

**UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
SISTEMA DE ESTUDIOS DE POSGRADO**

**DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y
VENTILACION PARA EL EDIFICIO DEL CENTRO NACIONAL DE
CONTROL DEL DOLOR Y CUIDADOS PALIATIVOS**

Trabajo final de graduación sometido a la consideración de la
Comisión del Programa de Estudios de Posgrado en Ingeniería Mecánica para
optar por el grado y título de Maestría Profesional en Ingeniería Mecánica con
énfasis en Sistemas Térmicos y de Energía

LUIS ANDRÉS FLORES QUIRÓS

Ciudad Universitaria Rodrigo Facio, Costa Rica

2017

Dedicatoria

Quiero agradecer en este trabajo a todas las personas que hicieron posible su realización, en especial al los profesores Gabriel Monge y Jhymer Rojas, y al Ing. Fabian Vargas por su invaluable aporte, así como a mis padres, quienes siempre me han brindado su apoyo incondicional.

Por último, un agradecimiento especial a mi amiga Hazel Aragón, quien me mantuvo motivado para finalizar este proyecto.

“Este trabajo final de investigación aplicada fue aceptado por la Comisión del Programa de Estudios de Posgrado en Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica, como requisito parcial para optar por el grado y título de Maestría Profesional en Ingeniería Mecánica con énfasis en Sistemas Térmicos y de Energía.”

Dr. Pietro Scaglioni Solano
Representante del Decano
Sistema de Estudios de Posgrado

M.Sc. Juan Gabriel Monge Gapper
Profesor Guía

M.Sc. Jhymer Rojas Vásquez
Lector

M.Sc. Fabián Vargas Chacón
Lector

M.Sc. Álvaro Sequeira Montero
Representante del Director
Programa de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Luis Andrés Flores Quirós
Sustentante

Dedicatoria.....	ii
Hoja del tribunal	iii
Resumen.....	viii
1. Introducción	1
1.1. Descripción general.....	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. Objetivo general.....	2
1.2.2. Objetivos específicos	2
1.3. Justificación	3
1.4. Antecedentes.....	4
1.5. Metodología.....	5
1.6. Alcances y delimitación	6
1.7. Limitaciones.....	7
2. Marco teórico.....	9
2.1. Aspectos fundamentales sobre la carga térmica.....	9
2.2. Cálculo de carga térmica	11
2.3. El método CLTD/CLF	13
2.3.1. Cálculo de cargas externas.....	14
2.3.1.1. Cargas conductivas.....	14
2.3.1.2. Carga solar por radiación a través de ventanas.....	15

2.3.1.3.	Carga a través de particiones, áticos y el piso	16
2.3.2.	Carga térmica interna para enfriamiento	17
2.3.2.1.	Personas	17
2.3.2.2.	Luces, motores y otros artefactos	18
2.3.3.	Ventilación e infiltración de aire	20
2.3.4.	Calor sensible y latente total.....	21
2.3.5.	Caudal de aire total	21
2.3.6.	Resultados finales	22
2.4.	Clasificación de equipos para aire acondicionado.....	23
2.4.1.	Unidades de ventana	23
2.4.2.	Sistemas partidos sin ductos	24
2.4.3.	Sistemas partidos.....	24
2.4.4.	Paquetes de techo y unidades autocontenidas.....	24
2.4.5.	Unidades manejadoras de aire	24
2.4.6.	Plantas de enfriamiento (chiller).....	25
2.5.	Diseño de ductería	25
2.6.	Filtros.....	27
3.	Recinto meta y propuesta de diseño.....	28
3.1.	Descripción general de la solución	28
3.2.	Parámetros para la selección del equipo de climatización	36

3.3. Metodología recomendada para diseño de acondicionamiento.....	39
3.4. Criterios de diseño.....	50
3.4.1. Consideraciones generales utilizadas para el cálculo.....	50
3.5. Muestra de cálculo razonada.....	53
3.5.1. Ejemplo de cálculo de recinto convencional (biblioteca).....	54
3.5.2. Ejemplo de cálculo de recinto especial (sala de cirugía).....	57
3.6. Síntesis de cálculo de carga térmica	62
3.7. Verificación de flujo de aire requerido en salas de cirugía, cuarto de lavado y pasillo séptico	66
3.8. Configuración del sistema	71
3.8.1. Sistema general del proyecto.....	71
3.8.2. Sistemas individuales.....	72
3.9. Cierre.....	80
4. Conclusiones.....	82
5. Bibliografía	87
Anexos	89
A.1. Formulario utilizado para el cálculo de carga térmica	89
A.2. Pasos cálculo de carga térmica según método CLTD de ASHRAE 1997 ..	90
A.3. Especificaciones del sistema de aire acondicionado para el proyecto	98
A.4. Planos del sistema de aire acondicionado	114

A.5. Cálculos de ventilación requerida por recinto.....	122
A.6. Resultados del cálculo de carga térmica para los diferentes recintos	125

Resumen

En este proyecto, se realizó el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire para el edificio del Centro Nacional de Control del Dolor y Cuidados Paliativos, localizada en barrio Aranjuez, San José de Costa Rica. Dicho centro hospitalario atiende a la población cuya salud se encuentra muy deteriorada, lo que hace imposible tratamiento médico correctivo. La Universidad de Costa Rica ofreció el diseño de los planos del edificio a la Caja Costarricense del Seguro Social, ya que no se contaba con recursos para realizarlos de manera externa.

Para realizar este proyecto, se determinaron las condiciones de diseño requeridas para un centro de este tipo. Se desarrolló una metodología de trabajo que inicia en la recolección de datos, pasando por cálculo de carga térmica, selección del sistema a utilizar, y la elaboración de planos y especificaciones de aire acondicionado.

