real de vapor de agua cuando el aire está saturado a la misma temperatura de bulbo seco en un sitio geográfico específico. En el caso de este proyecto se trabajó con una humedad relativa de 55% que es un porcentaje aceptable para lograr hacer un cálculo adecuado de cargas térmicas para los recintos del edificio a diseñar.

#### **5.1.3 Resumen geográfico**

Los datos básicos necesarios para realizar el diseño se tienen en la siguiente tabla:

**Tabla 2.** Condiciones geográficas en Heredia, Costa Rica.

<b>Temperatura promedio</b>	<b>Humedad relativa</b>	<b>Latitud</b>	<b>Altitud</b>
21.60 °C / 70.90 °F	55.00%	10°0'8.5"	1150.00 m.s.n.m.

Fuente: elaboración propia (Excel)

## 5.2 Análisis de los recintos

La edificación designada a trabajar en AFZ es el edificio D-15, que es meramente para oficinas. Hay algunos detalles importantes por repasar antes de poder hacer un análisis de los recintos. El edificio cuenta con seis niveles, todos son para uso de oficinas y cada nivel está dividido en tres recintos: una recepción y dos fincas filiales, que son un espejo una de la otra. Con el uso de los planos arquitectónicos se pudieron sacar la orientación y las distintas dimensiones necesarias para el análisis de la carga térmica. Se toma en cuenta también que los niveles del dos al cinco al tener la misma altura se analizan como si todos fueran el mismo.

En la siguiente tabla se mostrarán las áreas aproximadas obtenidas para cada uno de los recintos:

**Tabla 3.** Área por recinto de cada nivel.

<b>Recinto</b>	<b>Área (ft)</b>	<b>Área (m)</b>
Nivel 1 Finca 1	7185.00	667.51
Nivel 1 Finca 2	7196.00	668.53
Nivel 1 Recepción	961.00	89.28
Nivel 2-5 Finca 1	7185.00	667.51
Nivel 2-5 Finca 2	7196.00	668.53
Nivel 2-5 Recepción	961.00	89.28
Nivel 6 Finca 1	7185.00	667.51
Nivel 6 Finca 2	7196.00	668.53
Nivel 6 Recepción	961.00	89.28

Fuente: elaboración propia (Excel)

Teniendo los datos de la carga térmica se puede comenzar a trabajar en el cálculo de la carga térmica.

## 5.3 Análisis de la carga térmica

El análisis de la carga térmica se hizo mediante dos métodos para de esta manera poder tener una comparación y validación de ambos. De esta manera se busca el resultado más adecuado con que trabajar para el desarrollo del resto del proyecto. Así fue como se hizo el análisis mediante el método teórico descrito en el capítulo seis del libro “Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas” de

Robert Pita (2002) y también se hizo uso del software Hour Analysis Program (HAP) para realizar el cálculo de la carga térmica. Todos los factores utilizados en ambos análisis fueron dados por el cliente y si bien alguno no lo era se utilizaron tablas normadas de AHSRAE y NFPA para su obtención.

Es importante tomar en cuenta que el cliente de la empresa AFZ en este caso no suministró cierta información o un manual de diseño que otras empresas suelen dar con parámetros de diseño por lo que no había ciertos datos. Por lo que para el cálculo de carga térmica tanto en el método teórico como el del HAP no se incluyeron equipos eléctricos.

Teniendo lo anterior en cuenta el diseño propuesto se realiza para el edificio en general y al ser de alquiler o compra, y estar vacío en este momento no se puede tener una especificación de qué clase de equipos pondrán sus potenciales ocupantes. Por tanto, el diseño propuesto se hace por área en general y de igual manera se trata de hacer para poder cubrir cualquier aumento de demanda que se tenga y poder suplir cualquier faltante.

Al ser un diseño en general se harán las modificaciones necesarias a los cálculos y al diseño para poder satisfacer las necesidades o cambios que pidan sus potenciales ocupantes, en su debido momento.

#### **5.4 Método teórico**

Como se mencionó en la sección anterior se hizo uso del método teórico expuesto por Edward Pita en su libro para hacer el cálculo de la carga térmica se debe hacer uso de distintas tablas normadas por ASHRAE para la obtención de las distintas variables que se utilizan en estas para el cálculo final. Se presentará de la forma más sencilla un procedimiento mediante este método teórico.

A continuación, se verán los factores que se tuvieron que tomar en cuenta en el análisis de la ganancia de calor de los recintos para el cálculo de la carga térmica.

##### **5.4.1 Conducción a través de la estructura exterior**

Esta es la ganancia que se da cuando una superficie entra en contacto con las condiciones exteriores a la edificación. En este caso se está refiriendo a las

paredes exteriores que en su mayor parte están compuestas de vidrio por lo que se tendrá que tomar en cuenta esto, igual las puertas que den al exterior y el techo que hay en el último nivel.

De esta manera se utiliza la siguiente fórmula para el cálculo de la ganancia de calor en la estructura exterior:

$$Q = UxAxDTCE_i$$

En este caso el coeficiente de transferencia de calor depende del material y el tipo de estructura con el que se esté trabajando. Para las paredes externas se trabajó con una estructura de concreto y en la siguiente tabla se mostrará el resumen de las características de la pared:

**Tabla 4.** Coeficiente de transferencia de calor para paredes externas.

Tipo de estructura	U [(h*ft2*°F)/BTU]
Bloque concreto de 8 in	0.38

Fuente: elaboración propia (Excel)

En el caso del coeficiente de transferencia de calor para las ventanas de igual manera hay que tomar en cuenta el tipo de vidrio que se esté usando, así como su grosor y otras propiedades. En la siguiente tabla se muestra el coeficiente de transferencia de calor que se debe utilizar para las ventanas de los distintos recintos del edificio:

**Tabla 5.** Coeficiente de transferencia de calor para ventanas.

Tipo de estructura	U [(h*ft2*°F)/BTU]
Vidrio aislante	1.09

Fuente: elaboración propia (Excel)

Se toma también en cuenta que la estructura externa de esta edificación es mayoritariamente constituida por ventanas, así que el área total que tendrán las paredes externas será el área total de la pared si estuviera completa menos el

área real de la ventana, todo esto varía dependiendo de la orientación a la que se encuentra el edificio.

De igual manera se sabe que el DTCE que se obtiene de manera inicial es un valor preliminar, que necesita un grado de corrección, teniendo en cuenta distintas variables y constantes obtenidas de tablas. Así es como se puede aplicar la siguiente fórmula para su debida corrección:

$$DTCE_i = [(DTCE + LM)]xK + (78 - t_R) + (t_0 - 85)$$

Teniendo este valor corregido y conociendo el resto de las variables se puede proseguir. En la siguiente tabla se mostrará un ejemplo del análisis hecho para la obtención del DTCE corregido para una de las paredes en el nivel 6 del edificio. En los otros tipos de estructura se utiliza el mismo análisis que dicta la ecuación anterior:

**Tabla 6.** DTCE corregido para paredes.

Estructura	Orientación	DTCE (°F)	LM	K	t <sub>R</sub> (°F)	t <sub>0</sub> (°F)	f	DTCE <sub>i</sub> (°F)
Paredes	NNW	14.00	2.00	1.00	73.40	87.60	1.00	23.20

Fuente: elaboración propia (Excel)

Para este punto ya se deben de tener todas las variables y constantes necesarias para el cálculo de la ganancia de calor dada por las superficies externas.

#### 5.4.2 Conducción a través de la estructura interior

Como se mencionó con anterioridad cada uno de los niveles cuenta con tres recintos; dos fincas filiales y una recepción. La manera en la que están acomodados los recintos permite que prácticamente se comparta una sola pared divisora, por lo que cada finca filial tiene como división interna una pared de gran área y la recepción tiene como división interna la pared que comparte con ambas fincas filiales. Todo esto se repite para cada uno de los seis niveles.

Este tipo de estructuras normalmente posee una pared divisora con características específicas que es un muro de block, además tanto el cielo raso como el piso de cada recinto comparten una misma área y dependiendo de los

factores utilizados para su correcto análisis se obtienen los siguientes valores de coeficientes de transferencia de calor:

**Tabla 7.** Coeficiente de transferencia de calor para estructura interior.

<b>Estructura</b>	<b>U (BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F)</b>
Division TOTAL	0.55
Piso	0.21
Cielo	0.55

Fuente: elaboración propia (Excel)

Así se pudo obtener los valores adecuados de ganancia calor a través de todas estas estructuras internas que se mencionaron.

#### **5.4.3 Radiación solar a través de vidrios**

En el marco teórico de este informe se habló de que la radiación era la energía que el sol aporta a la ganancia de calor de un recinto al pasar a través de distintos materiales transparentes como lo es el vidrio. Es por esto que en este edificio se le tuvo que dar especial atención y cuidado a este apartado, puesto que el edificio está constituido casi que en su totalidad por una estructura externa de prácticamente solo ventanas. Así es que la radiación jugó un papel sumamente importante en el análisis realizado para la obtención de la ganancia de calor total que tendría cada recinto de la edificación.

Variables como son el coeficiente de sombreado, el factor de ganancia de calor y el factor de carga de enfriamiento se obtienen de tablas normadas por ASHRAE, dando en sí resultados como los siguientes:

**Tabla 8.** Variables necesarias para la ganancia de calor por radiación solar.

<b>Estructura</b>	<b>Orientación</b>	<b>FGCS (BTU/h-ft<sup>2</sup>)</b>	<b>Área (ft<sup>2</sup>)</b>	<b>CS</b>	<b>FCE</b>
Vidrios	NNW	117.00	1551.19	0.81	0.21

Fuente: elaboración propia (Excel)

#### 5.4.4 Alumbrado

Para el alumbrado es necesario conocer la cantidad de watts por pie cuadrado que se utilizarán o también la cantidad de watts totales de iluminación por el área total del recinto. Si sucediera el caso como el de esta estructura, en la que no se tenía el dato de los watts de iluminación es necesario sacar un valor normado de un código válido; para este proyecto se investigó con el NEC 2008 donde decía que para un área de trabajo tipo oficina será necesario hacer uso de 3,5 watts por metro cuadrado. Los factores de balastra y de carga de enfriamiento normalmente son 1 para la mayoría de edificios. Teniendo eso en cuenta se hizo uso de la ecuación:

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

#### 5.4.5 Personas

La ganancia de calor producida por las personas depende de diversas variables que ya fueron repasadas en el marco teórico de este informe, pero cabe resaltar que a pesar de que la mayoría de los factores son sacados de tablas del libro de Edward Pita el número de personas es un dato que si no es especificado por el cliente se debe sacar de una norma, en este caso, por recomendación de la empresa, se hizo uso de la norma para sistemas contra incendio NFPA que especifican que para edificios de este tipo de ocupación cada persona ocupara un espacio máximo de 100 ft<sup>2</sup>, por lo que terminó dando un aproximado de 72 personas para cada finca filial y de 10 personas para las recepciones.

Así se pudo hacer uso de las siguientes ecuaciones para realizar el cálculo de la ganancia de calor:

$$Q_s = q_s \times n \times FCE$$

$$Q_l = q_l \times n$$

Es importante tener en cuenta también que para uso de oficina se asignó un uso crítico del 100% durante el horario laboral de 8 horas que tiene un trabajo diurno, además que para los factores de tablas se asignó un trabajo ligero sentado. Así es como se obtuvieron los siguientes resultados:

**Tabla 9.** Ganancia de calor sensible y latente dada por personas.

Tipo de actividad	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)
Trabajo ligero	2754.00	18360.00

Fuente: elaboración propia (Excel)

#### 5.4.6 Equipos

Se recomendó no tomar en cuenta los equipos para los cálculos puesto que aún es un edificio sin ocupación por parte de alguna empresa, por lo que no está con equipo de trabajo aún y la carga dada por esto se omite o no aplica en este caso.

#### 5.4.7 Cargas de enfriamiento o refrigeración

En esta sección se verán las cargas de enfriamiento que están afectando a la edificación para el cálculo final de la carga térmica, así teniendo esto en cuenta se podrá apreciar que no muchos factores fueron analizados puesto que muchos son despreciables por lo pequeños que pueden llegar a ser; un ejemplo de ello es la ganancia de calor en los ductos.

#### 5.4.8 Ventilación

La cantidad de CFM por persona necesario para llevar a cabo este análisis se obtiene de una tabla especificada en el libro de Edward Pita, en donde el valor que se obtenga en la tabla dependiendo del tipo de ocupación que se le dé a los recintos y se deberá multiplicar por el número de personas y así obtener los CFM totales del recinto. Así se procede a utilizar las siguientes ecuaciones para la obtención de las ganancias de calor, tanto sensibles como latentes:

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times CT$$

$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_e' - W_i')$$

Importante tomar en cuenta que la diferencia de temperatura del aire exterior con el interior es de 20 °F.

Los valores de las relaciones de humedad  $W_e$  y  $W_i$  se obtienen mediante el uso de la carta psicrométrica y para el uso de ésta es necesario conocer al menos dos condiciones del recinto para poder sacar una tercera, en este caso esa tercera condición son las relaciones de humedad del exterior e interior.

#### **5.4.9 Ganancia de calor en ductos**

En el caso de los ductos utilizados al tener una capa de aislamiento cubriéndolos se puede despreciar la ganancia de calor o sea el valor es dado como cero.

#### **5.4.10 Calor desprendido por ventiladores y bombas**

Al representar pequeños porcentajes de calor sensible tanto el que sale de los ventiladores como de las bombas puede ser despreciable. Por esto no se toma en cuenta para el análisis final.

#### **5.4.11 Fugas en ductos**

Es necesario tomar en cuenta que los ductos pueden presentar ciertas fugas en sus diseños por lo que es necesario tomar un porcentaje determinado que se le sumará a la carga total, en este caso se determina que el porcentaje de fugas será del 5%. Teniendo esta consideración dentro de los cálculos de carga térmica se evita que en un futuro los ductos se puedan ver afectados por alguna posible fuga y lograr un diseño más confiable.

#### **5.4.12 Cálculo de carga térmica para la finca filial 1 del nivel 6**

A continuación, se mostrará un resumen corto de los cálculos para la carga térmica hecha en la finca filial 1 del nivel 6. Se escogió esta en específico puesto que fue la que presentó las condiciones más críticas debido a su orientación y a la altitud a la que se encuentra, además de las condiciones arquitectónicas con las que se trabajaron.

Todo esto se hizo confeccionando una hoja de Excel en la que se incluyeron todos los factores, ecuaciones y valores de tablas mencionados anteriormente. El procedimiento seguido se hizo guiándose en el libro de Edward Pita para el acondicionamiento de aire en recintos, normado por ASHRAE.

Finca filial 1 Nivel 6									
Auto	Alejandro Delgado			Temperaturas de trabajo					
Ubicación	Heredia, Costa Rica			T <sub>0</sub> (°F)	87.60				
Latitud	10°00'08"			T <sub>r</sub> (°F)	73.40				
				T <sub>i</sub> (°F)	82.60				
				DT (°F)	9.20				
Ganancia de calor									
Estructura Exterior									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	NNW	54.71	0.38	14.00	2.00	1.00	1.00	23.20	477.22
Estructura Interior									
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)					
Pared	0.55	2884.80	20.00	31732.80					
Radiación a través de vidrios									
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)				
NNW	117.00	1551.19	0.81	0.21	30909.49				
Alumbrado									
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)					
3.40	25147.50	1.00	1.00	85501.50					
Personas									
qs (BTU/h)	ql (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)				
255.00	255.00	72.00	0.15	2754.00	18360.00				
RSHG (BTU/h)	389969.44								
RLHG (BTU/h)	18360.00								
RTHG (BTU/h)	408329.44								
Carga de enfriamiento									
Ventilación									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)	Qt (BTU/h)	
1440.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	31680.00	9.20	31689.20	
Fugas de ductos									
	%Qt (BTU/h)		%Qs(BTU/h)						
0.05	TOTAL	20416.47	19498.47						
Resumen									
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL	BTU/h			CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE	BTU/h				
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	408329.44			CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	389969.44				
VENTILACION	31689.20			VENTILACION	31680.00				
FUGAS DE LOS DUCTOS	20416.47			FUGAS DE LOS DUCTOS	19498.47				
BTU TOTAL	460435.11			BTU SENSIBLE	441147.91				
TONELADAS TOTALES (ton)	19.18			TONELADAS SENSIBLE (ton)	18.38				
	BTU LATENTE	19287.20	BTU/h						
	TONELADAS LATENTE	1.61	ton						

Figura 6. Ejemplo de análisis de la carga térmica de la finca filial 1 del nivel 6.

Fuente: elaboración propia (Excel)

## 5.5 Resultados de carga térmica

### 5.5.1 Resumen de las cargas de enfriamiento por el método teórico

En la siguiente tabla se expondrán todos los resultados finales de carga térmica en BTU/h y en toneladas obtenidos para cada uno de los recintos de los seis niveles que tiene la edificación.

**Tabla 10.** Resultados finales de la carga térmica por método teórico.

Recinto	BTU/h Total	BTU/h Sensible	BTU/h Latente	Toneladas (ton)
N1FF1	521453.73	502166.52	19287.20	21.73
N1FF2	465114.08	445826.88	19287.20	19.38
N1R	66789.21	64110.43	2678.78	2.78
N2-5FF1	416306.81	397019.61	19287.20	17.35
N2-5FF2	274674.85	255387.64	918.00	22.89
N2-5R	110935.45	108256.67	2678.78	4.62
N6FF1	460435.11	441147.91	19287.20	19.18
N6FF2	486106.57	466819.36	19287.20	20.25
N6R	101930.76	99251.98	2678.78	4.25
<b>TOTAL</b>				<b>132.43</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.5.2 Cálculo de la carga térmica mediante el software Hour Analysis Program (HAP) de la compañía Carrier

Como ya se ha mencionado en secciones anteriores de este informe el software Hour Analysis Program o HAP es otra excelente manera de realizar el cálculo de la carga térmica puesto que se puede realizar un cálculo más exacto con variables ya predeterminadas por el programa, así como de igual manera se tendrán que introducir otras, extraídas de tablas ASHRAE o datos dados por el cliente.

En este caso se hizo uso tanto de las tablas que vienen en el libro de Edward Pita así como de variables proporcionadas por el cliente, de esa manera se puede tener un cálculo más exacto. Se debe tener en cuenta que una de las variables que cambian es que para el uso del software se necesita saber un horario de ocupación de los recintos, esto porque el HAP hace un análisis de cómo afectan todas las variables conforme transcurre el día en el edificio. En el caso de este edificio al trabajarse en horario laboral de ocho horas se da una ocupación del 100% en ese intervalo.

En la siguiente tabla se presentarán los resultados obtenidos de carga térmica tanto en BTU/h como en toneladas de refrigeración mediante el análisis hecho con el HAP.

**Tabla 11.** Resultados finales de la carga térmica con el uso del HAP de Carrier.

Recinto	BTU/h Total	BTU/h Sensible	BTU/h Latente	Toneladas (ton)
N1FF1	212800.00	197900.00	14900.00	17.70
N1FF2	256700.00	241900.00	14800.00	21.40
N1R	17900.00	15800.00	2100.00	1.50
N2-5FF1	180300.00	165500.00	14800.00	15.00
N2-5FF2	229000.00	214200.00	14800.00	19.10
N2-5R	28200.00	26100.00	2100.00	2.40
N6FF1	301500.00	286700.00	14800.00	25.10
N6FF2	248000.00	233200.00	14800.00	20.70
N6R	36600.00	34500.00	2100.00	3.10
<b>TOTAL</b>				<b>126.00</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.5.3 Comparación de resultados obtenidos por el método teórico y usando el HAP

En las siguientes tablas se hará una comparación de los resultados obtenidos para la carga térmica total en toneladas, es este el resultado importante del cálculo de carga térmica ya que a partir de este resultado se pueden dimensionar ductos, sacar CFM y otras cosas importantes en lo que sigue del

desarrollo del proyecto. Se quiere obtener un porcentaje de error que haga validar ambos métodos en cuanto a lo que se alejan uno del otro.

**Tabla 12.** Comparación de las toneladas de carga térmica obtenidas por el método teórico y el método HAP.

Recinto	Método teórico	Método HAP	Porcentaje de error (%)
	Toneladas totales	Toneladas totales	
N1FF1	21.73	17.70	18.54
N1FF2	19.38	21.40	10.42
N1R	2.78	1.50	46.10
N2-5FF1	17.35	15.00	13.53
N2-5FF2	22.89	19.10	16.56
N2-5R	4.62	2.40	48.08
N6FF1	19.18	25.10	30.83
N6FF2	20.25	20.70	2.20
N6R	4.25	3.10	27.01
<b>TOTAL</b>	<b>132.43</b>	<b>126.00</b>	<b>4.86</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

Como se puede ver el porcentaje de error menor fue de un 2% en la finca filial 2 del nivel 6 de la edificación mientras que el mayor porcentaje de error se dio en la recepción de los niveles del 2 al 5, esto se debe a que las toneladas de carga térmica como se puede ver se doblaron del análisis hecho por el HAP al análisis hecho con el método teórico.

El porcentaje de error de la carga total para toda la edificación es bastante bajo por lo que se puede ver que se hizo un análisis correcto. Se obtuvieron 132,43 toneladas por el método teórico y 126 toneladas con el método HAP; de lo cual se tiene un 4,86% de error.

A partir de este punto se usarán los resultados obtenidos con el software Hour Analysis Program puesto da unos resultados menores y de mayor exactitud al ser computados y tener factores internos ya dados en cada sección que se asemejan más a las condiciones reales del edificio. Todos los dimensionamientos, cálculos de distintas variables, entre otros; se harán a partir de los resultados del HAP.

## 5.6 Determinación de los CFM para cada recinto

El flujo volumétrico para cada uno de los recintos de la edificación fue determinado a partir del software Fan Coil Builder, de Carrier. Es en este software que se puede dar una estimación adecuada de los CFM necesarios que saldrán de cada unidad manejadora o fan coil hacia los respectivos ductos de que dan a los difusores de aire acondicionado.

Para poder obtener el flujo volumétrico el software requiere que se inserten ciertas variables que él en sí no puede calcular, las más importante es la carga térmica total en BTU/h. Este valor debe dividirse entre la cantidad de unidades fan coil que se meterán por recinto; en el caso de las fincas filiales se determinó que un número adecuado serían siete fan coils por finca filial y para las recepciones con una unidad bastará. Se determinó de esta manera porque el espacio que se tiene por recinto 7 fan coils bien distribuidos cubrirían bien el espacio de cada finca filial, las recepciones quedarían bien cubiertas con uno solo. Todo esto quiere decir que la carga térmica total obtenida para las fincas filiales se debe dividir en siete para poder meter la variable en el software.

La tabla que se mostrará a continuación enseña los CFM necesarios para cumplir con la carga de enfriamiento de cada una de las fincas filiales y las recepciones

**Tabla 13.** CFM necesario para cada recinto.

Recinto	CFM	m3/s
N1FF1	1650.00	0.78
N1FF2	2000.00	0.94
N1R	900.00	0.42
N2-5FF1	1400.00	0.66
N2-5FF2	1900.00	0.90
N2-5R	1500.00	0.71
N6FF1	2400.00	1.13
N6FF2	1950.00	0.92
N6R	2000.00	0.94

Fuente: elaboración propia (Excel)

Ningún recinto repite en sí la cantidad de flujo volumétrico, pero sí tienen cantidades muy similares, lo que hará que el equipo escogido con el software sea parecido debido a que deben de cubrir prácticamente la misma cantidad de CFM necesarios.

### **5.7 Dimensionamiento de los ductos del sistema de aire acondicionado**

Para el dimensionamiento de los ductos de aire acondicionado se hizo uso de un ductulador Carrier. Esta herramienta es un artefacto con el que se pueden dimensionar fácilmente los ductos que vayan a llevar el sistema de aire acondicionado. Los cuidados que debe llevar este método de dimensionamiento es que la presión estática no sobrepase la cantidad que ya se estableció con anterioridad (0.80 in agua).

Otra variable para que se debe tener cuidado es el nivel de ruido que pueda llevar el ducto y es bueno mantenerlo en niveles similares a 1000 FPM por motivos de que si se llegara a sobrepasar esta cantidad el ducto se podría ver afectado de manera que se produzcan vibraciones indeseadas, así como que el ruido mismo sea molesto para el oído humano y afecte el confort de los que se encuentren en el recinto.

Dicho esto, hay que tomar en cuenta que este diseño se realizó basándose en el diseño ya existente para el sistema VRF debido a que es un diseño base con el que se trabaja en Tecnoconsult, además de que de esta manera se puede distribuir bien el aire en los recintos. El diseño a utilizar consta de un ducto principal del que se derivan seis u ocho ductos secundarios de inyección. El sistema de ocho ductos secundarios se usa en algunos casos para cubrir una mayor área, normalmente el diseño con seis ductos secundarios completa bien este trabajo.

Todos los ductos quedan ocultos en el entre cielo donde se podrá poner la cantidad establecida y el aire saldrá por los difusores que están al final de cada ducto secundario. Hay que tomar en cuenta los ductos secundarios son flexibles puesto que ayudan más a un diseño de un sistema de aire acondicionado porque se pueden acomodar de mejor manera, además de que vienen con aislamiento para que el calor no influya mucho en el aire que se suministrará en los recintos.

### **5.7.1 Detalles del diseño de ductos**

Cada uno de los recintos cuenta con un diseño simple basado en los parámetros de Tecnoconsult y consiste en un ducto primario que será la mayor parte de la ruta crítica y ductos secundarios, en los que se encuentran los difusores del sistema. Todos los sistemas de ductería quedan ocultos entre el entre cielo del edificio, en cada uno de los niveles, por lo que no habrá problema en que queden a la vista y haya algún problema estético. El entre cielo tiene un espacio de más o menos sesenta centímetros lo que es más que suficiente para poder meter ahí todos los sistemas de distribución de aire.

### **5.7.2 Dimensionamiento de ductos**

Como se explicó anteriormente para el dimensionamiento de ductos primeramente se hizo un estudio de cada recinto para así evaluar cuántos fan coils eran necesarias por recinto y de esta manera poder cubrir la mayor cantidad de espacio posible. Luego de esto lo que se hizo fue determinar la cantidad de toneladas de calor que tendrían cada recinto y a partir de este dato y mediante la utilización del software Fan Coil Builder se pudo hacer la selección del fan coil necesario a partir de las toneladas de carga térmica y así poder determinar la cantidad de CFM de cada uno. Lo único que se tuvo que hacer fue revisar que la caída de presión estática que se tenía fuera adecuada o más bien, se mantuviera en un rango similar a la caída de presión que da el software, por lo que sí dio bien.

Teniendo estos datos de CFM se usó un ductulador Greenheck para poder dimensionar los ductos a partir del flujo volumétrico. El ducto va disminuyendo sus dimensiones conforme se llega al final del mismo, esto se debe a que conforme se avanza en los ductos secundarios el nivel de caudal necesario va disminuyendo por lo que no es viable mantener un mismo tamaño en el ducto primario, para eso se usan reducciones que irán haciendo que el mismo reduzca su tamaño. Se obtuvieron los siguientes resultados:

**Tabla 14.** Dimensiones y caudal de los ductos de distribución de aire.

Recinto	Ducto	Dimensión axb (inxin)	Dimensión axb (mmxmm)	Caudal (CFM)	Caudal (m3/s)
<b>Finca filial 1 N 1</b>		<b>Versión 1</b>			
	Principal primario	16x16	410x410	1650.00	0.78
	Principal secundario	14x14	360x360	1100.00	0.52
	Principal terciario	12x10	300x250	550.00	0.26
	Secundarios	8	200	275.00	0.13
		<b>Versión 2</b>			
	Principal primario	16x16	410x410	1650.00	0.78
	Principal secundario	14x14	360x360	1100.00	0.52
	Principal terciario	8x8	200x200	271.00	0.13
	Principal cuaternario	8x8	200x200	271.00	0.13
	Secundarios	10	250	271.00	0.13
		<b>Versión 3</b>			
	Principal primario	16x16	410x410	1656.00	0.78
	Principal secundario	14x14	360x360	1242.00	0.59
	Principal terciario	14x12	360x300	828.00	0.39
	Principal cuaternario	12x8	300x200	407.00	0.19
	Secundarios	8	200	207.00	0.10
<b>Finca filial 2 N 1</b>		<b>Versión 1</b>			
	Principal primario	18x16	460x410	2050.00	0.97
	Principal secundario	16x14	410x360	1366.00	0.64
	Principal terciario	12x12	300x300	682.00	0.32
	Secundarios	10	250	342.00	0.16
		<b>Versión 2</b>			

	Principal primario	18x16	416x410	2050.00	0.97	
	Principal secundario	16x14	410x360	1366.00	0.64	
	Principal terciario	10x10	250x250	342.00	0.16	
	Principal cuaternario	10x10	250x250	342.00	0.16	
	Secundarios	10	250	342.00	0.16	
	<b>Versión 3</b>					
	Principal primario	18x18	410x410	2050.00	0.97	
	Principal secundario	16x16	360x360	1538.00	0.73	
	Principal terciario	14x14	360x300	1026.00	0.48	
	Principal cuaternario	10x10	300x200	514.00	0.24	
	Secundarios	10	200	257.00	0.12	
<b>Recepción N 1</b>	Principal primario	16x14	406x356	1450.00	0.68	
	Principal secundario	12x12	304x304	725.00	0.34	
	Principal terciario	12x12	304x304	725.00	0.34	
	Principal cuaternario	10x8	254x203	364.00	0.17	
	Principal quinario	10x8	254x203	364.00	0.17	
	Secundarios	8	203	182.00	0.09	
	<b>Finca filial 1 N</b>					
	<b>Versión 1</b>					
<b>2-5</b>	Principal primario	16x14	410x360	1400.00	0.66	
	Principal secundario	14x12	360x300	936.00	0.44	
	Principal terciario	10x10	250x250	468.00	0.22	
	Secundarios	8	200	234.00	0.11	
	<b>Versión 2</b>					
	Principal primario	16x14	410x360	1400.00	0.66	
Principal secundario	14x12	360x300	936.00	0.44		
Principal terciario	10x8	250x200	234.00	0.11		
Principal cuaternario	10x8	250x200	234.00	0.11		
Secundarios	8	200	234.00	0.11		

		<b>Versión 3</b>			
	Principal primario	16x14	410x360	1400.00	0.66
	Principal secundario	14x14	360x360	1050.00	0.50
	Principal terciario	14x10	360x250	700.00	0.33
	Principal cuaternario	10x8	250x200	350.00	0.17
	Secundarios	8	200	175.00	0.08
<b>Finca filial 2 N</b>		<b>Versión 1</b>			
<b>2-5</b>	Principal primario	18x16	460x410	1950.00	0.92
	Principal secundario	16x14	410x360	1300.00	0.61
	Principal terciario	12x10	300x250	650.00	0.31
	Secundarios	10	250	325.00	0.15
		<b>Versión 2</b>			
	Principal primario	18x16	460x410	1950.00	0.92
	Principal secundario	16x14	410x360	1300.00	0.61
	Principal terciario	10x8	250x200	325.00	0.15
	Principal cuaternario	10x8	250x200	325.00	0.15
	Secundarios	10	250	325.00	0.15
		<b>Versión 3</b>			
	Principal primario	18x16	460x410	1950.00	0.92
	Principal secundario	16x16	410x410	1462.00	0.69
	Principal terciario	14x12	360x300	974.00	0.46
	Principal cuaternario	10x10	250x250	486.00	0.23
	Secundarios	8	200	244.00	0.12

<b>Recepción N 2- 5</b>	Principal primario	16x14	406x356	1450.00	0.68
	Principal secundario	12x12	304x304	725.00	0.34
	Principal terciario	12x12	304x304	725.00	0.34
	Principal cuaternario	10x8	254x203	364.00	0.17
	Principal quinario	10x8	254x203	364.00	0.17
	Secundarios	8	203	182.00	0.09
	<b>Finca filial 1 N 6</b>		<b>Versión 1</b>		
Principal primario	18x18	457x457	2100.00	0.99	
Principal secundario	16x14	406x356	1400.00	0.66	
Principal terciario	12x12	304x304	700.00	0.33	
Secundarios	10	254	350.00	0.17	
		<b>Versión 2</b>			
Principal primario	18x18	460x460	2100.0	0.99	
Principal secundario	16x14	410x360	1400.0	0.66	
Principal terciario	10x8	250x200	350.00	0.17	
Principal cuaternario	10x8	250x200	350.00	0.17	
Secundarios	10	250	350.00	0.17	
		<b>Versión 3</b>			
Principal primario	18x18	460x460	2100.00	0.99	
Principal secundario	16x16	410x410	1578.00	0.74	
Principal terciario	14x14	360x360	1052.00	0.50	
Principal cuaternario	12x8	300x200	486.00	0.23	
Secundarios	8	200	263.00	0.12	
<b>Finca filial 2 N 6</b>		<b>Versión 1</b>			
Principal primario	18x16	457x406	1950.00	0.92	
Principal secundario	16x14	406x356	1300.00	0.61	
Principal terciario	12x10	304x254	650.00	0.31	
Secundarios	10	254	325.00	0.15	
		<b>Versión 2</b>			

	Principal primario	18x16	460x410	1950.00	0.92
	Principal secundario	16x14	410x360	1300.00	0.61
	Principal terciario	10x8	250x200	325.00	0.15
	Principal cuaternario	10x8	250x200	325.00	0.15
	Secundarios	10	250	325.00	0.15
	<b>Versión 3</b>				
	Principal primario	18x16	460x410	1950.00	0.92
	Principal secundario	16x16	410x410	1462.00	0.69
	Principal terciario	14x12	360x300	974.00	0.46
	Principal cuaternario	10x10	250x250	486.00	0.23
	Secundarios	10	250	244.00	0.12
<b>Recepción nivel 6</b>	Principal primario	18x16	406x356	1450.00	0.68
	Principal secundario	12x12	304x304	725.00	0.34
	Principal terciario	12x12	304x304	725.00	0.34
	Principal cuaternario	10x8	254x203	364.00	0.17
	Principal quinario	10x8	254x203	364.00	0.17
	Secundarios	8	203	182.00	0.09

Fuente: elaboración propia (Excel)

Todos estos ductos llevan contemplados en su dimensionamiento lo que son los codos de unión y reducciones para que el diseño sea acorde a las dimensiones obtenidas anteriormente. Este tipo de accesorios deben de ser tomados en cuenta en lo que fue el cálculo de la caída de presión del sistema. El análisis de las caídas de presión se hizo con base en la ruta crítica del sistema. La definición de la ruta crítica fue estimada como la ruta más larga del flujo de aire del sistema que va desde el punto de retorno del aire a los fan coils hasta el difusor que se encuentre más largo de los fan coils, esto es así puesto que la ruta larga es la que contempla el mayor flujo de aire. A continuación, se mostrarán los resultados del cálculo de las caídas de presión:

**Tabla 15.** Análisis de las caídas de presión del sistema.

<b>SUMINISTRO - RUTA CRÍTICA</b>					
	<b>CFM</b>	<b>L (m)</b>	<b>L (ft)</b>	<b>P x c/100 ft</b>	<b>Caída P</b>
<b>P1 (Difusor)</b>	-	-	-	-	0.040
<b>P2</b>	350.000	1.830	6.004	0.072	0.004
<b>P3</b>	700.000	2.340	7.677	0.068	0.005
<b>P4</b>	700.000	0.120	0.394	0.023	0.000
<b>P5</b>	1400.000	2.390	7.841	0.083	0.007
<b>P6</b>	1400.000	0.120	0.394	0.033	0.000
<b>P7</b>	2100.000	0.810	2.657	0.071	0.002
<b>P8</b>	2100.000	0.670	2.198	0.071	0.002
<b>Codos 90°</b>	-	6.096	20.000	0.045	0.009
<b>Damper</b>	-	-	-	-	0.050
<b>TOTAL</b>					0.119
<b>RETORNO - RUTA CRÍTICA</b>					
	<b>CFM</b>	<b>L (m)</b>	<b>L (ft)</b>	<b>P x c/100 ft</b>	<b>Caída P</b>
<b>P9</b>	943.4500	1.1100	3.6417	0.0810	0.0029
<b>P10</b>	-	-	-	-	0.0400
<b>TOTAL</b>					0.043
<b>TOTAL FINAL</b>					0.162

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.7.3 Dimensionamiento de ductos de retorno y toma de aire fresco

Para los ductos de retorno es necesario hacer primeramente verificar cuánta va a ser la cantidad de aire fresco que entrará a cada uno de los sistemas, es por esto que se hace un cálculo a partir de la fórmula dada por el manual ASHRAE Standard 62-2001:

$$V_{bz} = R_p P_z + R_a A_z$$

En donde:

$V_{bz}$  = Ventilación por aire fresco.

$A_z$  = Área del suelo del recinto.

$P_z$  = Población del recinto.

$R_p$  = Flujo de aire externo por persona.

$R_a$  = Flujo de aire externo por unidad de área.

Estas última dos variables mencionadas son valores ya establecidos en tablas.

Teniendo el flujo de aire fresco necesario por cada una de las máquinas a utilizar se le resta al flujo total para obtener la cantidad de CFM que necesita succionar el retorno para el fan coil, ya con este valor se puede dimensionar mediante un ductulador.

Tener en cuenta que en la tabla que presenta los resultados del cálculo de los CFM de aire fresco para cada recinto  $R_a$  equivale a  $f'$  y  $R_p$  equivale a  $f''$ .

La siguiente tabla muestra los resultados finales del dimensionamiento de los ductos de retorno:

**Tabla 16.** Dimensiones de los ductos de retorno.

Recinto	CFM Retorno	2 ductos retorno (CFM)	Ductos (inxin)	Ductos (mmxmm)
Nivel 1 Finca 1	1537.00	768.5	12x12	300x300
Nivel 1 Finca 2	1886.90	943.45	14x12	360x300
Nivel 1 Recepción	792.34	396.17	10x10	250x250
Nivel 2-5 Finca 1	1537.00	768.50	12x12	300x300
Nivel 2-5 Finca 2	1886.90	943.45	14x12	360x300
Nivel 2-5 Recepción	1392.34	696.17	12x12	300x300
Nivel 6 Finca 1	1886.90	943.45	14x12	360x300

Nivel 6 Finca 2	1836.90	918.45	14x12	360x300
Nivel 6 Recepción	1892.34	946.17	14x12	360x300

Fuente: elaboración propia (Excel)

Para dimensionamiento de los ductos de aire fresco ya es conocido el flujo de aire que se necesita dar en cada equipo, esto se logró con la fórmula que se explicó anteriormente.

A continuación, se mostrará una tabla con los valores de CFM para el ducto de aire fresco:

**Tabla 17.** Flujo de aire fresco para cada recinto.

Recinto	Área (ft2)	Número de personas	f'	f''	CFM
Nivel 1 Finca 1	7185.00	72.00	0.06	5.00	791.10
Nivel 1 Finca 2	7196.00	72.00	0.06	5.00	791.76
Nivel 1 Recepción	961.00	10.00	0.06	5.00	107.66
Nivel 2-5 Finca 1	7185.00	72.00	0.06	5.00	791.10
Nivel 2-5 Finca 2	7196.00	72.00	0.06	5.00	791.76
Nivel 2-5 Recepción	961.00	10.00	0.06	5.00	197.66
Nivel 6 Finca 1	7185.00	72.00	0.06	5.00	791.10
Nivel 6 Finca 2	7196.00	72.00	0.06	5.00	791.76
Nivel 6 Recepción	961.00	10.00	0.06	5.00	107.66

Fuente: elaboración propia (Excel)

Teniendo los flujos de aire fresco necesarios se procedió a usar el ductulador Greenheck para hacer el dimensionamiento de los ductos, de igual manera como se realizó con los ductos de distribución de aire y con los de retorno.

En la siguiente tabla se podrá observar los resultados obtenidos para las dimensiones de los ductos de la toma de aire fresco. Vale la pena tomar en cuenta que para todos los recintos estos ductos se dividieron en tramos desde donde salen los mismos hasta el punto donde se encuentra el último equipo a alimentar.

**Tabla 18.** Dimensiones de los ductos de las tomas de aire fresco.

Recinto	Número	CFM	Ductos (inxin)	Ductos (mmxmm)
Finca 1 todos los niveles	1	791.10	14x12	360x300
	2	226.00	8x8	200x200
	3	113.00	6x6	150x150
	4	565.00	12x10	300x250
	5	452.10	10x10	250x250
	6	339.10	10x8	250x200
	7	226.00	8x8	200x200
	8	113.00	6x6	150x150
Finca 2 todos los niveles	1	791.76	14x12	360x300
	2	226.20	8x8	200x200
	3	113.10	6x6	150x150
	4	565.60	12x10	300x250
	5	452.50	10x10	250x250
	6	339.40	10x8	250x200
	7	226.20	8x8	200x200
	8	113.10	6x6	150x150
Recepción todos los niveles	1	107.66	6x6	150x150

Fuente: elaboración propia (Excel)

Así se puede notar como todos los ductos tienen dimensiones similares en general, lo que hará más sencilla su cotización y obtención para la posible realización de proyecto.

## 5.8 Selección de difusores y rejillas de retorno

### 5.8.1 Selección de difusores

Los difusores fueron seleccionados utilizando catálogos AirGuide con los que fue necesario revisar el caudal que distribuiría cada difusor en sí. También fueron necesarios otros factores, como la caída de presión y el tiro de aire para que de esta manera se pueda seleccionar el difusor que más se adecúe a las necesidades de los recintos. Como se puede observar en la siguiente tabla se muestran los difusores seleccionados para los recintos de los locales, la selección

se hizo de un mismo tamaño puesto que todos distribuyen una cantidad similar de CFM a lo que se le hizo una aproximación para dar como resultado la selección realizada del difusor:

**Tabla 19.** Difusores para cada recinto.

Recinto / Difusor	Caudal de diseño		Presión		Dimensiones		Velocidad		Ruido	Referencia	
	CFM	m3/s	in	mm	in x in	mm x mm	FPM	m/s	N.C.	Marca	Modelo
N1F1 / D-1	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N1F2 / D-2	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N1R / D-3 N	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
2-5F1 / D-4 N	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
2-5F2 / D-5	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N2-5R / D-6	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N6F1 / D-7	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N6F2 / D-8	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N6R / D-9	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9

Fuente: elaboración propia (Excel)

Aquí se puede apreciar como a pesar de los CFM que se distribuyen de los distintos recintos puede haber variado en su valor esto no es de mucha importancia, puesto que la variación al no ser tan grande se puede hacer una selección del mismo difusor, en este caso el que se muestra en la tabla anterior.

### 5.8.2 Selección de rejillas de retorno

La selección de las rejillas de retorno de igual manera se hizo mediante el uso de las fichas técnicas de AIRGUIDE y se hicieron a partir del cálculo de los

CFM para los ductos de retorno. La siguiente tabla mostrará los resultados obtenidos.

**Tabla 20.** Selección de las rejillas de retorno para cada recinto.

Recinto / Rejillas	Caudal de diseño		Presión		Dimensiones		Velocidad		Ruido	Referencia	
	CFM	m3/s	in	mm	inxin	mmxmm	FPM	m/s	N.C.	Marca	Modelo
N1F1 / R-1	720.00	0.34	0.04	1.02	12x12	300x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-12x12
N1F2 / R-2	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12
N1R / R-3	366.00	0.17	0.02	0.51	10x10	250x250	600.00	3.05	24.00	AIRGUIDE	RA-10x10
N2-5F1 / R-4	720.00	0.34	0.04	1.02	12x12	300x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-12x12
N2-5F2 / R-5	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12
N2-5R / R-6	720.00	0.34	0.04	1.02	12x12	300x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-12x12
N6F1 / R-7	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12
N6F2 / R-8	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12
N6R / R-9	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12

Fuente: elaboración propia (Excel)

## 5.9 Selección de equipos

### 5.9.1 Selección de fan coils

En secciones anteriores de este informe se dio una explicación de lo que son los equipos fan coil, o también conocidos como unidades manejadoras de aire. Para su selección fue necesario el haber hecho el cálculo de la carga térmica, ya sea por el método explicado en el libro de Edward Pita o mediante el software HAP. De esta manera ya se había aclarado que luego de sacar la carga de enfriamiento por ambos métodos se continuaría trabajando con los resultados obtenidos en el HAP.

De esta manera habiendo obtenido la ganancia de calor total en cada recinto se debió decidir cuántos fan coils serían necesarios para cubrir el área de cada recinto. En este caso se tomó la decisión que con siete equipos en cada finca filial y un solo equipo en cada recepción cubrirían bien las áreas de la edificación. Al dividir la ganancia entre siete cargas iguales para las fincas filiales

de cada recinto se procedió a hacer uso del software proporcionado por la marca Carrier “Fan Coil Builder” con el que al introducir diversos parámetros de trabajo que se poseían o fueron calculados con anterioridad se pudo lograr hacer una selección de los fan coils de cada recinto.

En la siguiente tabla se mostrarán los equipos seleccionados junto con sus características más importantes.

**Tabla 21.** Fan coils seleccionados para cada recinto.

Equipo	Capacidad	Capacidad	Flujo	P	Info	Referencia	
	total	sensible	aire	estática	eléctrica	Modelo	Marca
	Ton	Ton	CFM	in agua	V/Φ/Hz		
FC-1	3.20	2.37	1650.00	0.80	208/3/60	42BHE16RD4R61714DE	Carrier
FC-2	3.91	2.90	2000.00	0.80	208/3/60	42BHE16RD4R62016DE	Carrier
FC-3	1.80	1.32	900.00	0.80	208/3/60	42BHE10LD4R60911CE	Carrier
FC-4	2.67	1.98	1400.00	0.80	208/3/60	42BHE16RD4R61412CE	Carrier
FC-5	3.30	2.57	1900.00	0.80	208/3/60	42BHE16LD4R61915CE	Carrier
FC-6	2.92	2.17	1500.00	0.80	208/3/60	42BHE12LD4R61515DE	Carrier
FC-7	4.58	3.45	2400.00	0.80	208/3/60	42BHE20LD4R62416EE	Carrier
FC-8	3.81	2.83	1950.00	0.80	208/3/60	42BHE16RD4R62016DE	Carrier
FC-9	3.91	2.90	2000.00	0.80	208/3/60	42BHE16RD4R62016DE	Carrier

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.9.2 Selección de tuberías de agua helada (dimensionamiento)

Para la red de tuberías de agua helada se tuvo que realizar primeramente el plano para poder ver cómo quedaría distribuido el sistema de tuberías de agua helada junto con la respectiva distribución de los chillers más los circuitos de bombas y así poder obtener las longitudes de tubería.

Ya con esta información se trasladó el sistema al software Taco HSS y ya con estos parámetros insertados en el sistema, el programa automáticamente presenta los resultados obtenidos dando así las dimensiones necesarias de cada una de las partes de la red de tuberías. Así mismo también presenta otra información como lo son los parámetros de diseño necesarios en los chillers y las bombas, pero de esto se hablará más adelante.

Para obtener más información sobre las tuberías a utilizar se usó la aplicación de System Syzer de Bell & Gossett, la cual al tener 2 parámetros de diseño arroja datos tales como la pérdida por fricción del tramo y la velocidad del fluido.

A continuación, se presentará el dimensionamiento de tuberías que se hizo para el sistema que se diseñó.

**Tabla 22.** Diámetro de la red de tuberías de agua helada.

Recinto	Tramo	Flujo		Diámetro		Material	SDR	Pérdida por fricción	Velocidad
		GPM	L/s	in	mm				
Finca Filial 1 Nivel 1	A	43.70	2.76	2	50.80	PVC	17.00	3.27	1.29
	B	37.50	2.37	2	50.80	PVC	17.00	2.49	1.11
	C	31.20	1.97	2	50.80	PVC	17.00	1.83	0.93
	D	25.00	1.58	2	50.80	PVC	17.00	1.21	0.74
	E	18.70	1.18	1 1/2	38.10	PVC	17.00	3.97	1.21
	F	12.50	0.79	1 1/4	31.75	PVC	17.00	8.73	1.70
	G	6.20	0.39	1	25.40	PVC	17.00	2.58	0.70
Finca Filial 2 Nivel 1	H	35.80	2.26	2	50.80	PVC	17.00	2.29	1.06
	I	33.80	2.13	2	50.80	PVC	17.00	2.07	1.00
	J	30.70	1.94	2	50.80	PVC	17.00	1.74	0.91
	K	25.60	1.62	2	50.80	PVC	17.00	1.26	0.76
	L	20.40	1.29	1 1/2	38.10	PVC	17.00	2.77	0.99
	M	10.20	0.64	1 1/4	31.75	PVC	17.00	1.78	0.69
Recepción	N	5.10	0.32	1	25.40	PVC	17.00	1.83	0.58
Finca Filial 1 Nivel 2-5	O	2.90	0.18	3/4	19.05	PVC	17.00	1.86	0.49
	P	36.90	2.33	2	50.80	PVC	17.00	2.42	1.09
	Q	31.60	1.99	2	50.80	PVC	17.00	1.84	0.93
	R	26.30	1.66	2	50.80	PVC	17.00	1.32	0.78
	S	21.10	1.33	1 1/2	38.10	PVC	17.00	2.94	1.02
	T	15.80	1.00	1 1/2	38.10	PVC	17.00	1.76	0.77
	U	10.50	0.66	1 1/4	31.75	PVC	17.00	1.87	0.71
	V	5.30	0.33	1	25.40	PVC	17.00	1.96	0.60

	W	29.90	1.89	2	50.80	PVC	17.00	1.66	0.88
	X	25.60	1.62	2	50.80	PVC	17.00	1.26	0.76
Finca Filial	Y	23.50	1.48	2	50.80	PVC	17.00	1.08	0.69
2 Nivel 2-5	Z	21.30	1.34	1 1/2	38.10	PVC	17.00	2.99	1.03
	A'	17.10	1.08	1 1/2	38.10	PVC	17.00	2.02	0.83
	B'	12.80	0.81	1 1/4	31.75	PVC	17.00	2.66	0.87
	C'	8.50	0.54	1 1/4	31.75	PVC	17.00	1.29	0.58
Recepción	D'	4.70	0.30	1	25.40	PVC	17.00	1.59	0.53
	E'	42.60	2.69	2	50.80	PVC	17.00	3.13	1.26
	F'	33.80	2.13	2	50.80	PVC	17.00	2.07	1.00
Finca Filial	G'	30.40	1.92	2	50.80	PVC	17.00	1.71	0.90
1 Nivel 6	H'	24.30	1.53	2	50.80	PVC	17.00	1.15	0.72
	I'	18.30	1.15	1 1/2	38.10	PVC	17.00	2.28	0.89
	J'	12.20	0.77	1 1/4	31.75	PVC	17.00	2.44	0.83
	K'	6.10	0.38	1	25.40	PVC	17.00	2.5	0.69
	L'	51.10	3.22	2 1/2	63.50	PVC	17.00	1.83	1.05
	M'	43.80	2.76	2	50.80	PVC	17.00	3.29	1.29
Finca Filial	N'	36.50	2.30	2	50.80	PVC	17.00	2.37	1.08
2 Nivel 6	O'	29.20	1.84	2	50.80	PVC	17.00	1.59	0.86
	P'	21.90	1.38	1.5	38.10	PVC	17.00	3.14	1.06
	Q'	14.60	0.92	1 1/4	31.75	PVC	17.00	3.35	0.99
	R'	7.30	0.46	1 1/4	31.75	PVC	17.00	0.99	0.50
Recepción	S'	6.20	0.39	1	25.40	PVC	17.00	2.58	0.70
Varios	T'	468.10	29.53	5	127.00	PVC	17.00	3.12	2.29
	U'	93.80	5.92	3	76.20	PVC	17.00	1.9	1.25
	V'	79.50	5.02	3	76.20	PVC	17.00	1.42	1.06
	W'	66.80	4.21	2 1/2	63.50	PVC	17.00	2.94	1.37

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.9.3 Selección del chiller

Para un mejor funcionamiento de todo el sistema se decidió hacer uso de tres chillers, en los que se reparte el tonelaje del edificio entre dos chillers y tener uno de respaldo en caso de un malfuncionamiento por parte de los dos principales, de esta manera la mitad de la carga total se reparte entre los tres equipos para que exista un mejor desempeño y se evita que el 100% de la carga

recaiga en un solo equipo y que en caso de un problema en uno de los chillers el otro pueda asumir la totalidad de la carga mientras se hacen las correcciones al equipo averiado. También esto se hace tomando en cuenta lo mencionado en secciones anterior para poder cubrir la demanda extra que pueda presentar el sistema cuando el edificio ya sea ocupado y sus futuros ocupantes requieran hacer uso de algún equipo en específico que pueda producir un aumento de la carga.

Se hizo uso del software Taco HSS para poder obtener los parámetros necesarios de la red de agua helada entre los cuales también arroja los parámetros de diseño de los chillers, puesto que para hacer uso de este software es necesario tener colocados todos los equipos de la red, como lo son el chiller, el separador de aire, el tanque de expansión, las bombas, las fan coils, las válvulas correspondientes y las tuberías de agua helada. De esta manera se obtuvieron valores necesarios como lo son los galones por minuto necesarios, la capacidad de operación, el EER general, entre otros.

Teniendo los datos de trabajo necesarios se procedió a utilizar el software Package Chiller Builder NACO, de Carrier, con el cual se pudo hacer la selección de los equipos introduciendo diversos parámetros de la misma manera que se hizo para la selección de los fan coils. Al introducir las variables el programa hace una selección automática de las mejores opciones que se adapten al sistema y así se pudo obtener la que se adaptaba mejor al diseño que se hizo.

En la siguiente tabla se podrá ver la selección del chiller más adecuado para el sistema, así como sus distintos parámetros de trabajo:

**Tabla 23.** Chillers seleccionados para el sistema.

Equipo	Capacidad de	Refrigerante	EER	Info	Referencia	
	operación			eléctrica	Modelo	Marca
	Ton		Btu/Wh	V/Φ/Hz		
CH-1	133.70	R-134a	10.95	460/3/60	30XA140	Carrier
CH-2	133.70	R-134a	10.95	460/3/60	30XA140	Carrier
CH-3	133.70	R-134a	10.95	460/3/60	30XA140	Carrier

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.9.4 Selección del tanque de expansión

De igual manera para el tanque de expansión se hizo uso del software proporcionado por Bell & Gossett para selección de equipos y dadas las características del sistema y la información de parámetros proporcionada por el Taco HSS se optó por un tanque vertical de vejiga con un espacio de aire entre ésta y la coraza del tanque. A continuación, se muestran los datos del tanque en cuestión:

**Tabla 24.** Datos para selección de tanque de expansión.

<b>Volumen mínimo para el sistema</b>	<b>Máx presión de trabajo</b>	<b>Mínima presión de llenado</b>	<b>T máx de llenado</b>	<b>T min de llenado</b>	<b>Volumen mínimo de aceptación</b>
<b>(gal) / (L)</b>	<b>(psig) / (kPa)</b>	<b>(psig) / (kPa)</b>	<b>(°F) / (°C)</b>	<b>(°F) / (°C)</b>	<b>(gal) / (L)</b>
35.50 / 134.38	27.00 / 186.20	12.70 / 87.60	90.00 / 32.22	40.00 / 4.44	12.20 / 46.18

Fuente: elaboración propia (Excel)

Introduciendo estos datos se puede hacer uso del software, es posible obtener la selección más óptima del tanque de expansión para el sistema.

**Tabla 25.** Tanque de expansión seleccionado.

<b>Volumen del tanque</b>	<b>Referencia</b>	
<b>(gal) / (L)</b>	<b>Modelo</b>	<b>Marca</b>
80.00 / 300.00	B-300	Bell & Gossett

Fuente: elaboración propia (Excel)

Para sistemas normales el software normalmente selecciona un modelo B-200, que se ajustaría de manera ajustada a las necesidades del sistema, pero por cuestiones de seguridad y previsión se opta por seleccionar el siguiente modelo, que en este caso ese fue el B-300.

### 5.9.5 Selección del separador de aire

De igual manera que el tanque de expansión se necesitaron datos de diseño obtenidos del software Taco HSS. Luego se hizo uso del programa de Bell & Gossett para selección de separadores de aire y fue necesario hacer escogencia de este a partir de los galones por minuto totales del sistema, que

básicamente es la capacidad total que tienen todos los equipos distribuidores de aire. En la siguiente tabla se puede observar ese dato:

**Tabla 26.** Galones por minuto del sistema.

<b>Flujo del sistema (GPM)</b>	460.80
--------------------------------	--------

Fuente: elaboración propia (Excel)

A partir de esto se hizo la siguiente selección de separador de aire:

**Tabla 27.** Separador de aire seleccionado.

Equipo	Capacidad de diseño		Referencia	
	GPM	m3/s	Modelo	Marca
SA	500.00	3.34E-02	R-5(G)	Bell & Gossett

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.9.6 Selección de bombas

Se optó por trabajar con dos circuitos de bombas en paralelo, uno primario y otro secundario. El primario tiene la tarea de bombear el agua hacia los chillers, mientras que el secundario es el encargado de llevar el agua hacia cada uno de los fan coils de cada recinto en los seis niveles.

Se trabaja con los circuitos conectados en paralelo puesto que, a pesar de que se asume que el edificio va a pasar con el consumo constante durante su periodo de trabajo diario, puede que en algún caso se pretenda trabajar con un consumo variable y ahí es donde entra en juego un sistema conectado en paralelo, porque así se reparte la carga y se tiene un trabajo más eficiente.

De igual manera hay que tomar en cuenta que al trabajar con un 100% de la carga todo el tiempo el circuito secundario a pesar de ser en paralelo se toma sin variadores de frecuencia puesto que la velocidad y el caudal serán constantes durante el desarrollo de su trabajo durante el día.

Para la selección de las bombas se utiliza el software de Bell & Gossett, pero de igual manera este software requiere que el usuario proporcione ciertos

datos, los cuáles se obtienen del diseño realizado con el HVAC Solutions – Taco HSS.

La siguiente tabla mostrará los datos necesarios para la selección de las bombas.

**Tabla 28.** Datos para la selección de cada bomba del sistema

Circuito	Caudal por bomba		Presión	
	(GPM)	(L/s)	(ft H2O)	(m H2O)
Primario	468.10	1771.95	54.00	16.46
Secundario	468.10	1771.95	54.00	16.46

Fuente: elaboración propia (Excel)

Teniendo estos datos se procedió a hacer uso del software de selección proporcionado por Bell & Gossett y debido a que ambos circuitos poseen el mismo tipo de bombas puesto que ninguno es de velocidad variable, la siguiente tabla representará a una de las bombas de cada circuito:

**Tabla 29.** Bombas seleccionadas para el circuito primario y secundario.

Circuito	Flujo		Cabeza	Eficiencia	Potencia	Referencia		
	volumétrico					Serie	Tamaño	Marca
	(GPM)	(ft)	(in)	(%)	(HP)			
Primario	468.10	54.00	648.00	80.08	10.00	1510	4BC	Bell & Gossett
Secundario	468.10	54.00	648.00	80.08	10.00	1510	4BC	Bell & Gossett

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.10 Costos de implementación

Como todo sistema siempre es necesario manejar un presupuesto de lo que aproximadamente podría salir la implementación del mismo. En el caso de este proyecto hubo que obtener ayuda de empresas externas para contar con las cotizaciones, puesto que Tecnoconsult SA es una empresa que exclusivamente se encarga de lo que es el diseño electromecánico, revisión e inspección de sistemas. La parte económica se suele dejar para que la realice el cliente puesto que en la empresa solo se trata de dar el diseño completo con todas las

especificaciones necesarias de equipos para que luego el cliente haga el presupuesto de implementación.

De esta manera se hizo uso de una empresa cotizadora para dar un precio aproximado del sistema. Por cuestiones de confidencialidad y reservación con la empresa no se muestra un desglose detallado del precio de los equipos en sí, puesto que ellos presupuestan dependiendo del tonelaje total que tenga el proyecto que se está realizando.

En el caso de este proyecto se estimó un tonelaje total de 293 toneladas de refrigeración, teniendo esto la empresa cotizadora pudo sacar el estimado de acuerdo al precio que tiene cada tonelada en el mercado. Eso sí, pudieron compartir la información de que para la estimación final tomaron en cuenta lo que eran las siguientes variables:

1. Sistema de ductos.
2. Fan coils.
3. Chillers.
4. Difusores.
5. Bombas.
6. Impuesto de ventas.
7. Mano de obra e instalaciones.

Para la red de tuberías de agua helada se logró conseguir el precio para los diámetros necesarios de tubería.

En la siguiente tabla se mostrará el presupuesto dado por la empresa cotizadora.

**Tabla 30.** Costo de implementación del sistema de A/C en general.

<b>Tonelaje total (ton)</b>	<b>Precio por tonelada (\$)</b>	<b>Precio total (\$)</b>
293.00	\$2 820.00	\$826 260.00

Fuente: empresa cotizadora

Como ya se mencionó en las secciones anteriores el tonelaje total del sistema que fue utilizado para esta cotización fue el que se obtuvo mediante el software Taco HSS.

Para la red de agua helada se contactó a la empresa TuboCobre para cotizar y que de esta manera se obtuviera un estimado del precio a tener por la totalidad de la red. Se tuvo que tomar en cuenta diversos factores como por ejemplo el hecho de que los diámetros no todos son los mismos para cada tramo, sino que pueden variar dependiendo del tramo. Aquí viene tanto la red de succión como la de retorno La mayor longitud de tubo disponible son 6 metros por lo tanto se tuvo que contabilizar por cada 6 metros de tubería en cada uno de los diámetros existentes.

A continuación, se mostrará el precio total del costo de implementación de la tubería pre-aislada para la red de agua helada.

**Tabla 31.** Costos de implementación para la tubería pre-aislada.

Diámetro	Longitud total		Precio x 6 m	Precio total
	in	ft	m	\$
3/4	138.91	42.34	\$142.07	\$1 002.54
1	1823.87	555.92	\$189.43	\$17 551.18
1 1/4	559.87	170.65	\$236.79	\$6 734.64
1 1/2	530.85	161.80	\$284.15	\$7 662.72
2	1530.20	466.40	\$378.87	\$29 451.14
2 1/2	153.66	46.84	\$268.58	\$2 096.52
3	60.28	18.37	\$259.81	\$795.60
4	49.88	15.20	\$253.80	\$643.10
5	266.64	81.27	\$317.25	\$4 297.25
<b>TOTAL</b>				<b>\$70 234.69</b>

Fuente: TuboCobre S.A.

Como se puede ver el precio puede verse elevado, pero hay que tomar en cuenta que el diseño que se está realizando es un sistema bastante grande por lo que acorde a los diámetros obtenidos y a las longitudes de las tuberías que rondan cada uno de los recintos de los seis niveles es aceptable.

En la tabla que se mostrará a continuación se verán los costos totales de implementación del sistema.

**Tabla 32.** Costos totales de implementación.

<b>Venta</b>	<b>Monto (\$)</b>
Sistema de ductos, fan coils, chillers, bombas, difusores, mano de obra	\$826 260.00
Tubería pre-aislada	\$70 234.69
<b>TOTAL</b>	<b>\$896 494.69</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.11 Demanda y consumo energético de los equipos

El análisis de los costos de operación del sistema tuvo que tomar en cuenta ciertas variables importantes, que dependen del sistema que se analizó. Esta sección se hizo específicamente para ver cuál sería la demanda y el consumo energético de los equipos tales como lo fueron los fan coils, los chillers y las bombas. Se realizó para estos equipos puesto que son los principales equipos consumidores de potencia en el sistema de aire acondicionado diseñado.

Hay casos que el factor horario juega un papel importante en el análisis de consumo energético, pero hay que tomar en cuenta que este diseño es un diseño general, puesto que al aún estar desocupado se necesita el diseño general del sistema a máxima capacidad para poder luego hacer las modificaciones necesarias dependiendo del cliente que llegue a alquilar cada recinto o la edificación en general. Tomando esto en cuenta se trabajó con un 100% de la carga a lo largo de las diez horas que se tomaron en cuenta para este diseño.

En la siguiente tabla se verá especificado esto como el factor de utilización.

**Tabla 33.** Factor de utilización a lo largo del día.

<b>Hora</b>	<b>Factor de utilización</b>
8:00 a.m. – 9:00 a.m.	100%
9:00 a.m. – 10:00 a.m.	100%
10:00 a.m. – 11:00 a.m.	100%
11:00 a.m. – 12:00 p.m.	100%
12:00 p.m. – 1:00 p.m.	100%
1:00 p.m. – 2:00 p.m.	100%
2:00 p.m. – 3:00 p.m.	100%

3:00 p.m. – 4:00 p.m.	100%
4:00 p.m. – 5:00 p.m.	100%
5:00 p.m. – 6:00 p.m.	100%

Fuente: elaboración propia (Excel)

Teniendo este factor de utilización en cuenta se procederá a mostrar el análisis hecho para cada uno de los equipos anteriormente mencionados.

Como se mencionó estos análisis son necesarios para determinar la demanda y el consumo energético de los equipos. También hay que hacer hincapié a que los kW/h diarios que se obtienen del análisis representan el consumo energético que tienen los fan coils de manera diaria, es decir, las diez horas que se estimó que estaría normalmente en uso el edificio para las labores de sus futuros ocupantes. Mientras que los kW/h mensuales representan el consumo energético realizado por los equipos durante un mes de trabajo, cabe mencionar que para la semana de trabajo se contabilizaron solo los 5 días laborales que operaría en su normalidad el equipo.

### 5.11.1 Análisis de la demanda y el consumo de los fan coils

Como se explicó en la sección del marco teórico de este informe los fan coils son equipos que se componen de muchos elementos, pero el elemento que acá se va a hacer énfasis es su ventilador, pues es éste el elemento del equipo que está consumiendo la potencia.

Cuando se hizo la selección de estos se tuvo cuidado puesto que la carga en los recintos pudo presentar variaciones en su magnitud, por lo que algunos equipos fan coils pudieron tener características distintas. La ficha técnica del equipo proporcionó datos como lo son la eficiencia del equipo, además de la potencia de salida. Sabiendo esto, y tomando en cuenta que en las fincas filiales son siete equipos por recinto en cada nivel y contando el fan coil de la recepción, se pudo sacar la potencia de entrada del equipo, necesaria para el consumo.

De la fórmula de eficiencia  $n = P_{sal}/P_{ent}$  se pudo obtener la potencia de entrada, y subsecuentemente, el consumo diario. De esta manera en la siguiente tabla se mostrará el análisis hecho.

**Tabla 34.** Potencia eléctrica de entrada y consumo energético diario por cada fan coil.

Equipos	Potencia sal (HP)	Potencia sal (kW)	Cantidad	Pot sal total (kW)	Eficiencia (%)	Potencia ent (kW)	Consumo (kW/h)
N1F1FC1	3/4	0.56	7.00	3.91	0.87	4.53	45.26
N1F2FC2	3/4	0.56	7.00	3.91	0.87	4.53	45.26
N1RFC3	1/2	0.37	1.00	0.37	0.87	0.43	4.31
N2F1FC4	1/2	0.37	7.00	2.61	0.87	3.02	30.17
N2F2FC5	1/2	0.37	7.00	2.61	0.87	3.02	30.17
N2RFC6	3/4	0.56	1.00	0.56	0.87	0.65	6.47
N3F1FC4	1/2	0.37	7.00	2.61	0.87	3.02	30.17
N3F2FC5	1/2	0.37	7.00	2.61	0.87	3.02	30.17
N3RFC6	3/4	0.56	1.00	0.56	0.87	0.65	6.47
N4F1FC4	1/2	0.37	7.00	2.61	0.87	3.02	30.17
N4F2FC5	1/2	0.37	7.00	2.61	0.87	3.02	30.17
N4RFC6	3/4	0.56	1.00	0.56	0.87	0.65	6.47
N5F1FC4	1/2	0.37	7.00	2.61	0.87	3.02	30.17
N5F2FC5	1/2	0.37	7.00	2.61	0.87	3.02	30.17
N5RFC6	3/4	0.56	1.00	0.56	0.87	0.65	6.47
N6F1FC7	1	0.75	7.00	5.22	0.87	6.03	60.35
N6F2FC8	3/4	0.56	7.00	3.91	0.87	4.53	45.26
N6RFC9	3/4	0.56	1.00	0.56	0.87	0.65	6.47
<b>Total diario</b>			<b>Potencia entrada (kW) = 47.41</b>		<b>Consumo (kW/h) = 474.14</b>		
<b>Total mensual</b>			<b>Consumo (kW/h) = 9482.89</b>				

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.11.2 Análisis de la demanda y el consumo de los chillers

Este análisis se hizo basado en el EER (Energy Efficiency Ratio), que en español se denomina como el coeficiente de eficiencia energética y es una relación entre la capacidad frigorífica del sistema y el consumo de energía utilizado para obtenerlo. Entre más alto sea su valor mejor será el rendimiento del equipo.

Si la demanda fuera variable con respecto a las horas, o sea que el factor de utilización fuera variable dependiendo de la hora a la que se encuentre habría que hacer un análisis más fondo de cómo afecta la cantidad de personas que

frecuenten el recinto dependiendo de la hora, esto para obtener la carga máxima. Pero como éste no es el caso y las cargas no varían con el tiempo puesto que el factor de utilización con el que se trabajó es el 100% a toda hora, no tiene ningún tipo de aumento o disminución conforme transcurre el tiempo, entonces se puede trabajar con la carga de enfriamiento ya dada por la ficha técnica de los equipos que representa la demanda máxima.

Como el chiller es el artefacto encargado de alimentar a los fan coils es necesario obtener esta carga de enfriamiento de estos equipos y esta será tomada en cuenta como la carga total que puede proporcionar el chiller y ser utilizada como el valor de enfriamiento que se trabaja con el EER y así poder obtener la potencia de entrada del equipo mediante la siguiente fórmula  $EER = \frac{Btu/h}{W}$ , de la cual se puede despejar la potencia de entrada, o demanda, factor que será utilizado la obtención del consumo energético del equipo, tanto diario como mensual.

En la siguiente tabla se resumirá los datos necesarios por cada fan coil alimentado por el chiller para obtener el consumo energético total del mismo a partir del EER:

**Tabla 35.** Demanda y consumo energético de los chiller de acuerdo a la carga máxima de los equipos a alimentar.

Equipos	Btu/h x equipo	Cantidad	Btu/h x recinto	Toneladas x recinto	EER	Potencia (W)	Potencia (kW)	Consumo (kWh)
N1F1	38400.00	7.00	268800.00	22.40	10.95	24547.95	24.55	245.48
N1F2	46919.00	7.00	328433.00	27.37	10.95	29993.88	29.99	299.94
N1R	21573.00	1.00	21573.00	1.80	10.95	1970.14	1.97	19.70
N2F1	32073.00	7.00	224511.00	18.71	10.95	20503.29	20.50	205.03
N2F2	39568.00	7.00	276976.00	23.08	10.95	25294.61	25.29	252.95
N2R	35080.00	1.00	35080.00	2.92	10.95	3203.65	3.20	32.04
N3F1	32073.00	7.00	224511.00	18.71	10.95	20503.29	20.50	205.03
N3F2	39568.00	7.00	276976.00	23.08	10.95	25294.61	25.29	252.95
N3R	35080.00	1.00	35080.00	2.92	10.95	3203.65	3.20	32.04
N4F1	32073.00	7.00	224511.00	18.71	10.95	20503.29	20.50	205.03

N4F2	39568.00	7.00	276976.00	23.08	10.95	25294.61	25.29	252.95
N4R	35080.00	1.00	35080.00	2.92	10.95	3203.65	3.20	32.04
N5F1	32073.00	7.00	224511.00	18.71	10.95	20503.29	20.50	205.03
N5F2	39568.00	7.00	276976.00	23.08	10.95	25294.61	25.29	252.95
N5R	35080.00	1.00	35080.00	2.92	10.95	3203.65	3.20	32.04
N6F1	54882.00	7.00	384174.00	32.01	10.95	35084.38	35.08	350.84
N6F2	45731.00	7.00	320117.00	26.68	10.95	29234.43	29.23	292.34
N6R	46919.00	1.00	46919.00	3.91	10.95	4284.84	4.28	42.85
<b>Total diario</b>							<b>321.12</b>	<b>3211.22</b>
<b>Total mensual</b>								<b>64224.37</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.11.3 Análisis de la demanda y el consumo de las bombas

Como se comentó en la sección de selección de las bombas se trabajó con dos circuitos en paralelo, uno primario, que alimentara al chiller y uno secundario, que alimentara a los fan coils de cada recinto. Como ningún circuito de bombas se hizo con un variador de frecuencia puesto que al ser un diseño general se trabaja con toda la carga al máximo y no variará con respecto a un cierto horario. Dado esto se tomó la decisión de trabajar solo con bombas de velocidad constante.

#### 5.11.3.1 Análisis del circuito primario

Anteriormente se mencionó que el circuito primario es el encargado de alimentar a los chillers, por lo tanto, es un análisis más simple. De la siguiente fórmula de eficiencia se podrá despejar la potencia de entrada de las bombas:

$$n = \frac{Q\rho gh}{746P} = \frac{P_{bomba}}{P_{real\ de\ la\ bomba}}$$

Donde:

n = Eficiencia.

Q = Caudal (m<sup>3</sup>/s).

ρ = Densidad del agua (1000 kg/m<sup>3</sup>).

g = Gravedad (9.81 m/s<sup>2</sup>).

h = Cabeza de la bomba (m).

P = Potencia real de la bomba (HP).

De esta manera los únicos datos que son necesarios para poder despejar la potencia de la ecuación son la eficiencia, el caudal y la cabeza de las bombas. Como se recordará, anteriormente se hizo la selección de los equipos, y en las hojas de datos (ver anexo 20) de los mismos vienen los datos necesarios para obtener el resultado final.

En la siguiente tabla se mostrarán los valores necesarios para la obtención de la demanda y el consumo energético de las bombas del circuito primario del sistema.

**Tabla 36.** Demanda y consumo energético mensual del circuito primario de bombas.

Caudal		Cabeza		Eff	Potencia real		Potencia total	Consumo energético diario
GPM	m3/s	ft (H2O)	m (H2O)	(%)	HP	kW	kW	kWh
468.10	0.04	54.00	16.46	80.08%	9.59	7.15	14.30	142.97
<b>Mensual</b>								<b>2859.34</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

### 5.11.3.2 Análisis del circuito secundario

El análisis del circuito secundario fue realizado para las bombas que alimentan a los fan coils de cada recinto, por lo que fue necesario sacar el flujo volumétrico que llegaría a cada uno de los fan coils por parte de las bombas que trabajan en el circuito. Esto pudo realizarse mediante la utilización de la fórmula:

$$Q = 500V\Delta T$$

Donde:

Q = Capacidad de enfriamiento (Btu/h).

V = Flujo volumétrico (GPM).

$\Delta T$  = Cambio de temperatura del sistema (15 °F).

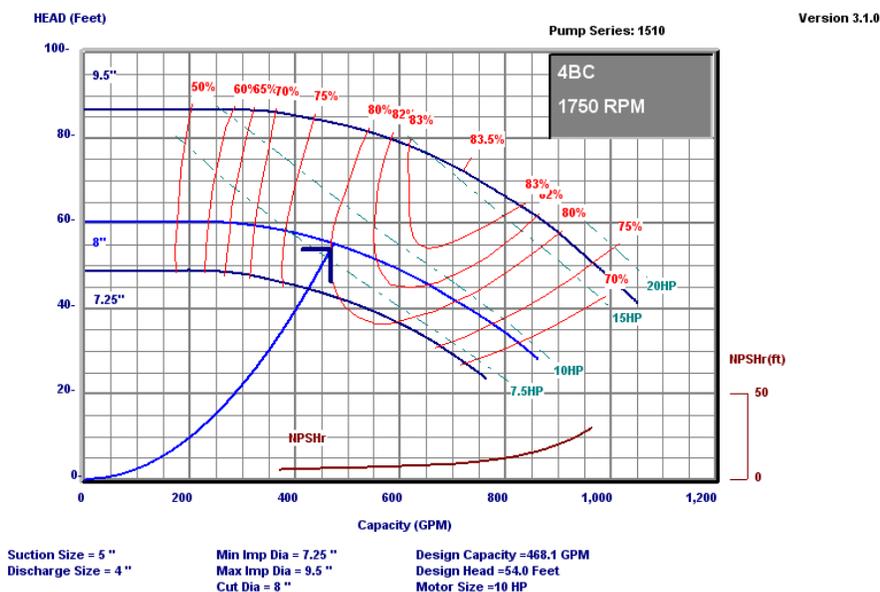
Así es como mediante el uso de la capacidad de enfriamiento de los fan coils alimentados por el circuito secundario se pudo obtener el flujo volumétrico para cada una de las bombas del circuito secundario. Ahora se mostrarán los resultados del flujo volumétrico.

**Tabla 37.** Flujo volumétrico de las bombas del circuito secundario.

Recinto	Btu/h totales	ΔT	GPM	m3/s	GPM x bomba	m3/s x bomba
N1F1	268800.00	15.00	35.84	2.72E-03	17.92	1.36E-03
N1F2	328433.00	15.00	43.79	3.32E-03	21.90	1.66E-03
N1R	151011.00	15.00	20.13	1.53E-03	10.07	7.63E-04
N2-5F1	898044.00	15.00	119.74	9.07E-03	59.87	4.54E-03
N2-5F2	1107904.00	15.00	147.72	1.12E-02	73.86	5.60E-03
N2-5R	982240.00	15.00	130.97	9.92E-03	65.48	4.96E-03
N6F1	384174.00	15.00	51.22	3.88E-03	25.61	1.94E-03
N6F2	320117.00	15.00	42.68	3.23E-03	21.34	1.62E-03
N6R	328433.00	15.00	43.79	3.32E-03	21.90	1.66E-03

Fuente: elaboración propia (Excel)

Teniendo el dato del flujo volumétrico se procede a tomar el dato de la cabeza de la bomba, el cual se puede obtener mediante la curva de eficiencia de la misma, de paso en esta curva también se tomará el dato de eficiencia a utilizar que se asume en 80%, esto más que todo al ser equipos trabajando a su máxima capacidad.



Bell & Gossett  
ITT Industries

**Figura 7.** Curvas características de las bombas seleccionadas del sistema.

Fuente: Bell & Gossett

Analizando la curva en el punto de eficiencia del 80%, que es el punto de máximo desempeño se puede observar como la cabeza de la bomba es de aproximadamente un 54.50 ft H<sub>2</sub>O ó unos 16.61 m H<sub>2</sub>O. Con estas variables se puede utilizar la fórmula de eficiencia que se utilizó en el circuito primario, y de esta manera poder despejar la potencia de las bombas. A partir de las bombas se puede sacar el consumo energético de las bombas. En la siguiente tabla se mostrarán los resultados obtenidos.

**Tabla 38.** Demanda y consumo energético del circuito secundario de bombas.

Recinto	GPM x bomba	m3/s x bomba	Cabeza (ft H2O)	Cabeza (m H2O)	Eff (%)	Potencia (HP)	Potencia (kW)	Potencia total (kWh)
N1F1	17.92	1.36E-03	54.50	16.61	80.00%	0.37	0.28	5.52
N1F2	21.90	1.66E-03	54.50	16.61	80.00%	0.45	0.34	6.74
N1R	10.07	7.63E-04	54.50	16.61	80.00%	0.21	0.16	3.10
N2-5F1	59.87	4.54E-03	54.50	16.61	80.00%	1.24	0.92	18.44
N2-5F2	73.86	5.60E-03	54.50	16.61	80.00%	1.53	1.14	22.74
N2-5R	65.48	4.96E-03	54.50	16.61	80.00%	1.35	1.01	20.16
N6F1	25.61	1.94E-03	54.50	16.61	80.00%	0.53	0.39	7.89
N6F2	21.34	1.62E-03	54.50	16.61	80.00%	0.44	0.33	6.57
N6R	21.90	1.66E-03	54.50	16.61	80.00%	0.45	0.34	6.74
<b>Total diario</b>							<b>4.90</b>	<b>97.91</b>
<b>Total mensual</b>								<b>1958.11</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

## 5.12 Costos totales de operación

El costo total de operación abarca la tarifa dada por la demanda y el consumo de los equipos analizados anteriormente, o sea los fan coils, los chillers y las bombas. En la siguiente tabla se podrá observa el consumo energético y la demanda total que tiene el sistema de acuerdo al análisis realizado en las secciones anteriores.

**Tabla 39.** Consumo energético y demanda total del sistema de agua helada.

<b>Equipo</b>	<b>Consumo energía (kW/h mensuales)</b>	<b>Demanda (kW)</b>
Fan coils	9482.89	47.41
Chillers	64224.37	321.12
Bombas 1	2859.34	14.30
Bombas 2	1958.11	4.90
<b>Total</b>	<b>78524.70</b>	<b>387.73</b>

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para este cálculo fue necesario conocer el tipo de tarifa con el que se estaría trabajando, en este caso se trabajó con la tarifa dada por la Empresa de Servicios Públicos de Heredia (ESPH). Se hizo un análisis tanto a mediana tensión (MT) como industrial (IN). Esto debido a que el consumo que lleva el sistema supera los 20000 kW/h mensuales.

Investigando en la página de la ESPH se pudo obtener la siguiente información de las tarifas de media tensión e industrial:

**Tabla 40.** Tarifas para media tensión.

<b>MEDIA TENSIÓN (T-MT)</b>	
<b>T-MT</b>	<b>Costo</b>
a. Energía Punta	¢64.22
b. Energía Valle	¢32.71
c. Energía Noche	¢26.66
d. Potencia Punta	¢10 760.37
e. Potencia Valle	¢7 476.53
f. Potencia Noche	¢4 982.72

Fuente: Empresa de Servicios Públicos de Heredia

El término “punta” hace referencia al máximo consumo o demanda, mientras que el término “valle” hace referencia al menor consumo o demanda.

Teniendo estos datos se procede a sacar el costo total mensual para el sistema de agua helada. Hay que tomar en cuenta que según la norma se debe dar un tributo a los bomberos que corresponde al 1,75% de la facturación mensual por consumo de electricidad, y también el 13% de impuesto de ventas. No se tomó

en cuenta la tarifa nocturna puesto que el sistema se está analizando para su horario de trabajo, el cual es diurno. A continuación, se mostrará el costo total operativo del sistema.

**Tabla 41.** Costos operativos totales con la tarifa de media tensión en el sistema de agua helada.

<b>Tarifa Media Tensión</b>		
Punta (20.83%)	Consumo energético	¢1 050 578.24
	Demanda	¢4 172 099.23
Valle (37.50%)	Consumo energético	¢963 203.61
	Demanda	¢2 898 861.75
Tributo Bomberos		¢785.38
Impuestos		¢136 575.17
		<b>(¢)</b>
		<b>¢9 222 103.38</b>
<b>Costo total</b>	<b>(\$)</b>	<b>\$15 677.58</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

Para la tarifa industrial se hizo uso de otras variables que detallan la tarifa dependiendo del bloque y la cantidad de kW y kW/h que se consuma. La siguiente tabla mostrará estas variables:

**Tabla 42.** Tarifas industriales

<b>INDUSTRIAL</b>	
<b>T-IN</b>	<b>Costo</b>
a. Consumo de Energía menor o igual a 3000 kWh	¢93.87
b. Bloque 0-3000 kWh	¢158 400.00
c. Bloque mayor a 3000 kWh	¢52.80
d. Bloque 0-10 kW	¢85 739.90
e. Bloque mayor a 10 kW	¢8 573.99

Fuente: Empresa de Servicios Públicos de Heredia

De esta manera el análisis realizado es por bloques dependiendo del consumo y la demanda que se tengan. En seguida se mostrará el desglose de

costos con la tarifa industrial que dan como resultado el costo total operativo del sistema.

**Tabla 43.** Costos operativos totales con la tarifa industrial para el sistema de agua helada.

<b>Tarifa Industrial</b>	
Consumo Mensual (kW/h)	78524.70037
Demanda (kW)	387.728231
Factor de potencia	1.00
Costo por energía Bloque b	₪158 400.00
Costo por energía bloque c	₪3 987 704.18
Costo por demanda	₪3 324 377.98
Tributo Bomberos	₪1 617.00
Impuestos	₪538 993.54
<b>Costo total</b>	<b>₪8 011 092.70</b>
	<b>(\$)</b> <b>\$13 618.86</b>

Fuente: elaboración propia (Excel)

Cabe destacar que aquí también se toma en cuenta el tributo a los bomberos de igual manera que se tomó en cuenta para el cálculo de la tarifa a mediana tensión.

En la siguiente tabla se hará una comparación de los precios obtenidos mediante ambos análisis.

**Tabla 44.** Costos operativos con tarifa de mediana tensión y tarifa industrial para el sistema de agua helada.

<b>Costo total</b>			
<b>Tarifa Media tensión</b>		<b>Tarifa Industrial</b>	
<b>(₪)</b>	<b>(\$)</b>	<b>(₪)</b>	<b>(\$)</b>
₪9 222 103.38	₪15 677.58	₪8 011 092.70	\$13 618.86

Fuente: elaboración propia (Excel)

Considerando la tabla anterior sería mejor optar por la tarifa industrial en este caso para los costos operativos mensuales del sistema.

### 5.13 Comparativa con el sistema VRF

Este proyecto también tuvo una propuesta de un sistema VRF por lo que se planteó hacer una comparativa de costos operativos de ambos sistemas. Al ser un análisis en este área solo se contemplaron los costos del consumo energético y la demanda de los equipos. Tal información fue suministrada por Tecnoconsult S.A.

Ahora se procederá a mostrar dicha información:

**Tabla 45.** Costos de operación mensuales del sistema de agua helada y el VRF.

Sistema de agua helada		Sistema VRF	
Tarifa Industrial		Tarifa Industrial	
(₡)	(\$)	(₡)	(\$)
₡8 011 092.70	\$13 618.86	₡8 853 465.05	\$15 050.89

Fuente: elaboración propia (Excel)

Realizando esta comparativa se puede observar que cambiando el sistema a uno de agua helada se obtendría un ahorro de ₡842 372.35 ó de \$1 432.03, mensuales, que equivalen a un ahorro del 9.50 % en cuánto a lo que es el costo energético. Por lo que el sistema de agua helada en un sistema más viable y factible económicamente en cuanto a costos operativos se refiere.

### 5.14 Costos de mantenimiento

Los costos del mantenimiento preventivo de equipos tales como fan coils, chillers y bombas se hicieron con una empresa externa y se brindó el siguiente presupuesto:

**Tabla 46.** Costos del mantenimiento preventivo para el sistema de agua helada.

Equipo	Cantidad	Costo unitario		Costo total	
		(₡)	(\$)	(₡)	(\$)
Fan coil	90.00	₡17 881.50	\$30.00	₡1 609 335.00	\$2 700.00
Chiller	3.00	₡357 630.00	\$600.00	₡1 072 890.00	\$1 800.00
Bomba	4.00	₡11 921.00	\$20.00	₡47 684.00	\$80.00
		<b>Total</b>		<b>₡2 729 909.00</b>	<b>\$4 580.00</b>

Fuente: EcoAire

## **CAPÍTULO 6. Conclusiones y recomendaciones**

### **6.1 Conclusiones**

1. El sistema fue trabajado a máxima capacidad en toda hora del día para tener una preparación contra cualquier situación, al ser una edificación desocupada actualmente, por lo que el faltante de equipo eléctrico no va a afectar.
2. El análisis comparativo entre los métodos de cálculo carga térmica arrojó un margen de error del 4.86%.
3. La confección y diseño del sistema se hizo con el tonelaje total obtenido, que fue de 293 toneladas.
4. Los chillers fueron seleccionados de acuerdo a su máxima carga y valor de EER.
5. Se confeccionaron planos mecánicos para el sistema de aire acondicionado y el de agua helada.
6. Se estima un presupuesto de implementación del sistema de aproximadamente \$896 494.69, ya contando los impuestos dados en el país.
7. Se estiman costos operativos de aproximadamente \$13 618.86.
8. Se estimaron los costos del mantenimiento preventivo de ciertos equipos en \$4 580.00.
9. Se realizó una comparativa de costos operativos entre el sistema de agua helada y el actual de VRF, con lo que se concluye un ahorro de \$1 432.03 mensuales, lo que equivale a un 9.5% con respecto al sistema VRF.
10. Se determina que es más viable económicamente en cuanto a costos operativos tener un sistema de agua helada que uno VRF en esta edificación.

## 6.2 Recomendaciones

1. Diseñar siempre de acuerdo a la norma que rige los diseños en Costa Rica dada por el Colegio de Ingenieros.
2. Siempre colocar válvulas de corte tanto en la succión como retorno de los equipos por cuestiones de posibles mantenimientos.
3. Hacer la selección de los chillers de acuerdo al EER más alto para poder cubrir todo tipo de demanda.
4. El sistema no cuenta con una tubería de drenaje que vaya hacia los sótanos puesto que los equipos al estar en la azotea se usa el drenaje del edificio que parte de este punto.
5. Es recomendable que los chillers tengan una distancia de aproximadamente 2.40 m para tener espacio de revisión en caso de mantenimiento.
6. Tratar de que en lo posible se haga una selección de equipos con bajas frecuencias o niveles bajos de ruido para mayor comodidad del usuario.
7. Colocar válvulas de control y balance en el retorno de los fan coils para poder tener un control de caudal adecuando con respecto a la carga que demande el equipo.
8. El mantenimiento de los equipos es recomendable hacer unas tres veces por año. También hacer un estudio más detallado de los equipos del sistema para elaboración de los planes de mantenimiento preventivo.
9. Hacer un análisis estructural adecuado para colocar una losa adecuada debajo de los equipos que permita un correcto soporte y un fácil acceso a éstos para los servicios de mantenimiento. Coordinar con un ingeniero estructural que haga la evaluación del caso.
10. Para el mantenimiento de los circuitos de bombas se recomienda hacer una inspección mensual de manera general, y una más a fondo de manera anual.
11. Tener en cuenta que el consumo energético y la demanda del sistema general puede variar puesto a que la estimación realizada fue hecha con los equipos del sistema de agua helada y no todos los que hay en operación.

## Bibliografía

- ASHRAE. (2009). *2009 ASHRAE Handbook: Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Bell, A. (2000). *HVAC: Equations, Data, and Rules of Thumb*. McGraw-Hill.
- Bobié, J. (2009). Association of Neuroticism with Sick Building Syndrome, Quality of Life and Psychomotor. *PubMed*.
- Carrier Air Conditioning Company. (s.f.). *Handbook of Air Conditioning Systems Design Manual*. McGraw-Hill.
- Haines, R. (2000). *HVAC Systems Design Handbook*. McGraw-Hill.
- Kim, D. (2017). Evaluation of energy savings potential of variable refrigerant flow (VRF) from variable air volume (VAV) in the U.S. climate locations. *El Sevier*.
- Kresta, S. (2017). Psychrometric charts in color: An example of active learning for chemical engineering students and faculty members. *El Sevier*.
- Liu, J. (2018). Energy diagnosis of variable refrigerant flow (VRF) systems: Data mining technique and statistical quality control approach. *El Sevier*.
- Lyles, W. (1991). Sick Building Syndrome. *Southern Medical Journal*.
- Nörback, D. (2009). An update on sick building syndrome. *Allergy & Clinical Immunology*.
- Pita, E. (2002). *Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas*. CECSA.
- Sundin, J. (2012). *The Experience of Living with Sick Building Syndrome*. Novia University of Applied Sciences.
- Wang, S. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. McGraw-Hill.
- Watson, R. (2002). *Radiant Heating and Cooling Handbook*. McGraw-Hill Professional.

# APÉNDICES

## Apéndice 1. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 1 nivel 1.

Finca filial 1 Nivel 1									
Auto	Alejandro Delgado			Temperaturas de trabajo					
Ubicación	Heredia, Costa Rica			T <sub>o</sub> (°F)	87.60				
Latitud	10°00'08"			T <sub>r</sub> (°F)	73.40				
				T <sub>n</sub> (°F)	82.60				
				DT (°F)	9.20				
<b>Ganancia de calor</b>									
<b>Estructura Exterior</b>									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCEI (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	NNW	1230.37	0.38	14.00	2.00	1.00	1.00	23.20	10732.79
<b>Estructura Interior</b>									
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)					
Pared	0.55	6044.20	20.00	66486.20					
<b>Radiación a través de vidrios</b>									
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)				
NNW	117.00	667.53	0.81	0.21	13301.32				
<b>Alumbrado</b>									
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)					
3.40	25147.50	1.00	1.00	85501.50					
<b>Personas</b>									
qs (BTU/h)	ql (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)				
255.00	255.00	72.00	0.15	2754.00	18360.00				
RSHG (BTU/h)	448082.40								
RLHG (BTU/h)	18360.00								
RTHG (BTU/h)	466442.40								
<b>Carga de enfriamiento</b>									
<b>Ventilación</b>									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)	Qt (BTU/h)	
1440.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	31680.00	9.20	31689.20	
<b>Fugas de ductos</b>									
		%Qt (BTU/h)	%Qs(BTU/h)						
0.05	TOTAL	23322.12	22404.12						
<b>Resumen</b>									
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL	BTU/h			CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE	BTU/h				
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	466442.40			CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	448082.40				
VENTILACION	31689.20			VENTILACION	31680.00				
FUGAS DE LOS DUCTOS	23322.12			FUGAS DE LOS DUCTOS	22404.12				
BTU TOTAL	521453.73			BTU SENSIBLE	502166.52				
TONELADAS TOTALES (ton)	21.73			TONELADAS SENSIBLE (ton)	20.92				
				BTU LATENTE	19287.20	BTU/h			
				TONELADAS LATENTE	1.61	ton			

## Apéndice 2. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 2 nivel 1.

Finca filial 2 Nivel 1									
Auto	Alejandro Delgado		Temperaturas de trabajo						
Ubicación	Heredia, Costa Rica		T <sub>o</sub> (°F)	87.60					
Latitud	10°00'08"		T <sub>r</sub> (°F)	73.40					
			T <sub>n</sub> (°F)	82.60					
			DT (°F)	9.20					
Ganancia de calor									
Estructura Exterior									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	ENE	37.30	0.38	16.00	0.00	1.00	1.00	23.20	325.34
Estructura Interior									
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)					
Pared	0.55	4052.70	20.00	44579.70					
Radiación a través de vidrios									
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)				
ENE	221	653.904	0.81	0.30	35159.96035				
Alumbrado									
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)					
3.40	25186.00	1.00	1.00	85632.40					
Personas									
qs (BTU/h)	ql (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)				
255.00	255.00	72.00	0.15	2754.00	18360.00				
RSHG (BTU/h)	394425.60								
RLHG (BTU/h)	18360.00								
RTHG (BTU/h)	412785.60								
Carga de enfriamiento									
Ventilación									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)	Qt (BTU/h)	
1440.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	31680.00	9.20	31689.20	
Fugas de ductos									
		%Qt (BTU/h)	%Qs(BTU/h)						
0.05	TOTAL	20639.28	19721.28						
Resumen									
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL	BTU/h		CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE		BTU/h				
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	412785.60		CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		394425.60				
VENTILACION	31689.20		VENTILACION		31680.00				
FUGAS DE LOS DUCTOS	20639.28		FUGAS DE LOS DUCTOS		19721.28				
BTU TOTAL	465114.08		BTU SENSIBLE		445826.88				
TONELADAS TOTALES (ton)	19.38		TONELADAS SENSIBLE (ton)		18.58				
		BTU LATENTE		19287.20		BTU/h			
		TONELADAS LATENTE		1.61		ton			

### Apéndice 3. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para recepción 2 nivel 1.

Recepción Nivel 1									
Auto	Alejandro Delgado			Temperaturas de trabajo					
Ubicación	Heredia, Costa Rica			T <sub>o</sub> (°F)	87.60				
Latitud	10°00'08"			T <sub>r</sub> (°F)	73.40				
				T <sub>n</sub> (°F)	82.60				
				DT (°F)	9.20				
<b>Ganancia de calor</b>									
Estructura Exterior									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	OSO	16.18	0.38	17.00	-4.00	1.00	1.00	20.20	122.85
Estructura Interior									
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)					
Pared	0.55	2622.30	20.00	28845.30					
Radiación a través de vidrios									
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)				
OSO	195.00	84.53	0.81	0.75	10025.40				
Alumbrado									
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)					
3.40	3363.50	1.00	1.00	11435.90					
Personas									
qs (BTU/h)	qI (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)		QI (BTU/h)			
255.00	255.00	10.00	0.15	382.50		2550.00			
RSHG (BTU/h)	56867.07								
RLHG (BTU/h)	2550.00								
RTHG (BTU/h)	59417.07								
Carga de enfriamiento									
Ventilación									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	QI (BTU/h)	Qt (BTU/h)	
200.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	4400.00	1.28	4401.28	
Fugas de ductos									
		%Qt (BTU/h)	%Qs(BTU/h)						
0.05	TOTAL	2970.85	2843.35						
Resumen									
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL		BTU/h			CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE		BTU/h		
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		59417.07			CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		56867.07		
VENTILACION		4401.28			VENTILACION		4400.00		
FUGAS DE LOS DUCTOS		2970.85			FUGAS DE LOS DUCTOS		2843.35		
BTU TOTAL		66789.21			BTU SENSIBLE		64110.43		
TONELADAS TOTALES (ton)		2.78			TONELADAS SENSIBLE (ton)		2.67		
BTU LATENTE		19287.20			BTU/h				
TONELADAS LATENTE		0.22			ton				

## Apéndice 4. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 1 nivel 2-

### 5.

Finca filial 1 Nivel 2-5									
Auto	Alejandro Delgado			Temperaturas de trabajo					
Ubicación	Heredia, Costa Rica			T <sub>o</sub> (°F)	87.60				
Latitud	10°00'08"			T <sub>r</sub> (°F)	73.40				
				T <sub>n</sub> (°F)	82.60				
				DT (°F)	9.20				
Ganancia de calor									
Estructura Exterior									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	NNW	1125.34	0.38	14.00	2.00	1.00	1.00	23.20	9816.57
Estructura Interior									
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)					
Pared	0.55	3273.10	20.00	36004.10					
Radiación a través de vidrios									
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)				
NNW	117.00	464.96	0.81	0.21	9264.90				
Alumbrado									
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)					
3.40	25147.50	1.00	1.00	85501.50					
Personas									
qs (BTU/h)	qi (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)		QI (BTU/h)			
255.00	255.00	72.00	0.15	2754.00		18360.00			
RSHG (BTU/h)	347942.49								
RLHG (BTU/h)	18360.00								
RTHG (BTU/h)	366302.49								
Carga de enfriamiento									
Ventilación									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)		QI (BTU/h)	Qt (BTU/h)
1440.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	31680.00		9.20	31689.20
Fugas de ductos									
		%Qt (BTU/h)		%Qs(BTU/h)					
0.05	TOTAL	18315.12		17397.12					
Resumen									
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL		BTU/h		CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE		BTU/h			
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		366302.49		CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		347942.49			
VENTILACION		31689.20		VENTILACION		31680.00			
FUGAS DE LOS DUCTOS		18315.12		FUGAS DE LOS DUCTOS		17397.12			
BTU TOTAL		416306.81		BTU SENSIBLE		397019.61			
TONELADAS TOTALES (ton)		17.35		TONELADAS SENSIBLE (ton)		16.54			
				BTU LATENTE		19287.20		BTU/h	
				TONELADAS LATENTE		1.61		ton	

## Apéndice 5. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 2 nivel 2-

### 5.

Finca filial 2 Nivel 2-5			
Auto	Alejandro Delgado	Temperaturas de trabajo	
Ubicación	Heredia, Costa Rica	T <sub>o</sub> (°F)	87.60
Latitud	10°00'08"	T <sub>r</sub> (°F)	73.40
		T <sub>n</sub> (°F)	82.60
		DT (°F)	9.20

#### Ganancia de calor

Estructura Exterior									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	ENE	22.39	0.38	16.00	0.00	1.00	1.00	23.20	195.29

Estructura Interior				
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	0.55	3273.1	20.00	36004.1

Radiación a través de vidrios					
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)
ENE	221.00	542.51	0.81	0.30	29170.53

Alumbrado				
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)
3.40	25147.50	1.00	1.00	85501.50

Personas					
qs (BTU/h)	qi (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)	Qi (BTU/h)
255.00	255.00	72.00	0.15	2754.00	18360.00

RSHG (BTU/h)	213054.90
RLHG (BTU/h)	18360.00
RTHG (BTU/h)	231414.90

Carga de enfriamiento									
Ventilación									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	Qi (BTU/h)	Qt (BTU/h)	
1440.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	31680.00	9.20	31689.20	

Fugas de ductos			
		%Qt (BTU/h)	%Qs(BTU/h)
0.05	TOTAL	11570.74	10652.74

Resumen		CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE	
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL	BTU/h	CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	BTU/h
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	231414.90	CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	213054.90
VENTILACION	31689.20	VENTILACION	31680.00
FUGAS DE LOS DUCTOS	11570.74	FUGAS DE LOS DUCTOS	10652.74
<b>BTU TOTAL</b>	<b>274674.85</b>	<b>BTU SENSIBLE</b>	<b>255387.64</b>
TONELADAS TOTALES (ton)	22.89	TONELADAS SENSIBLE (ton)	21.28

BTU LATENTE	19287.20	BTU/h
TONELADAS LATENTE	0.08	ton

## Apéndice 6. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para recepción nivel 2-5.

Recepción Nivel 2-5									
Auto	Alejandro Delgado		Temperaturas de trabajo						
Ubicación	Heredia, Costa Rica		T <sub>o</sub> (°F)	87.60					
Latitud	10°00'08"		T <sub>r</sub> (°F)	73.40					
			T <sub>n</sub> (°F)	82.60					
			DT (°F)	9.20					
<b>Ganancia de calor</b>									
<b>Estructura Exterior</b>									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	OSO	13.74	0.376	17.00	-4.00	1.00	1	20.2	104.358048
<b>Estructura Interior</b>									
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)					
Pared	0.55	2302.8	20.00	25330.8					
<b>Radiación a través de vidrios</b>									
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)				
OSO	195	221.16	0.81	0.75	26231.51115				
<b>Alumbrado</b>									
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)					
3.40	3363.50	1.00	1.00	11435.9					
<b>Personas</b>									
qs (BTU/h)	ql (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)				
255.00	255.00	10.00	0.15	382.5	2550				
RSHG (BTU/h)	98911.11								
RLHG (BTU/h)	2550.00								
RTHG (BTU/h)	101461.11								
<b>Carga de enfriamiento</b>									
<b>Ventilación</b>									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)	Qt (BTU/h)	
200.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	4400	1.2784	4401.28	
<b>Fugas de ductos</b>									
		%Qt (BTU/h)	%Qs(BTU/h)						
0.05	TOTAL	5073.055624	4945.56						
<b>Resumen</b>									
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL	BTU/h				CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE	BTU/h			
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	101461.11				CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)	98911.11			
VENTILACION	4401.28				VENTILACION	4400.00			
FUGAS DE LOS DUCTOS	5073.06				FUGAS DE LOS DUCTOS	4945.56			
BTU TOTAL	110935.45				BTU SENSIBLE	108256.67			
TONELADAS TOTALES (ton)	4.62				TONELADAS SENSIBLE (ton)	4.51			
		BTU LATENTE		19287.20	BTU/h				
		TONELADAS LATENTE		0.22	ton				

## Apéndice 7. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 1 nivel 6.

Finca filial 1 Nivel 6										
Auto	Alejandro Delgado			Temperaturas de trabajo						
Ubicación	Heredia, Costa Rica			T <sub>o</sub> (°F)	87.60					
Latitud	10°00'08"			T <sub>r</sub> (°F)	73.40					
				T <sub>n</sub> (°F)	82.60					
				DT (°F)	9.20					
<b>Ganancia de calor</b>										
<b>Estructura Exterior</b>										
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)	
Pared	NNW	54.71	0.38	14.00	2.00	1.00	1.00	23.20	477.22	
<b>Estructura Interior</b>										
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)						
Pared	0.55	2884.80	20.00	31732.80						
<b>Radiación a través de vidrios</b>										
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)					
NNW	117.00	1551.19	0.81	0.21	30909.49					
<b>Alumbrado</b>										
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)						
3.40	25147.50	1.00	1.00	85501.50						
<b>Personas</b>										
qs (BTU/h)	ql (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)					
255.00	255.00	72.00	0.15	2754.00	18360.00					
<b>Carga de enfriamiento</b>										
<b>Ventilación</b>										
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)	Qt (BTU/h)		
1440.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	31680.00	9.20	31689.20		
<b>Fugas de ductos</b>										
		%Qt (BTU/h)	%Qs(BTU/h)							
0.05	TOTAL	20416.47	19498.47							
<b>Resumen</b>										
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL		BTU/h	CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE			BTU/h				
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		408329.44	CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)			389969.44				
VENTILACION		31689.20	VENTILACION			31680.00				
FUGAS DE LOS DUCTOS		20416.47	FUGAS DE LOS DUCTOS			19498.47				
BTU TOTAL		460435.11	BTU SENSIBLE			441147.91				
TONELADAS TOTALES (ton)		19.18	TONELADAS SENSIBLE (ton)			18.38				
BTU LATENTE		19287.20	BTU/h							
TONELADAS LATENTE		1.61	ton							

## Apéndice 8. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para finca filial 2 nivel 6.

Finca filial 2 Nivel 6									
Auto	Alejandro Delgado			Temperaturas de trabajo					
Ubicación	Heredia, Costa Rica			T <sub>o</sub> (°F)	87.60				
Latitud	10°00'08"			T <sub>r</sub> (°F)	73.40				
				T <sub>n</sub> (°F)	82.60				
				DT (°F)	9.20				
<b>Ganancia de calor</b>									
Estructura Exterior									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	ENE	350.83	0.38	16.00	0.00	1.00	1.00	23.20	3060.36
Estructura Interior									
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)					
Pared	0.55	2913.5	20.00	32048.5					
Radiación a través de vidrios									
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)				
ENE	221	140.37	0.81	0.24	6038.06				
Alumbrado									
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)					
3.40	25186.00	1.00	1.00	85632.4					
Personas									
qs (BTU/h)	ql (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)		Ql (BTU/h)			
255.00	255.00	72.00	0.15	2754		18360			
RSHG (BTU/h)	414418.44								
RLHG (BTU/h)	18360.00								
RTHG (BTU/h)	432778.44								
<b>Carga de enfriamiento</b>									
Ventilación									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)	Qt (BTU/h)	
1440.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	31680	9.20448	31689.20	
Fugas de ductos									
		%Qt (BTU/h)	%Qs(BTU/h)						
0.05	TOTAL	21638.92194	20720.92						
<b>Resumen</b>									
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL		BTU/h			CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE		BTU/h		
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		432778.44			CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		414418.44		
VENTILACION		31689.20			VENTILACION		31680.00		
FUGAS DE LOS DUCTOS		21638.92			FUGAS DE LOS DUCTOS		20720.92		
BTU TOTAL		486106.57			BTU SENSIBLE		466819.36		
TONELADAS TOTALES (ton)		20.25			TONELADAS SENSIBLE (ton)		19.45		
BTU LATENTE		19287.20			BTU/h				
TONELADAS LATENTE		1.61			ton				

## Apéndice 9. Hoja de cálculo de carga de enfriamiento para recepción nivel 6.

Recepción Nivel 6									
Auto	Alejandro Delgado			Temperaturas de trabajo					
Ubicación	Heredia, Costa Rica			T <sub>o</sub> (°F)	87.60				
Latitud	10°00'08"			T <sub>r</sub> (°F)	73.40				
				T <sub>n</sub> (°F)	82.60				
				DT (°F)	9.20				
<b>Ganancia de calor</b>									
Estructura Exterior									
Estructura	Orientación	Área (ft2)	U (BTU/h-ft2-°F)	DTCE (°F)	LM	K	f	DTCEI (°F)	Qs (BTU/h)
Pared	OSO	12.08	0.38	17.00	-4.00	1.00	1.00	20.20	91.77
Estructura Interior									
Estructura	U (BTU/h-ft2-°F)	Área (ft2)	DT (°F)	Qs (BTU/h)					
Pared	0.55	2315.10	20.00	25466.10					
Radiación a través de vidrios									
Orientación	FGCS (BTU/h-ft2)	Área (ft2)	CS	FCE	Qs (BTU/h)				
OSO	195.00	223.12	0.81	0.75	26463.70				
Alumbrado									
Cte	W (watts)	FB	FCE	Qs (BTU/h)					
3.40	3363.50	1.00	1.00	11435.90					
Personas									
qs (BTU/h)	ql (BTU/h)	n	FCE	Qs (BTU/h)		Ql (BTU/h)			
255.00	255.00	10.00	0.15	382.50		2550.00			
RSHG (BTU/h)	90335.22								
RLHG (BTU/h)	2550.00								
RTHG (BTU/h)	92885.22								
Carga de enfriamiento									
Ventilación									
CFM	CT (°F)	We'	Wi'	Cte 1	Cte 2	Qs (BTU/h)	Ql (BTU/h)	Qt (BTU/h)	
200.00	20.00	0.02	0.01	1.10	0.68	4400.00	1.28	4401.28	
Fugas de ductos									
		%Qt (BTU/h)	%Qs(BTU/h)						
0.05	TOTAL	4644.26	4516.76						
Resumen									
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL		BTU/h			CARGA ENFRIAMIENTO SENSIBLE		BTU/h		
CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		92885.22			CARGA TÉRMICA (sin corrección por fugas)		90335.22		
VENTILACION		4401.28			VENTILACION		4400.00		
FUGAS DE LOS DUCTOS		4644.26			FUGAS DE LOS DUCTOS		4516.76		
BTU TOTAL		101930.76			BTU SENSIBLE		99251.98		
TONELADAS TOTALES (ton)		4.25			TONELADAS SENSIBLE (ton)		4.14		
BTU LATENTE		19287.20			BTU/h				
TONELADAS LATENTE		0.22			ton				

# ANEXOS

## Anexo 1. Corrección del DTCE dado por latitud y mes para paredes y techos.

Latitud	Mes	NNE		NE		ENE		E	ESE		SE	SSE		S	HORA
		N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW						
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	-0	3	6	9	-1				
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	-0	2	4	7	-1				
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0				
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1				
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2				
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4				
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5				
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5				
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4				
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1				
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0				
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1				
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2				
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2				
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9				
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7				
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4				
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1				
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0				
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0				
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0				
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13				
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11				
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7				
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3				
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0				
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1				
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1				
32	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17				
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15				
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10				
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5				
	Abr/Ago	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1				
	May/Jul	-1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1				
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2				
40	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21				
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19				
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14				
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8				
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3				
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1				
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2				
48	Dic	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25				
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24				
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18				
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11				
	Abr/Ago	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5				
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0				
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2				
56	Dic	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28				
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27				
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22				
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15				
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8				
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2				
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1				

Reproducido con permiso del 1979 ASHRAE Load Calculations Manual

## Anexo 2. Coeficientes de transferencia de calor para diversos tipos de estructuras.

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft <sup>2</sup> -°F	
	Verano	Invierno
<b>PAREDES</b>		
Marco con laterales de madera, recubrimiento y acabado interior		
Sin aislamiento	.22	.23
Aislamiento R-7 (2 a 2 1/2 in)	.09	.09
Aislamiento R-11 (3 a 3 1/2 in)	.07	.07
Marco con ladrillo de 4 in o acabado de piedra, recubrimiento y acabado interior		
Si aislamiento	.24	.24
Aislamiento R-7	.09	.09
Aislamiento R-11	.07	.07
Marco con estuco de 1 in, recubrimiento y acabado interior		
Sin aislamiento	.29	.29
Aislamiento R-7	.10	.10
Aislamiento R-11	.07	.07
Mampostería:		
Block de concreto de 8 in, sin acabados	.49	.51
Block de concreto de 12 in, sin acabados	.45	.47
Mampostería (block de concreto de 8 in):		
Acabados interiores:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	.29	.30
tablero aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.29	.30
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5); y tablero de yeso de 1/2 in	.13	.13
Mampostería (block de 8 in de ceniza o tabique cerámico hueco):		
Acabado interior:		
tablero de pared de yeso aplanado (1/2 in); sin aislamiento	.25	.25
tablero de pared de yeso aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.17	.17
tablero aislante (R-5) de poliestireno de 1 in tablero de yeso aplanado de 1/2 in.	.12	.12
Mampostería (ladrillo de vista de 4 in y bloque de cenizas de 8 in o tabique cerámica de 8 in hueco):		
Acabado interior:		
tablero de pared de yeso aplanado (1/2 in); sin aislamiento	.22	.22
tablero de pared de yeso aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.15	.16
tablero aislante (R-5) de poliestireno de 1 in, y tablero de yeso aplanado de 1/2 in	.12	.12
Mampostería (tabique hueco de cerámica de 12 in o bloque de cenizas de 12 in):		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	.24	.24
tablero aplanado de yeso con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.16	.17
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5), y tablero aplanado de yeso de 1/2 in	.12	.12
Mampostería (ladrillo de vista de 4 in, ladrillo común de 4 in):		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	.28	.28
tablero aplanado de yeso con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.18	.18
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in	.13	.13
Mampostería (Concreto de 8 in. o Piedra de 8 in.)		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	.33	.34
tablero aplanado de yeso con respaldo de hoja (1/2 in) sin aislamiento	.21	.21
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in.	.14	.14
Metal con recubrimiento interior vinílico, R-7 (bloque de fibra de vidrio de 3 in)	.14	.14
<b>PARTICIONES</b>		
Marco (tablero aplanado de yeso de 1/2 in sólo de un lado):		
Sin aislamiento	.55	.55
Marco (tablero aplanado de yeso de 1/2 in a ambos lados):		
Sin aislamiento	.31	.31
Aislamiento R-11	.08	.08
Mampostería (bloque de cenizas de 4 in):		
Si aislamiento, sin acabados	.40	.40
Sin aislamiento, tablero aplanado de yeso de 1/2 in de un lado		
Sin aislamiento, tablero aplanado de yeso de 1/2 in a ambos lados	.26	.26
Tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in, ambos sólo de un lado	.19	.19
	.13	.13

### Anexo 3. Ganancia de calor debida a los ocupantes del recinto.

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			calor total ajustado <sup>b</sup>			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo ligero	Fábricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Boliche	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Baile moderado													
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

### Anexo 4. Factores de carga sensible debido a personas para las cargas de enfriamiento.

Horas totales en el recinto	Horas después de cada entrada al recinto																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21	0.21

## Anexo 5. Requisitos de ventilación para ocupantes.

	Personas estimadas por 100 ft <sup>2</sup> de área de piso	Aire de ventilación necesario por persona	
		FCM Mínimos	FCM Recomendados
<b>RESIDENCIAL</b>			
Viviendas de una unidad			
Salas y recámaras	5	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
Viviendas de unidades múltiples			
Salas y recámaras	7	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
<b>COMERCIAL</b>			
Sanitarios públicos	100	15	20-25
Comercios			
Pisos de venta (sótanos y plantas bajas)	30	7	10-15
Pisos de venta (pisos superiores)	20	7	10-15
Comedores	70	10	15-20
Cocinas	20	30	35
Cafeterías	100	30	35
Hoteles, moteles			
Recámaras	5	7	10-15
Salas	20	10	15-20
Baños	—	20	30-50
Salas de belleza	50	25	30-35
Peluquerías	25	7	10-15
Estacionamientos	—	1.5	2-3
Teatros			
Vestíbulos	150	20	25-30
Auditorios (no se fuma)	150	5	5-10
Auditorios (permitido fumar)	150	10	10-20
Boliches, zona de asientos	70	15	20-25
Gimnasios y arenas			
Pisos de ejercicios	70	20	25-30
Vestidores	20	30	40-50
Áreas de público	150	20	25-30
Piscinas	25	15	20-25
Oficinas			
Espacio de oficinas en general	10	15	15-25
Salas de juntas	60	25	30-40
<b>INSTITUCIONAL</b>			
Escuelas			
Salones de clase	50	10	10-15
Auditorios	150	5	5-7.5
Gimnasios	70	20	25-30
Bibliotecas	20	7	10-12
Vestidores	20	30	40-50
Hospitales			
Recámaras sencillas y dobles	15	10	15-20
Guarderías	20	10	15-20
Salas de cirugía, salas de parto	—	20	—

## Anexo 6. Tasas mínimas de ventilación en la zona de respiración según ASHRAE.

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate $R_P$		Area Outdoor Air Rate $R_A$		Notes	Default Values		
	cfm/person	L/s·person	cfm/ft <sup>2</sup>	L/s·m <sup>2</sup>		Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)	
						#/1000 ft <sup>2</sup> (#/100 m <sup>2</sup> )	cfm/person	L/s·person
<b>Correctional Facilities</b>								
Cell	5	2.5	0.12	0.6		25	10	4.9
Day room	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5
Guard stations	5	2.5	0.06	0.3		15	9	4.5
Booking/waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		50	9	4.4
<b>Educational Facilities</b>								
Daycare (through age 4)	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6
Classrooms (ages 5-8)	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4
Classrooms (age 9 plus)	10	5	0.12	0.6		35	13	6.7
Lecture classroom	7.5	3.8	0.06	0.3		65	8	4.3
Lecture hall (fixed seats)	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0
Art classroom	10	5.0	0.18	0.9		20	19	9.5
Science laboratories	10	5.0	0.18	0.9		25	17	8.6
Wood/metal shop	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5
Computer lab	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4
Media center	10	5	0.12	0.6	A	25	15	7.4
Music/theater/dance	10	5.0	0.06	0.3		35	12	5.9
Multi-use assembly	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1
<b>Food and Beverage Service</b>								
Restaurant dining rooms	7.5	3.8	0.18	0.9		70	10	5.1
Cafeteria/fast food dining	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7
Bars, cocktail lounges	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7
<b>General</b>								
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1
Corridors	-	-	0.06	0.3		-		
Storage rooms	-	-	0.12	0.6	B	-		
<b>Hotels, Motels, Resorts, Dormitories</b>								
Bedroom/living room	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4.0
Lobbies/prefunction	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8
Multi-purpose assembly	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8
<b>Office Buildings</b>								
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5
<b>Miscellaneous spaces</b>								
Bank vaults/safe deposit	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5
Computer (not printing)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0
Pharmacy (prep. area)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5
Photo studios	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5

**Anexo 7. Tabla de desempeño y selección de difusores y rejillas de retorno.**

NOMINAL NECK SIZE	BLOW PATTERNS		NECK VELOCITY TP	300 .033		400 .058		500 .090		600 .130		700 .177		800 .231		900 .293	
	RETURN FACTORS	—SP=1.1 TP NC + 1		CFM NC	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A
6 x 6  .25 SQ. FT.	RETURN FACTORS	—SP=1.1 TP NC + 1	CFM NC	75 —		100 10		125 17		150 22		175 26		200 31		225 35	
	 4A	CFMSIDE THROW, FT.	19 4-5-8	25 4-6-10		31 6-8-10		37 6-8-11		44 8-9-12		50 8-9-12		56 8-10-13			
	 3A	CFMSIDE THROW, FT.	19 23 4-5-8 5-9-11	25 38 4-6-10 6-9-12		31 47 6-8-10 8-10-14		37 56 8-8-11 8-11-15		44 66 8-9-12 9-12-16		50 75 8-8-12 9-12-17		56 85 8-10-13 10-13-18			
	 2S	CFMSIDE THROW, FT.	37 8-9-12	50 9-10-14		62 10-11-16		75 11-12-17		88 12-13-18		100 12-13-19		113 12-14-20			
	 1S	CFMSIDE THROW, FT.	75 8-11-15	100 10-12-17		125 11-14-19		150 12-15-22		175 13-16-22		200 14-17-24		225 15-18-25			
9 x 9  .56 SQ. FT.	RETURN FACTORS	—SP=1.2 TP NC + 2	CFM NC	170 —		225 14		280 20		340 26		395 31		450 35		505 38	
	 4A	CFMSIDE THROW, FT.	42 6-8-12	56 7-10-14		70 10-11-15		84 10-12-16		99 11-12-17		112 11-14-18		126 12-15-20			
	 3A	CFMSIDE THROW, FT.	42 63 6-8-12 8-11-14	56 86 7-10-14 10-12-17		70 106 10-11-15 11-13-19		84 127 10-12-16 12-14-20		99 148 11-12-17 13-15-21		112 169 11-14-18 13-16-22		126 190 12-15-20 14-16-24			
	 2S	CFMSIDE THROW, FT.	84 8-10-15	112 11-13-18		141 12-15-20		180 13-16-22		197 14-17-23		225 15-18-25		253 16-18-28			
	 1S	CFMSIDE THROW, FT.	169 12-15-20	225 14-17-23		282 15-19-25		339 17-22-29		394 18-22-31		460 19-24-33		507 22-25-35			
12 x 12  1.0 SQ. FT.	RETURN FACTORS	—SP=1.3 TP NC + 4	CFM NC	300 10		400 17		500 23		600 28		700 33		800 36		900 39	
	 4A	CFMSIDE THROW, FT.	75 8-13-15	100 11-14-18		125 13-15-21		150 14-17-22		175 14-18-24		200 15-20-25		225 17-21-27			
	 3A	CFMSIDE THROW, FT.	75 112 8-13-15 11-14-18	100 160 11-14-18 12-15-21		125 187 13-15-21 14-17-24		150 225 14-17-22 15-19-26		175 262 14-18-24 16-20-27		200 300 15-20-25 17-21-30		225 338 17-21-27 19-22-31			
	 2S	CFMSIDE THROW, FT.	150 12-15-20	200 15-17-25		250 17-19-27		300 18-20-29		350 19-21-31		400 20-23-34		450 21-25-36			
	 1S	CFMSIDE THROW, FT.	300 16-20-28	400 18-22-32		500 21-25-37		600 22-26-39		700 23-28-41		800 25-29-41		900 28-31-47			
15 x 15  1.56 SQ. FT.	RETURN FACTORS	—SP=1.8 TP NC + 4	CFM NC	465 10		625 19		780 25		935 30		1090 33		1250 39		1400 41	
	 4A	CFMSIDE THROW, FT.	117 13-16-21	156 14-18-24		195 15-19-27		234 18-21-29		273 19-22-30		312 20-24-33		350 21-26-35			
	 3A	CFMSIDE THROW, FT.	117 175 13-16-21 14-17-23	156 234 14-18-24 17-19-29		195 292 16-19-27 19-22-31		234 351 18-21-29 21-23-34		273 408 19-22-30 22-25-36		312 468 19-24-35 22-29-39		350 527 21-26-35 25-29-42			
	 2S	CFMSIDE THROW, FT.	234 16-20-27	312 18-22-31		390 21-25-36		468 22-27-40		546 24-28-42		625 27-31-45		700 27-31-47			
	 1S	CFMSIDE THROW, FT.	467 21-25-36	625 23-29-42		780 25-32-47		935 28-36-51		1090 30-33-55		1250 32-42-57		1400 35-44-61			
18 x 18  2.25 SQ. FT.	RETURN FACTORS	—SP=2.1 TP NC + 6	CFM NC	675 12		900 21		1125 27		1350 31		1575 36		1800 39		2025 42	
	 4A	CFMSIDE THROW, FT.	183 15-19-25	225 17-20-29		281 19-24-32		337 20-25-36		394 22-27-37		450 24-29-41		506 25-31-43			
	 3A	CFMSIDE THROW, FT.	183 253 15-19-25 17-22-28	225 330 17-20-29 20-25-33		281 422 19-24-32 23-27-38		337 506 20-25-36 25-32-42		394 590 22-27-37 26-32-48		450 675 24-29-41 27-35-49		506 760 25-31-43 32-36-61			
	 2S	CFMSIDE THROW, FT.	337 19-23-32	450 22-26-38		562 24-30-43		675 26-31-46		787 30-34-49		900 33-36-53		1012 32-39-55			
	 1S	CFMSIDE THROW, FT.	675 25-33-45	900 30-36-61		1125 34-42-68		1350 38-45-61		1575 39-49-66		1800 43-52-70		2025 46-55-75			

## Anexo 8. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 1 del nivel 1.

<b>Performance Summary For N1F1FC1</b>	
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15	02/28/2019
Prepared By:	02:55p.m.

### Unit Parameters

Tag Name: N1F1FC1  
 Quantity: 1  
 Unit Model: 42BHE16RD4R61714DE  
 Unit Type: 42BH Horizontal Belt Drive  
 Unit Size: 1600 CFM  
 System Type: 2-Pipe Cooling Only  
 Cooling Coil: Cold Fluid Cooling  
 Cooling Coil Rows: 8 Rows  
 Coil Hand: Right Hand  
 Shipping Options: Standard

### Unit Performance

Actual Airflow: 1,650.0 CFM  
 Altitude: 3,773 ft  
 External Static Pressure: .80 in wg  
 Total Static Pressure: 1.37 in wg  
 Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz

### Cooling Data

Coil Type: Cold Fluid Cooling  
 Coil Rows: 8 Rows  
 Fluid Type: Fresh Water  
 Total Capacity: 38,400 BTU/hr  
 Sensible Capacity: 28,438 BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: 73.0 F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: 63.0 F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: 55.0 F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: 53.9 F  
 Fluid Flow Rate: 5.1 gpm  
 Fluid Pressure Drop: 3.24 ft wg  
 Fluid Entering Temperature: 42.0 F  
 Fluid Leaving Temperature: 57.0 F

### Electrical Data

Motor Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz  
 Motor FLA: 3.6  
 Contact ProdMktg for electrical values.

### Fan and Drive Data

Fan RPM: 1,044  
 BHP: .48 BHP  
 Motor Nominal HP: 3/4  
 Number of Turns: 3.5  
 Drive Package Code: Q0

### Acoustical Data:

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	69	67	58	57	53	47	40	63
Discharge Sound Power, dB	69	63	63	64	58	56	47	67

### Factory-Installed Options

Unit Arrangement: Rear Return / Front Supply  
 Filters: 2 in. MERV 8 Pleated Filter  
 Motor HP: 3/4 HP  
 AAV / Drains: Manual Air Vents only  
 Coil Hand: Right Hand  
 Thermostats: Field Supplied/Installed Thermostat  
 Unit Controls: No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)  
 Insulation: Std. 1 in. Fiberglass  
 Packaging: Units shipped on treated wood pallet

## Anexo 9. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 2 del nivel 1.

<b>Performance Summary For N1F2FC2</b>	
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15	02/28/2019
Prepared By:	03:08p.m.

### Unit Parameters

Tag Name: N1F2FC2  
 Quantity: 1  
 Unit Model: 42BHE16RD4R62016DE  
 Unit Type: 42BH Horizontal Belt Drive  
 Unit Size: 1600 CFM  
 System Type: 2-Pipe Cooling Only  
 Cooling Coil: Cold Fluid Cooling  
 Cooling Coil Rows: 8 Rows  
 Coil Hand: Right Hand  
 Shipping Options: Standard

### Unit Performance

Actual Airflow: 2,000.0 CFM  
 Altitude: 3,773 ft  
 External Static Pressure: .80 in wg  
 Total Static Pressure: 1.64 in wg  
 Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz

### Cooling Data

Coil Type: Cold Fluid Cooling  
 Coil Rows: 8 Rows  
 Fluid Type: Fresh Water  
 Total Capacity: 46,919 BTU/hr  
 Sensible Capacity: 34,781 BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: 73.0 F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: 63.0 F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: 54.8 F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: 53.8 F  
 Fluid Flow Rate: 6.2 gpm  
 Fluid Pressure Drop: 4.44 ft wg  
 Fluid Entering Temperature: 42.0 F  
 Fluid Leaving Temperature: 57.0 F

### Electrical Data

Motor Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz  
 Motor FLA: 3.6  
 Contact ProdMktg for electrical values.

### Fan and Drive Data

Fan RPM: 1,147  
 BHP: .60 BHP  
 Motor Nominal HP: 3/4  
 Number of Turns: 3.0  
 Drive Package Code: W6

### Acoustical Data:

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	69	67	58	57	53	47	40	63
Discharge Sound Power, dB	69	63	63	64	58	56	47	67

### Factory-Installed Options

Unit Arrangement: Rear Return / Front Supply  
 Filters: 2 in. MERV 8 Pleated Filter  
 Motor HP: 3/4 HP  
 AAV / Drains: Manual Air Vents only  
 Coil Hand: Right Hand  
 Thermostats: Field Supplied/Installed Thermostat  
 Unit Controls: No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)  
 Insulation: Std. 1 in. Fiberglass  
 Packaging: Units shipped on treated wood pallet

## Anexo 10. Datos técnicos para los fan coils de la recepción del nivel 1.

<b>Performance Summary For N1RFC3</b>	
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15	02/28/2019
Prepared By:	03:14p.m.

### Unit Parameters

Tag Name: N1RFC3  
 Quantity: 1  
 Unit Model: .42BHE10LD4R60911CE  
 Unit Type: 42BH Horizontal Belt Drive  
 Unit Size: 1000 CFM  
 System Type: 2-Pipe Cooling Only  
 Cooling Coil: Cold Fluid Cooling  
 Cooling Coil Rows: 6 Rows  
 Coil Hand: Right Hand  
 Shipping Options: Standard

### Unit Performance

Actual Airflow: 900.0 CFM  
 Altitude: 3,773 ft  
 External Static Pressure: .80 in wg  
 Total Static Pressure: 1.05 in wg  
 Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz

### Cooling Data

Coil Type: Cold Fluid Cooling  
 Coil Rows: 6 Rows  
 Fluid Type: Fresh Water  
 Total Capacity: 21,573 BTU/hr  
 Sensible Capacity: 15,792 BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: 73.0 F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: 63.0 F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: 54.6 F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: 53.6 F  
 Fluid Flow Rate: 2.9 gpm  
 Fluid Pressure Drop: 2.29 ft wg  
 Fluid Entering Temperature: 42.0 F  
 Fluid Leaving Temperature: 57.0 F

### Electrical Data

Motor Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz  
 Motor FLA: 2.4  
 Contact ProdMktg for electrical values.

### Fan and Drive Data

Fan RPM: 1,233  
 BHP: .49 BHP  
 Motor Nominal HP: 1/2  
 Number of Turns: 3.5  
 Drive Package Code: D6

### Acoustical Data:

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	78	75	65	64	60	54	49	70
Discharge Sound Power, dB	78	73	71	71	68	63	58	75

### Factory-Installed Options

Unit Arrangement: Rear Return / Front Supply  
 Filters: 2 in. MERV 8 Pleated Filter  
 Motor HP: 1/2 HP  
 AAV / Drains: Manual Air Vents only  
 Coil Hand: Right Hand  
 Thermostats: Field Supplied/Installed Thermostat  
 Unit Controls: No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)  
 Insulation: Std. 1 in. Fiberglass  
 Packaging: Units shipped on treated wood pallet

**Anexo 11. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 1 de los niveles del 2 al 5.**

<b>Performance Summary For N2F1FC4</b>		02/28/2019
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15		03:29p.m.
Prepared By:		

**Unit Parameters**

Tag Name: \_\_\_\_\_ **N2F1FC4**  
 Quantity: \_\_\_\_\_ **1**  
 Unit Model: \_\_\_\_\_ **42BHE16RD4R61412CE**  
 Unit Type: \_\_\_\_\_ **42BH Horizontal Belt Drive**  
 Unit Size: \_\_\_\_\_ **1600 CFM**  
 System Type: \_\_\_\_\_ **2-Pipe Cooling Only**  
 Cooling Coil: \_\_\_\_\_ **Cold Fluid Cooling**  
 Cooling Coil Rows: \_\_\_\_\_ **8 Rows**  
 Coil Hand: \_\_\_\_\_ **Right Hand**  
 Shipping Options: \_\_\_\_\_ **Standard**

**Unit Performance**

Actual Airflow: \_\_\_\_\_ **1,400.0** CFM  
 Altitude: \_\_\_\_\_ **3,773** ft  
 External Static Pressure: \_\_\_\_\_ **.80** in wg  
 Total Static Pressure: \_\_\_\_\_ **1.21** in wg  
 Voltage: \_\_\_\_\_ **208-3-60** V-Ph-Hz

**Cooling Data**

Coil Type: \_\_\_\_\_ **Cold Fluid Cooling**  
 Coil Rows: \_\_\_\_\_ **8 Rows**  
 Fluid Type: \_\_\_\_\_ **Fresh Water**  
 Total Capacity: \_\_\_\_\_ **32,073** BTU/hr  
 Sensible Capacity: \_\_\_\_\_ **23,832** BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **73.0** F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **63.0** F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **55.2** F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **54.0** F  
 Fluid Flow Rate: \_\_\_\_\_ **4.2** gpm  
 Fluid Pressure Drop: \_\_\_\_\_ **2.44** ft wg  
 Fluid Entering Temperature: \_\_\_\_\_ **42.0** F  
 Fluid Leaving Temperature: \_\_\_\_\_ **57.0** F

**Electrical Data**

Motor Voltage: \_\_\_\_\_ **208-3-60** V-Ph-Hz  
 Motor FLA: \_\_\_\_\_ **2.4**  
 Contact ProdMktg for electrical values.

**Fan and Drive Data**

Fan RPM: \_\_\_\_\_ **979**  
 BHP: \_\_\_\_\_ **.48** BHP  
 Motor Nominal HP: \_\_\_\_\_ **1/2**  
 Number of Turns: \_\_\_\_\_ **1.5**  
 Drive Package Code: \_\_\_\_\_ **T2**

**Acoustical Data:**

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	69	67	58	57	53	47	40	63
Discharge Sound Power, dB	69	63	63	64	58	56	47	67

**Factory-Installed Options**

Unit Arrangement: \_\_\_\_\_ **Rear Return / Front Supply**  
 Filters: \_\_\_\_\_ **2 in. MERV 8 Pleated Filter**  
 Motor HP: \_\_\_\_\_ **1/2 HP**  
 AAV / Drains: \_\_\_\_\_ **Manual Air Vents only**  
 Coil Hand: \_\_\_\_\_ **Right Hand**  
 Thermostats: \_\_\_\_\_ **Field Supplied/Installed Thermostat**  
 Unit Controls: \_\_\_\_\_ **No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)**  
 Insulation: \_\_\_\_\_ **Std. 1 in. Fiberglass**  
 Packaging: \_\_\_\_\_ **Units shipped on treated wood pallet**

**Anexo 12. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 2 de los niveles del 2 al 5.**

<b>Performance Summary For N2F2FC5</b>		02/28/2019
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15		03:42p.m.
Prepared By: _____		

**Unit Parameters**

Tag Name: \_\_\_\_\_ **N2F2FC5**  
 Quantity: \_\_\_\_\_ **1**  
 Unit Model: \_\_\_\_\_ **42BHE16LD4R61915CE**  
 Unit Type: \_\_\_\_\_ **42BH Horizontal Belt Drive**  
 Unit Size: \_\_\_\_\_ **1600 CFM**  
 System Type: \_\_\_\_\_ **2-Pipe Cooling Only**  
 Cooling Coil: \_\_\_\_\_ **Cold Fluid Cooling**  
 Cooling Coil Rows: \_\_\_\_\_ **6 Rows**  
 Coil Hand: \_\_\_\_\_ **Right Hand**  
 Shipping Options: \_\_\_\_\_ **Standard**

**Unit Performance**

Actual Airflow: \_\_\_\_\_ **1,900.0** CFM  
 Altitude: \_\_\_\_\_ **3,773** ft  
 External Static Pressure: \_\_\_\_\_ **80** in wg  
 Total Static Pressure: \_\_\_\_\_ **1.45** in wg  
 Voltage: \_\_\_\_\_ **208-3-60** V-Ph-Hz

**Cooling Data**

Coil Type: \_\_\_\_\_ **Cold Fluid Cooling**  
 Coil Rows: \_\_\_\_\_ **6 Rows**  
 Fluid Type: \_\_\_\_\_ **Fresh Water**  
 Total Capacity: \_\_\_\_\_ **39,568** BTU/hr  
 Sensible Capacity: \_\_\_\_\_ **30,841** BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **73.0** F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **63.0** F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **56.0** F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **54.9** F  
 Fluid Flow Rate: \_\_\_\_\_ **5.2** gpm  
 Fluid Pressure Drop: \_\_\_\_\_ **2.53** ft wg  
 Fluid Entering Temperature: \_\_\_\_\_ **42.0** F  
 Fluid Leaving Temperature: \_\_\_\_\_ **57.0** F

**Electrical Data**

Motor Voltage: \_\_\_\_\_ **208-3-60** V-Ph-Hz  
 Motor FLA: \_\_\_\_\_ **2.4**  
 Contact ProdMktg for electrical values.

**Fan and Drive Data**

Fan RPM: \_\_\_\_\_ **1,078**  
 BHP: \_\_\_\_\_ **.48** BHP  
 Motor Nominal HP: \_\_\_\_\_ **1/2**  
 Number of Turns: \_\_\_\_\_ **2.0**  
 Drive Package Code: \_\_\_\_\_ **Q0**

**Acoustical Data:**

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	69	67	58	57	53	47	40	63
Discharge Sound Power, dB	69	63	63	64	58	56	47	67

**Factory-Installed Options**

Unit Arrangement: \_\_\_\_\_ **Rear Return / Front Supply**  
 Filters: \_\_\_\_\_ **2 in. MERV 8 Pleated Filter**  
 Motor HP: \_\_\_\_\_ **1/2 HP**  
 AAV / Drains: \_\_\_\_\_ **Manual Air Vents only**  
 Coil Hand: \_\_\_\_\_ **Right Hand**  
 Thermostats: \_\_\_\_\_ **Field Supplied/Installed Thermostat**  
 Unit Controls: \_\_\_\_\_ **No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)**  
 Insulation: \_\_\_\_\_ **Std. 1 in. Fiberglass**  
 Packaging: \_\_\_\_\_ **Units shipped on treated wood pallet**

**Anexo 13. Datos técnicos para los fan coils de la recepción de los niveles del 2 al 5.**

<b>Performance Summary For N2RFC6</b>	
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15	02/28/2019
Prepared By:	03:54p.m.

**Unit Parameters**

Tag Name: \_\_\_\_\_ **N2RFC6**  
 Quantity: \_\_\_\_\_ **1**  
 Unit Model: \_\_\_\_\_ **.42BHE12LD4R61515DE**  
 Unit Type: \_\_\_\_\_ **42BH Horizontal Belt Drive**  
 Unit Size: \_\_\_\_\_ **1200 CFM**  
 System Type: \_\_\_\_\_ **2-Pipe Cooling Only**  
 Cooling Coil: \_\_\_\_\_ **Cold Fluid Cooling**  
 Cooling Coil Rows: \_\_\_\_\_ **6 Rows**  
 Coil Hand: \_\_\_\_\_ **Right Hand**  
 Shipping Options: \_\_\_\_\_ **Standard**

**Unit Performance**

Actual Airflow: \_\_\_\_\_ **1,500.0** CFM  
 Altitude: \_\_\_\_\_ **3,773** ft  
 External Static Pressure: \_\_\_\_\_ **.80** in wg  
 Total Static Pressure: \_\_\_\_\_ **1.51** in wg  
 Voltage: \_\_\_\_\_ **208-3-60** V-Ph-Hz

**Cooling Data**

Coil Type: \_\_\_\_\_ **Cold Fluid Cooling**  
 Coil Rows: \_\_\_\_\_ **6 Rows**  
 Fluid Type: \_\_\_\_\_ **Fresh Water**  
 Total Capacity: \_\_\_\_\_ **35,080** BTU/hr  
 Sensible Capacity: \_\_\_\_\_ **25,963** BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **73.0** F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **63.0** F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **54.9** F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: \_\_\_\_\_ **53.8** F  
 Fluid Flow Rate: \_\_\_\_\_ **4.6** gpm  
 Fluid Pressure Drop: \_\_\_\_\_ **4.90** ft wg  
 Fluid Entering Temperature: \_\_\_\_\_ **42.0** F  
 Fluid Leaving Temperature: \_\_\_\_\_ **57.0** F

**Electrical Data**

Motor Voltage: \_\_\_\_\_ **208-3-60** V-Ph-Hz  
 Motor FLA: \_\_\_\_\_ **3.6**  
 Contact ProdMktg for electrical values.

**Fan and Drive Data**

Fan RPM: \_\_\_\_\_ **1,228**  
 BHP: \_\_\_\_\_ **.48** BHP  
 Motor Nominal HP: \_\_\_\_\_ **3/4**  
 Number of Turns: \_\_\_\_\_ **2.5**  
 Drive Package Code: \_\_\_\_\_ **D6**

**Acoustical Data:**

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	70	66	59	58	55	50	44	64
Discharge Sound Power, dB	68	62	63	62	58	57	50	66

**Factory-Installed Options**

Unit Arrangement: \_\_\_\_\_ **Rear Return / Front Supply**  
 Filters: \_\_\_\_\_ **2 in. MERV 8 Pleated Filter**  
 Motor HP: \_\_\_\_\_ **3/4 HP**  
 AAV / Drains: \_\_\_\_\_ **Manual Air Vents only**  
 Coil Hand: \_\_\_\_\_ **Right Hand**  
 Thermostats: \_\_\_\_\_ **Field Supplied/Installed Thermostat**  
 Unit Controls: \_\_\_\_\_ **No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)**  
 Insulation: \_\_\_\_\_ **Std. 1 in. Fiberglass**  
 Packaging: \_\_\_\_\_ **Units shipped on treated wood pallet**

## Anexo 14. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 1 del nivel 6.

<b>Performance Summary For N6F1FC7</b>	
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15	02/28/2019
Prepared By:	04:01p.m.

### Unit Parameters

Tag Name: N6F1FC7  
 Quantity: 1  
 Unit Model: 42BHE20LD4R62416EE  
 Unit Type: 42BH Horizontal Belt Drive  
 Unit Size: 2000 CFM  
 System Type: 2-Pipe Cooling Only  
 Cooling Coil: Cold Fluid Cooling  
 Cooling Coil Rows: 6 Rows  
 Coil Hand: Right Hand  
 Shipping Options: Standard

### Unit Performance

Actual Airflow: 2,400.0 CFM  
 Altitude: 3,773 ft  
 External Static Pressure: .80 in wg  
 Total Static Pressure: 1.55 in wg  
 Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz

### Cooling Data

Coil Type: Cold Fluid Cooling  
 Coil Rows: 6 Rows  
 Fluid Type: Fresh Water  
 Total Capacity: 54,882 BTU/hr  
 Sensible Capacity: 41,408 BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: 73.0 F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: 63.0 F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: 54.9 F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: 54.0 F  
 Fluid Flow Rate: 7.3 gpm  
 Fluid Pressure Drop: 3.38 ft wg  
 Fluid Entering Temperature: 42.0 F  
 Fluid Leaving Temperature: 57.0 F

### Electrical Data

Motor Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz  
 Motor FLA: 3.8  
 Contact ProdMktg for electrical values.

### Fan and Drive Data

Fan RPM: 1,034  
 BHP: .75 BHP  
 Motor Nominal HP: .1  
 Number of Turns: 2.0  
 Drive Package Code: .Q3

### Acoustical Data:

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	75	68	62	59	56	51	43	66
Discharge Sound Power, dB	69	66	60	65	63	62	54	71

### Factory-Installed Options

Unit Arrangement: Rear Return / Front Supply  
 Filters: 2 in. MERV 8 Pleated Filter  
 Motor HP: 1 HP  
 AAV / Drains: Manual Air Vents only  
 Coil Hand: Right Hand  
 Thermostats: Field Supplied/Installed Thermostat  
 Unit Controls: No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)  
 Insulation: Std. 1 in. Fiberglass  
 Packaging: Units shipped on treated wood pallet

## Anexo 15. Datos técnicos para los fan coils de la finca filial 2 del nivel 6.

<b>Performance Summary For N6F2FC8</b>	
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15	02/28/2019
Prepared By:	04:27p.m.

### Unit Parameters

Tag Name: N6F2FC8  
 Quantity: 1  
 Unit Model: 42BHE16RD4R62016DE  
 Unit Type: 42BH Horizontal Belt Drive  
 Unit Size: 1600 CFM  
 System Type: 2-Pipe Cooling Only  
 Cooling Coil: Cold Fluid Cooling  
 Cooling Coil Rows: 8 Rows  
 Coil Hand: Right Hand  
 Shipping Options: Standard

### Unit Performance

Actual Airflow: 1,950.0 CFM  
 Altitude: 3,773 ft  
 External Static Pressure: .80 in wg  
 Total Static Pressure: 1.60 in wg  
 Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz

### Cooling Data

Coil Type: Cold Fluid Cooling  
 Coil Rows: 8 Rows  
 Fluid Type: Fresh Water  
 Total Capacity: 45,731 BTU/hr  
 Sensible Capacity: 33,880 BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: 73.0 F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: 63.0 F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: 54.8 F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: 53.8 F  
 Fluid Flow Rate: 6.0 gpm  
 Fluid Pressure Drop: 4.27 ft wg  
 Fluid Entering Temperature: 42.0 F  
 Fluid Leaving Temperature: 57.0 F

### Electrical Data

Motor Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz  
 Motor FLA: 3.6  
 Contact ProdMktg for electrical values.

### Fan and Drive Data

Fan RPM: 1,132  
 BHP: .56 BHP  
 Motor Nominal HP: 3/4  
 Number of Turns: 3.5  
 Drive Package Code: W6

### Acoustical Data:

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	69	67	58	57	53	47	40	63
Discharge Sound Power, dB	69	63	63	64	58	56	47	67

### Factory-Installed Options

Unit Arrangement: Rear Return / Front Supply  
 Filters: 2 in. MERV 8 Pleated Filter  
 Motor HP: 3/4 HP  
 AAV / Drains: Manual Air Vents only  
 Coil Hand: Right Hand  
 Thermostats: Field Supplied/Installed Thermostat  
 Unit Controls: No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)  
 Insulation: Std. 1 in. Fiberglass  
 Packaging: Units shipped on treated wood pallet

## Anexo 16. Datos técnicos para los fan coils de la recepción del nivel 6.

<b>Performance Summary For N6RFC9</b>	
Project: EQUIPOS ALEJANDRO D15	02/28/2019
Prepared By:	04:34p.m.

### Unit Parameters

Tag Name: N6RFC9  
 Quantity: 1  
 Unit Model: .42BHE16RD4R62016DE  
 Unit Type: .42BH Horizontal Belt Drive  
 Unit Size: .1600 CFM  
 System Type: .2-Pipe Cooling Only  
 Cooling Coil: .Cold Fluid Cooling  
 Cooling Coil Rows: .8 Rows  
 Coil Hand: .Right Hand  
 Shipping Options: .Standard

### Unit Performance

Actual Airflow: 2,000.0 CFM  
 Altitude: 3,773 ft  
 External Static Pressure: .80 in wg  
 Total Static Pressure: 1.64 in wg  
 Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz

### Cooling Data

Coil Type: .Cold Fluid Cooling  
 Coil Rows: .8 Rows  
 Fluid Type: .Fresh Water  
 Total Capacity: 46,919 BTU/hr  
 Sensible Capacity: 34,781 BTU/hr  
 Entering Air Dry Bulb Temperature: 73.0 F  
 Entering Air Wet Bulb Temperature: 63.0 F  
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: 54.8 F  
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: 53.8 F  
 Fluid Flow Rate: 6.2 gpm  
 Fluid Pressure Drop: 4.44 ft wg  
 Fluid Entering Temperature: 42.0 F  
 Fluid Leaving Temperature: 57.0 F

### Electrical Data

Motor Voltage: 208-3-60 V-Ph-Hz  
 Motor FLA: 3.6  
 Contact ProdMktg for electrical values.

### Fan and Drive Data

Fan RPM: 1,147  
 BHP: .60 BHP  
 Motor Nominal HP: 3/4  
 Number of Turns: 3.0  
 Drive Package Code: W6

### Acoustical Data:

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
<b>Sound Power Data</b>								
Radiated Sound Power, dB	69	67	58	57	53	47	40	63
Discharge Sound Power, dB	69	63	63	64	58	56	47	67

### Factory-Installed Options

Unit Arrangement: Rear Return / Front Supply  
 Filters: 2 in. MERV 8 Pleated Filter  
 Motor HP: 3/4 HP  
 AAV / Drains: Manual Air Vents only  
 Coil Hand: Right Hand  
 Thermostats: Field Supplied/Installed Thermostat  
 Unit Controls: No Controls no EH (motor wired only to external J-box.)  
 Insulation: Std. 1 in. Fiberglass  
 Packaging: Units shipped on treated wood pallet

Anexo 17. Datos técnicos de los chillers seleccionados.



**AquaForce™ Air-Cooled Screw Chiller**



**Unit Information**

Tag Name:\_\_\_\_\_CH-1  
 Model Number:\_\_\_\_\_30XA140  
 Condenser Type:\_\_\_\_\_Air Cooled  
 Compressor Type:\_\_\_\_\_Screw  
 Nameplate Voltage:\_\_\_\_\_460-3-60 V-Ph-Hz  
 Quantity:\_\_\_\_\_1  
 Manufacturing Source:\_\_\_\_\_Charlotte, NC USA  
 ASHRAE 90.1:\_\_\_\_\_2013/2016, 2010, 2007  
 Refrigerant:\_\_\_\_\_R-134a  
 Minimum Capacity:\_\_\_\_\_11.00 %  
 Shipping Weight:\_\_\_\_\_10636 lb  
 Operating Weight:\_\_\_\_\_10768 lb  
 Unit Length:\_\_\_\_\_236 in  
 Unit Width:\_\_\_\_\_89 in  
 Unit Height:\_\_\_\_\_90 in  
 Minimum Outdoor Operating Temp:\_\_\_\_\_32.0 °F

**Performance Information**

Cooling Capacity:\_\_\_\_\_133.7 Tons  
 Total Compressor Power:\_\_\_\_\_133.4 kW  
 Total Fan Motor Power:\_\_\_\_\_13.18 kW  
 Total Unit Power (without pump):\_\_\_\_\_146.5 kW  
 Efficiency (without pump) (EER):\_\_\_\_\_10.95 BTU/Wh

**Evaporator Information**

Fluid Type:\_\_\_\_\_Fresh Water  
 Fouling Factor:\_\_\_\_\_0.000100 (hr-sqft-F)/BTU  
 Number of Passes:\_\_\_\_\_2  
 Leaving Temperature:\_\_\_\_\_44.00 °F  
 Entering Temperature:\_\_\_\_\_59.00 °F  
 Fluid Flow:\_\_\_\_\_213.3 gpm  
 Fluid Flow Min:\_\_\_\_\_134.0 gpm  
 Fluid Flow Max:\_\_\_\_\_538.0 gpm  
 Pressure Drop:\_\_\_\_\_6.40 ft H2O

**Condenser Information**

Altitude:\_\_\_\_\_0.000 ft  
 Number of Fans:\_\_\_\_\_10  
 Total Condenser Fan Air Flow:\_\_\_\_\_93,000 CFM  
 Entering Air Temperature:\_\_\_\_\_95.0 °F

## Anexo 18. Datos técnicos del tanque de expansión seleccionado.

### Series B Full acceptance Tanks

#### DESCRIPTION

Series B expansion tanks are ASME rated pre-charged bladder-type pressure vessels. The Series B tank is designed to absorb the expansion forces of heating/cooling system water while maintaining proper system pressurization under varying operating conditions. The heavy duty bladder contains system water thereby eliminating tank corrosion and waterlogging problems.

#### OPERATING DATA

Maximum working pressure . . . . . 125 PSI (862kPa)  
 Maximum operating temperature . . . . . 240°F (115°C)

#### MATERIALS OF CONSTRUCTION

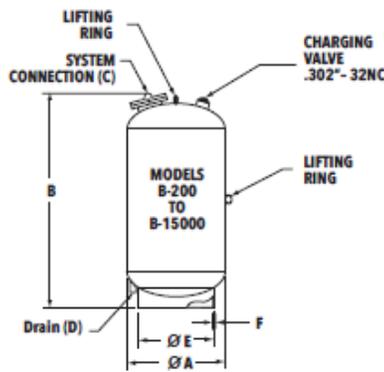
System Connection: Forged Steel  
 Shell: Carbon Steel  
 Bladder: Heavy Duty Butyl Rubber  
 Designed and Constructed per ASME Section VIII, Division 1

#### Dimensions: Gallons (Ltrs.), Inches (mm), Weights: LBS (KG)

PART NUMBER	MODEL NUMBER	TANK VOLUME	ACCEPTANCE VOLUME	A	B	C (NPTF)	D	E	F	APPROX. SHPG. WT.	APPROX. WT. 100% FULL*
116550	B-200	53 (200)	53 (200)		36 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> (936)					192 (87)	629 (285)
116551	B-300	80 (300)	80 (300)	24 (610)	50 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> (1292)	1	3/4	19 (483)		268 (122)	928 (421)
116552	B-400	106 (400)	106 (400)		64 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> (1644)					309 (140)	1184 (537)
116553	B-500	132 (500)	132 (500)		78 (1981)					328 (149)	1417 (643)
116554	B-600	158 (600)	158 (600)	30 (762)	63 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> (1619)		1	24 (610)	3/16 (5)	510 (232)	1814 (823)
116555	B-800	211 (800)	211 (800)		81 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> (2076)					656 (297)	2306 (1046)
116556	B-1000	264 (1000)	264 (1000)		73 (1854)					691 (313)	2869 (1301)
116557	B-1200	317 (1200)	317 (1200)	36 (914)	85 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> (2169)	1 1/2	1 1/4	30 (762)		779 (353)	3394 (1539)
116558	B-1400	370 (1400)	370 (1400)		97 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> (2483)					905 (410)	3958 (1795)
116559	B-1600	422 (1600)	422 (1600)		69 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> (1756)					1183 (537)	4665 (2116)
116560	B-2000	528 (2000)	528 (2000)		84 (2145)					1264 (573)	5620 (2549)
116793	B-2500	660 (2500)	660 (2500)	48 (1219)	100 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> (2562)					1445 (655)	6890 (3125)
116794	B-3000	792 (3000)	792 (3000)		118 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> (3000)					1630 (739)	8164 (3703)
116795	B-3500	925 (3500)	925 (3500)		111 (2820)	2	1 1/2	42 (1067)	1/4 (6)	2110 (957)	9741 (4418)
116796	B-4000	1057 (4000)	1057 (4000)	54 (1372)	124 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> (3163)					2230 (1011)	10950 (4967)
116819	B-5000	1321 (5000)	1321 (5000)	60 (1524)	128 (3251)					2450 (1111)	13403 (6079)
116841	B-7500	1980 (7500)	1980 (7500)		127 (3226)					4000 (1814)	20500 (9299)
116842	B-10000	2640 (10000)	2640 (10000)	72 (1829)	159 (4039)	3		54 (1372)	3/8 (10)	4900 (2223)	26890 (12197)
116843	B-15000	3963 (15000)	3963 (15000)		233 (5918)					6000 (2721)	39010 (17695)

Dimensions subject to change. Not to be used for construction purposes. \*Approximate weight 100% full occurs if bag fails or if air charge is lost. Refer to submittals for optional seismic restraints.

#### TYPICAL HYDRONIC HEATING/COOLING APPLICATION



NOTE: Tanks are factory pre-charged at 12 PSI (83kPa).

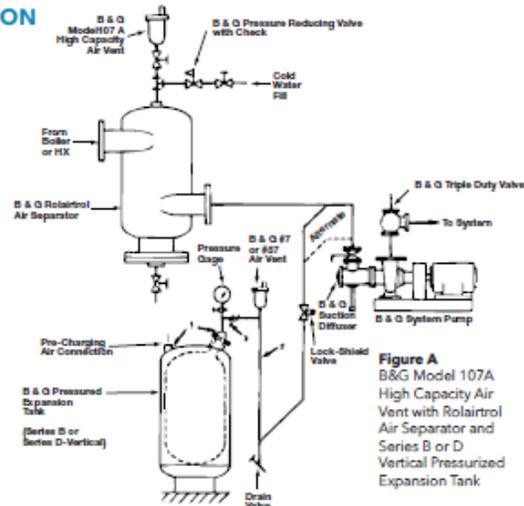


Figure A  
 B&G Model 107A  
 High Capacity Air  
 Vent with Rolairtrol  
 Air Separator and  
 Series B or D  
 Vertical Pressurized  
 Expansion Tank



Xylem Inc.  
 8200 N. Austin Avenue  
 Morton Grove, Illinois 60053  
 Phone: (847) 966-3700  
 Fax: (847) 965-8379  
 www.bellgossett.com

Bell & Gossett is a trademark of Xylem Inc. or one of its subsidiaries.  
 © 2013 Xylem Inc. A-350C June 2007

## Anexo 19. Datos técnicos del separador de aire seleccionado.

### ROLAIRTROL MATERIALS, OPERATING DATA & AIR ELIMINATION EFF.

#### CONSTRUCTION MATERIALS

Body – Models R-2, RL-2, R-2½, and RL-2½: Cast iron

Shell – All other models: Steel

System Strainer ("R" Models only): Have galvanized steel strainers with ¼" (4.8mm) diameter perforations with 51% open area.

Air Collector Tube: Stainless steel with ¼" (4mm) diameter perforations and 63% open area.

Baffle/Collector Tube Support Assembly: Steel

#### OPERATING DATA\*

Maximum working pressure . . . . . 125 PSIG (862 kPa)

Maximum operating temperature . . . . . 350°F (177°C)

\*Higher pressure and temperature ratings are available upon request.

#### PERFORMANCE DATA\*

Model No.	Design Capacity** GPM (m <sup>3</sup> /hr)	Size of Tangential Openings	Cv	Strainer Free Area in Sq. Inches (mm) <sup>2</sup>
R-2	56 (12.7)	2	44	32 (20,645.1)
R-2½	90 (20.4)	2½	64	45 (29,032.2)
R-3***	190 (43.2)	3	80	66 (42,580.8)
R-4(G)	300 (68.1)	4	135	140 (90,322.4)
R-5(G)	500 (120.4)	5	215	220 (141,935.2)
R-6(G)	700 (159.0)	6	532	310 (199,999.6)
R-8(G)	1,300 (295.2)	8	850	435 (280,644.6)
R-10(G)	2,000 (454.2)	10	1,180	590 (380,644.4)
R-12(G)	2,750 (624.5)	12	1,445	715 (461,289.4)
R-14	3,400 (772.1)	14	1,885	919 (592,902.0)
R-16	4,400 (999.2)	16	2,340	1,521 (981,288.4)
R-18	5,200 (1,180.9)	18	2,945	1,989 (1,282,223.2)
R-20	6,300 (1,430.7)	20	3,725	2,322 (1,498,061.5)
R-22	7,400 (1,680.5)	22	4,325	2,841 (1,832,899.8)
R-24	8,500 (1,930.4)	24		
RL-2	56 (12.7)	2	55	
RL-2½	90 (20.4)	2½	80	
RL-3***	190 (43.2)	3	215	
RL-4(G)	300 (68.1)	4	370	
RL-5(G)	500 (120.4)	5	580	
RL-6(G)	850 (193.0)	6	850	
RL-8(G)	1,900 (431.5)	8	1,445	
RL-10(G)	3,600 (817.6)	10	2,340	N/A
RL-12(G)	4,800 (1,090.1)	12	3,300	
RL-14	6,100 (1,385.3)	14	3,900	
RL-16	8,000 (1,861.8)	16	5,100	
RL-18	9,700 (2,202.9)	18	6,410	
RL-20	12,000 (2,725.2)	20	8,000	
RL-22	15,000 (3,406.5)	22	10,000	
RL-24	17,000 (3,860.7)	24	11,700	

\*For 20"-30" sizes, performance data is available upon request.

\*\*Recommended design capacity at 40% first pass, air elimination efficiency.

\*\*\*Flanged and grooved connections are also available for the 3" Rolairtrol.

For approximate dimensions, see B&G Rolairtrol Submittal A-326G.

#### AIR ELIMINATION EFFICIENCY

To find the first pass air elimination percentage of any Rolairtrol size, perform the following steps:

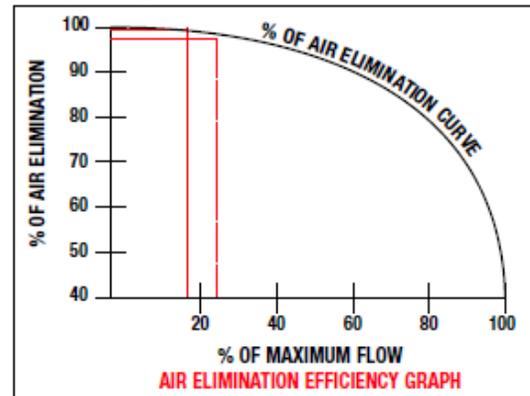
A. Determine actual system flow rate.

B. Find the maximum capacity of the Rolairtrol model (see Performance Data, below, left)

C. Use A & B in the following formula –

$$\frac{A}{B} \times 100 = \% \text{ OF MAXIMUM FLOW}$$

D. Draw a vertical line from the x-axis on the Air Elimination Efficiency Graph to the % air elimination curve line and find the percentage of air elimination.



**Example No. 1:** For an R-8 (with strainer) with 350 GPM passing through it, the percentage of maximum flow would be **(BROKEN RED LINE ABOVE):**

$$\frac{350}{1,300} \times 100 = 26.92\%$$

At this % of maximum flow the R-8 will separate **97.5%** of the entrained air on each pass through the unit. The pressure drop through the unit with a clean strainer would be 1.0 feet (see page 5).

**Example No. 2:** For an RL-8 (less strainer) with 350 GPM passing through it, the percentage of maximum flow would be **(SOLID RED LINE ABOVE):**

$$\frac{350}{1,900} \times 100 = 18.42\%$$

At this % of maximum flow the R-8 will separate **96.5%** of the entrained air on each pass through the unit. The pressure drop through the unit with a clean strainer would be 0.14 feet (see page 5).

### ROLAIRTROL MANUAL BLOWDOWN VALVE ACCESSORY MODEL MBV-1

The MBV-1 facilitates routine manual purging of system debris collected at the bottom of the separator. See B&G MBV-1 Submittal A-329 for more details.

#### MBV-1 CONSTRUCTION MATERIAL

Body: NPTF Bronze                      Seal: Reinforced PTFE  
Ball: Chrome Plated Brass              Packing: PTFE

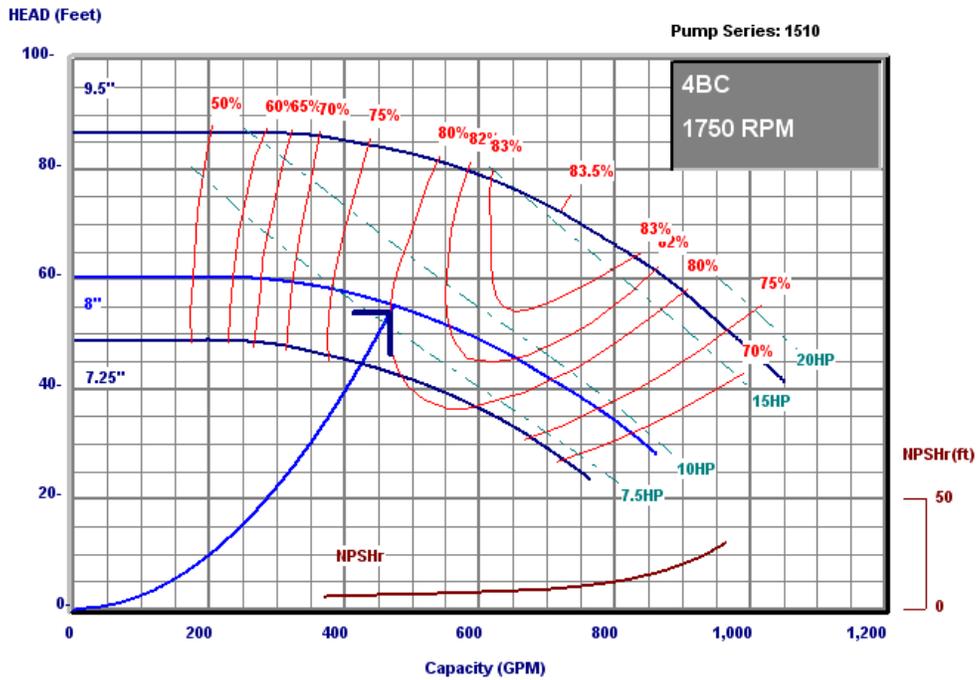
#### MBV-1 OPERATING DATA

Maximum working pressure . . . . . 300 PSIG (2069 kPa)

Maximum operating temperature . . . . . 250°F (121°C)



## Anexo 20. Datos técnicos de las bombas seleccionadas.



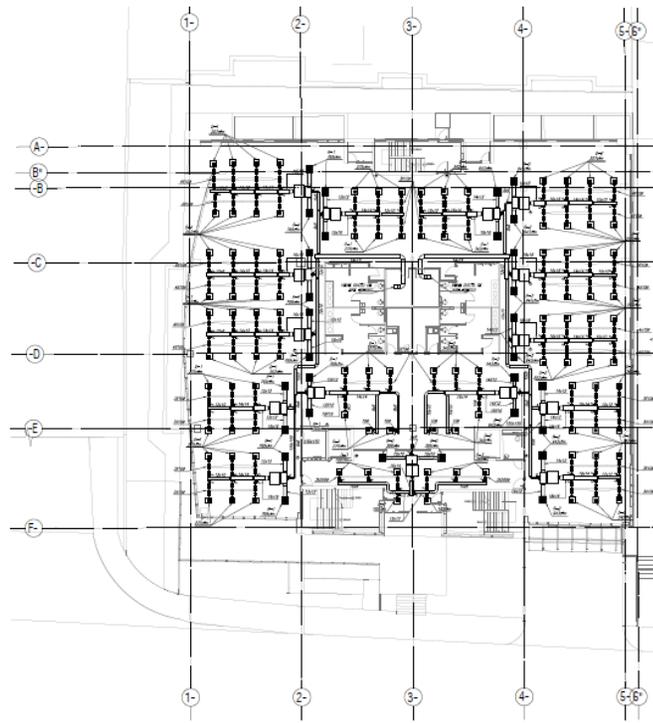
Suction Size = 5 "  
Discharge Size = 4 "

Min Imp Dia = 7.25 "  
Max Imp Dia = 9.5 "  
Cut Dia = 8 "

Design Capacity = 468.1 GPM  
Design Head = 54.0 Feet  
Motor Size = 10 HP

Bell & Gossett  
 ITT Industries

Anexo 21. Plano mecánico del sistema de aire acondicionado nivel 1.



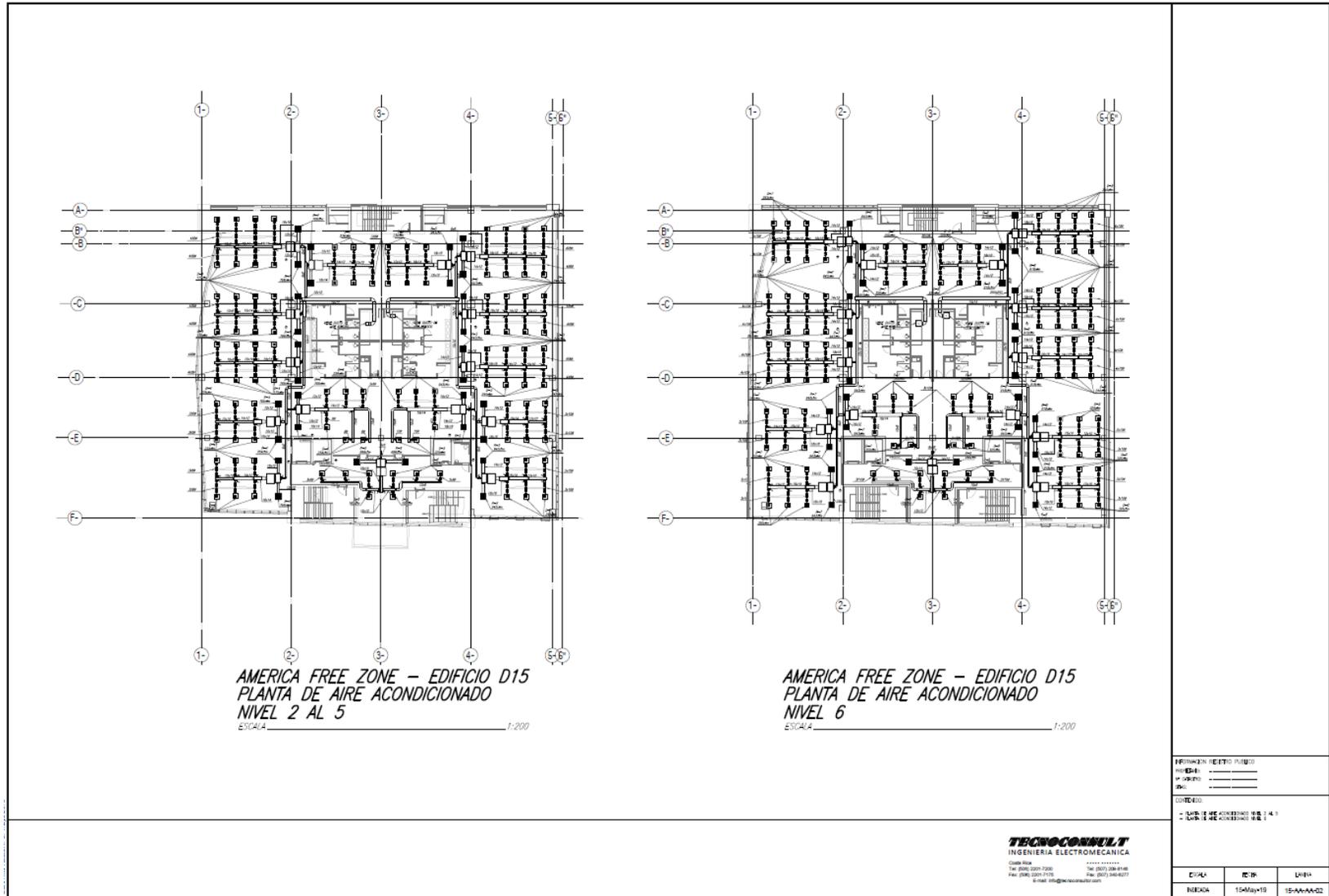
AMERICA FREE ZONE – EDIFICIO D15  
 PLANTA DE AIRE ACONDICIONADO  
 NIVEL 1  
 ESCALA 1:200

INFORMACION DEL DISEÑO:  
 PROYECTADO: \_\_\_\_\_  
 REVISADO: \_\_\_\_\_  
 DISEÑO: \_\_\_\_\_  
 CONTENIDO:  
 - PLANTA DE AIRE ACONDICIONADO NIVEL 1

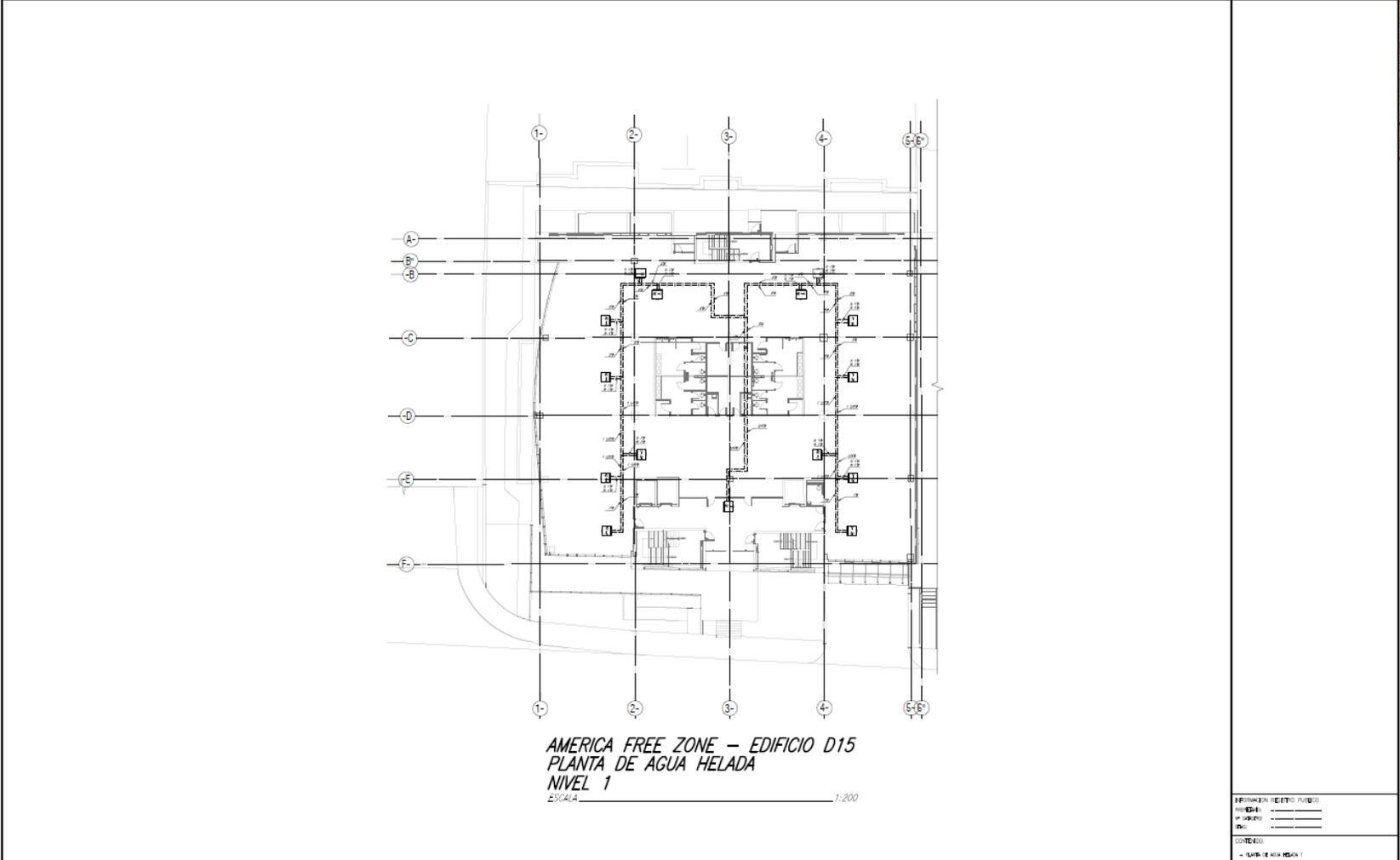
**TECNOCONSULT**  
 INGENIERIA ELECTROMECANICA  
 Calle Río .....  
 Tel. (506) 2221-7200 Fax (506) 2221-8148  
 P.O. Box (506) 2221-7175 Fax (506) 2221-8077  
 E-mail: info@tecniconsult.com

DISEÑO	REVISADO	LÍNEA
INDICA	15/May/18	15-AA-AA-01

**Anexo 22. Plano mecánico del sistema de aire acondicionado nivel 2-5 y 6.**



# Anexo 23. Plano mecánico del sistema de agua helada nivel 1.



**TECNOCONSULT**  
INGENIERIA ELECTROMECANICA

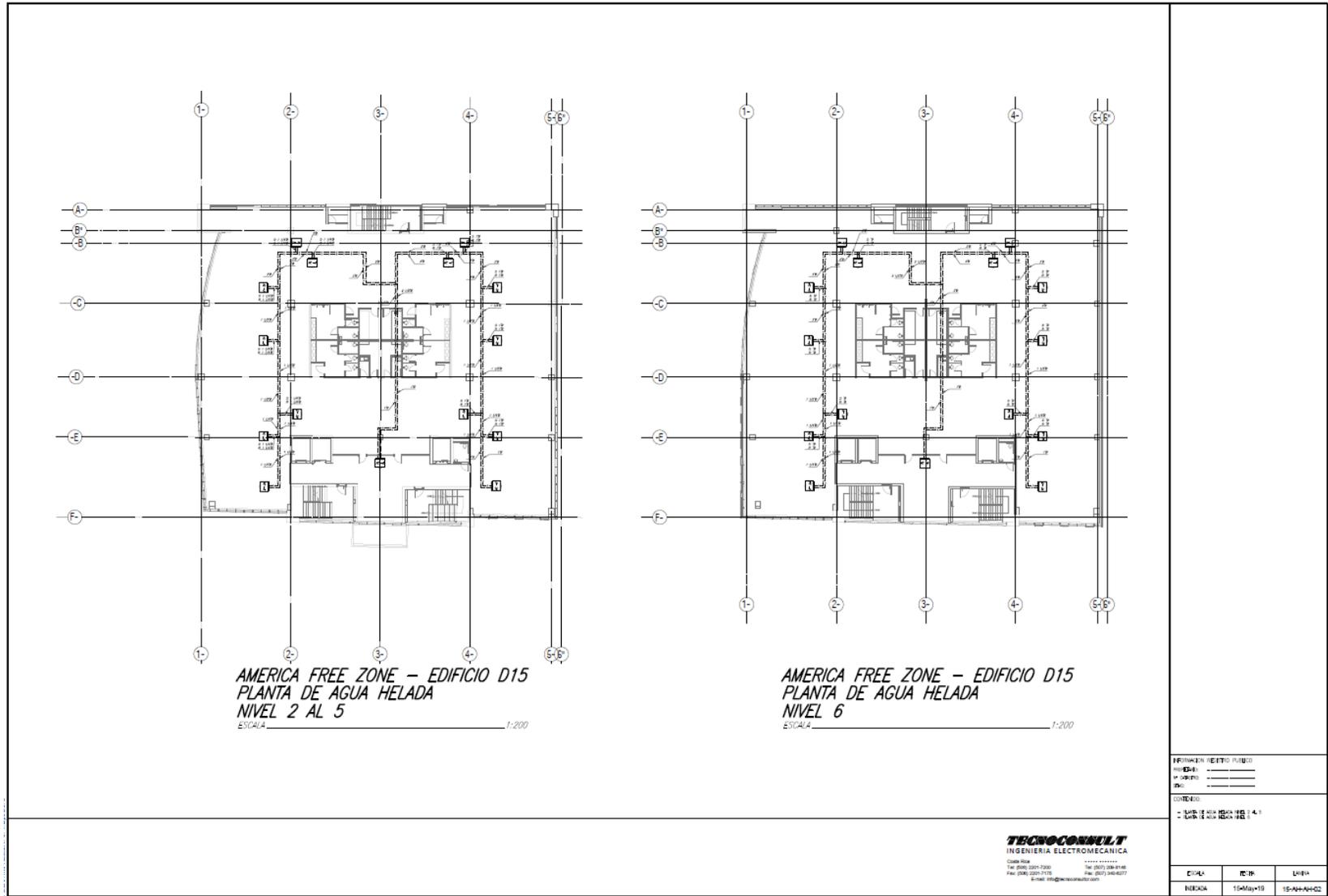
CARRERA 140A No. 10-10  
 TEL: (506) 2221-2200 FAX: (506) 2221-2248  
 SAN JOSÉ, COSTA RICA  
 WWW.TECNOCONSULT.COM

INFORMACION DEL DISEÑO:  
 PROYECTO: \_\_\_\_\_  
 CLIENTE: \_\_\_\_\_  
 FECHA: \_\_\_\_\_

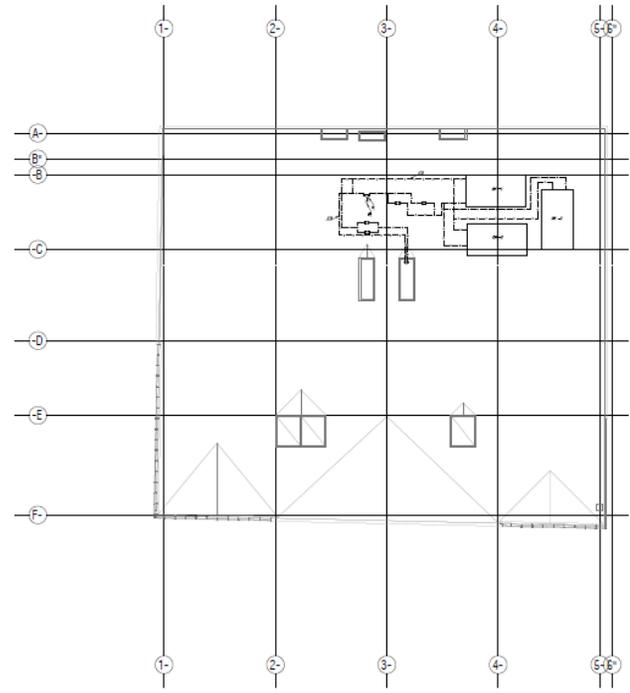
CONTENIDO:  
 - PLANTA DE AGUA HELADA 1

DISCIPLINA	FECHA	LIBRO
MECANICA	15/May/19	15-AN-AN-01

**Anexo 24. Plano mecánico del sistema de agua helada nivel 2-5 y 6.**



Anexo 25. Plano mecánico del sistema de agua helada azotea.



AMERICA FREE ZONE – EDIFICIO D15  
 PLANTA DE AGUA HELADA  
 NIVEL AZOTEA  
 ESCALA 1:200

FORMACIÓN HECHOS PLUMBOS		
PROYECTO	_____	_____
OPERA	_____	_____
CONTENIDO	- PLAN DE AGUA HELADA	
ETAPA	OP	L1/14
FECHA	15/May/19	15/AN/19-03

**TECNOCONSULT**  
 INGENIERIA ELECTROMECANICA  
 C/Gran Riera, 10 - 08033 Sant Joan de Vilatorrada (Barcelona) - España  
 Tel: (935) 3221-7300 Fax: (935) 384-8148  
 Fax: (935) 3221-7175 Fax: (935) 384-8277  
 e-mail: info@tecnocconsult.com

## Anexo 26. Plano de diseño de detalles del sistema de aire acondicionado.

TABLA DE DIFUSORES											
Recinto / Difusor	Caudal de diseño		Presión		Dimensiones		Velocidad		Ruido	Referencia	
	CFM	m <sup>3</sup> /s	in	mm	in x in	mm x mm	FPM	m/s	N.C.	Marca	Modelo
N1F1 / D-1	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N1F2 / D-2	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N1R / D-3	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N2-SF1 / D-4	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N2-SF2 / D-5	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N2-SR / D-6	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N6F1 / D-7	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N6F2 / D-8	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9
N6R / D-9	280.00	0.13	0.09	2.29	9x9	229x229	500.00	2.54	20.00	AIRGUIDE	AVP-PLT-4A-9x9

TABLA DE REJILLAS											
Recinto / Rejillas	Caudal de diseño		Presión		Dimensiones		Velocidad		Ruido	Referencia	
	CFM	m <sup>3</sup> /s	in	mm	in x in	mm x mm	FPM	m/s	N.C.	Marca	Modelo
N1F1 / R-1	720.00	0.34	0.04	1.02	12x12	300x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-12x12
N1F2 / R-2	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12
N1R / R-3	366.00	0.17	0.02	0.51	10x10	250x250	500.00	3.05	24.00	AIRGUIDE	RA-10x10
N2-SF1 / R-4	720.00	0.34	0.04	1.02	12x12	300x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-12x12
N2-SF2 / R-5	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12
N2-SR / R-6	720.00	0.34	0.04	1.02	12x12	300x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-12x12
N6F1 / R-7	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12
N6F2 / R-8	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12
N6R / R-9	992.00	0.47	0.04	1.02	14x12	360x300	800.00	4.06	36.00	AIRGUIDE	RA-14x12

Tabla de Fan Coils						
Equipo	Capacidad total	Capacidad sensible	Flujo aire	P estática	Info eléctrica	Referencia
	Ton	CFM	in wg	in wg	V/Ø/Hz	Modelo Marca
FC-1	3.20	2.37	1650.00	0.80	208/3/Ø	42BHE16RD4R617R4DE Carrier
FC-2	3.91	2.90	2000.00	0.80	208/3/Ø	42BHE16RD4R620L6DE Carrier
FC-3	1.80	1.32	900.00	0.80	208/3/Ø	42BHE16LD4R609L1CE Carrier
FC-4	2.67	1.98	1400.00	0.80	208/3/Ø	42BHE16RD4R614J2CE Carrier
FC-5	3.30	2.57	1900.00	0.80	208/3/Ø	42BHE16LD4R619L5CE Carrier
FC-6	2.92	2.17	1500.00	0.80	208/3/Ø	42BHE12LD4R615L5DE Carrier
FC-7	4.58	3.45	2400.00	0.80	208/3/Ø	42BHE20LD4R624L6EE Carrier
FC-8	3.81	2.83	1950.00	0.80	208/3/Ø	42BHE16RD4R620L6DE Carrier
FC-9	3.91	2.90	2000.00	0.80	208/3/Ø	42BHE16RD4R620L6DE Carrier

Tabla de Bombas de Agua							
Circuito	Flujo volumétrico	Cabeza			Referencia		
	GPM	ft	in	%	HP	Serie	Tamaño Marca
Primario	468.10	54.00	648.00	80.08	10.00	1510	4BC Bell & Gossett
Secundario	468.10	54.00	648.00	80.08	10.00	1510	4BC Bell & Gossett

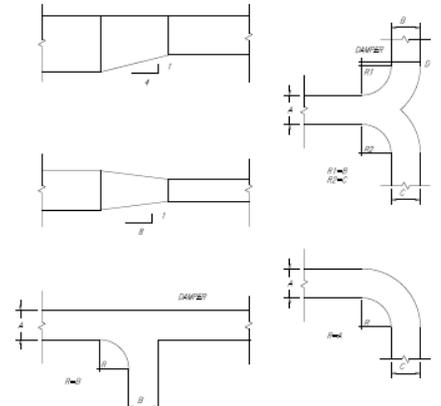
Tabla de Chillers					
Equipo	Capacidad de operación	Refrigerante	EBR	Info eléctrica	Referencia
	Ton		Btu/Wb	V/Ø/Hz	Modelo Marca
CH-1	133.70	R-134a	10.95	460/3/Ø	300A140 Carrier
CH-2	133.70	R-134a	10.95	460/3/Ø	300A140 Carrier
CH-3	133.70	R-134a	10.95	460/3/Ø	300A140 Carrier

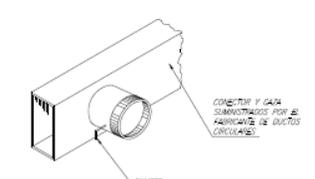
Tabla de Separadores de Aire			
Equipo	Capacidad de diseño		Referencia
	GPM	m <sup>3</sup> /s	Modelo Marca
SA	500.00	3.34E-02	R-S/GI Bell & Gossett

Tabla de Tanque de Expansión			
Volumen del tanque	Referencia		
(gal) / (L)	Modelo	Marca	
80 / 300	B-300	Bell & Gossett	



DETALLE DUCTOS RECTANGULARES  
ESCALA \_\_\_\_\_ SIN ESCALA



DETALLE CONEXION DUCTO CIRCULAR  
A RECTANGULAR  
ESCALA \_\_\_\_\_ SIN ESCALA

INFORMACION DEL DISEÑO:  
 INGENIERO: \_\_\_\_\_  
 DISEÑADOR: \_\_\_\_\_  
 REVISOR: \_\_\_\_\_  
 APROBADO: \_\_\_\_\_

CONTEXTO:	FECHA:	PROYECTO:
- BARRIO C-44 (CONTINUA)	15-MAR-19	15-ANDOT-01

**TECNOCONSULT**  
 INGENIERIA ELECTROMECANICA  
 Calle Río: \_\_\_\_\_  
 Tel: (098) 2201-2200  
 Fax: (098) 2201-2175  
 E-mail: info@tecnocconsult.com