Se obtuvo como resultado final el diseño de un sistema de agua helada, lo que requiere una planta de enfriamiento con capacidad pico combinada de 158 kW. El sistema utiliza unidades manejadoras de agua helada. Se realizó además un análisis para determinar si existía la posibilidad de contaminación cruzada entre aposentos considerados críticos.

1. Introducción

1.1. Descripción general

Este trabajo consiste en el diseño del sistema de aire acondicionado para el edificio del Centro Nacional de Control del Dolor y Cuidados de Cuidados Paliativos, cuyas instalaciones van desde atención general al público hasta realización de procedimientos quirúrgicos. Debido a la naturaleza especial de las labores que se llevan a cabo, la institución necesita un sistema de climatización a la medida de los requerimientos particulares de ese conjunto de recintos. Esto implica que los procedimientos convencionales de dimensionado y los componentes comúnmente usados en sistemas de aire acondicionado comercial no son necesariamente suficientes, pues existen espacios cuyos requerimientos van más allá de un diseño común de un sistema de aire acondicionado. Se deben evaluar necesidades especiales en temas como limpieza del aire, temperatura y humedad relativa, fuentes de generación de calor no presentes en otro tipo de espacios, sin olvidar el bienestar de las personas que habitarán las diferentes zonas. En el país es poco común desarrollar un proyecto hospitalario, y es la primera edificación que se enfoca específicamente en los cuidados paliativos de los pacientes, por lo que hay que considerar las normas y recomendaciones particulares para este tipo de proyectos.

Para el diseño se consultó la normativa pertinente, en particular las normas de ventilación ASHRAE 62.1 y 170P, y se utilizó el método de cálculo de carga térmica ASHRAE CLTD 1997.

El sistema propuesto consiste en una planta enfriadora de agua helada de 158 kW, unidades manejadoras de aire, ductos, extractores de aire y otros accesorios requeridos según se indica en los planos que acompañan este documento.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Diseñar utilizando técnicas y componentes contemporáneos un sistema de climatización a la medida de las necesidades y requerimientos especiales de un centro de control del dolor.

1.2.2. Objetivos específicos

1. Obtener la información climática, normativa aplicable, condiciones de trabajo y requerimientos especiales necesarios para el correcto funcionamiento de todos los recintos servidos por el sistema de climatización.
2. Separar por categorías de necesidades de acondicionamiento y de requerimientos especiales los recintos servidos para optimizar la integración, dimensionado y tipos de componentes y equipos que vayan a afectar los costos iniciales y de operación.
3. Llevar a cabo el cálculo de las cargas térmicas de cada recinto servido utilizando técnicas contemporáneas adaptadas a las condiciones ambientales y climáticas previamente establecidas.
4. Elegir la localización, estructuras especiales e instalaciones auxiliares necesarias para la climatización de los recintos servidos.
5. Preparar los diagramas de configuración y especificaciones generales de la ductería, suministro energético, tuberías, controles de usuario, localización de los equipos y accesorios que describan la solución de climatización.

1.3. Justificación

Este trabajo responde a parte de la estrategia de construcción de inmuebles de la Fundación de Cuidados Paliativos. En el año 2007, esta organización contactó a la *Universidad de Costa Rica*, particularmente a las diferentes Escuelas que componen la Facultad de Ingeniería, con el fin de que les contribuyeran con la elaboración de los planos para el nuevo *Centro de Control del Dolor y Cuidados Paliativos*. En ese momento, las instalaciones en funcionamiento no eran suficientes para atender a la población meta de la organización. Los estudiantes de la Escuela de Arquitectura Sofía Martorell Esquivel y Randall Chaves Araya desarrollaron los diseños arquitectónicos del proyecto, sobre los que se elaboraron como complemento los diseños de los sistemas mecánicos y de distribución eléctrica. En consecuencia, en abril del 2008, la Escuela de Ingeniería Mecánica contactó a varios estudiantes de niveles de pregrado y de posgrado, con el fin de que conformaran los planos requeridos para los diferentes sistemas mecánicos.

Entre otros servicios y facilidades, esta edificación requiere sistemas de ventilación y aire acondicionado debido a la localización geográfica de las instalaciones y a la naturaleza de las labores que se desarrollan. Entre las zonas que incluye este proyecto se incluyen salas de cirugía, las cuales requieren una temperatura y humedad adecuada para evitar el crecimiento y la propagación de microorganismos que puedan afectar al paciente que está recibiendo una cirugía. En los recintos donde se manipulan medicamentos se recomienda controlar las condiciones ambientales, para evitar el deterioro de estos. Otros espacios incluidos en el proyecto, como oficinas y aulas requieren acondicionamiento de aire para mantener un nivel adecuado de confort, de tal manera que las personas puedan realizar sus labores de una manera óptima.

Estas condiciones diferenciadas requieren la utilización de equipos individualizados, los cuales puedan suministrar las condiciones específicas para cada recinto, sean estas de ventilación, control de temperatura y humedad o filtrado de aire. El diseño

de los sistemas debe ofrecer soluciones adecuadas para cada espacio, tomando en cuenta consideraciones adicionales como son la vida útil que se espera de los equipos en una edificación como ésta, su costo inicial, de operación y mantenimiento, facilidad de limpieza para evitar contaminación de los pacientes, y uso adecuado de los recursos energéticos.

1.4. Antecedentes

El *Centro Nacional de Control del Dolor y Cuidados Paliativos* tiene sus orígenes en el año 1991, cuando se inician los cuidados paliativos en el *Hospital Calderón Guardia* en San José, Costa Rica. En 1994, se estableció propiamente una fundación, llamada «*Clínica del Dolor*», la cual tiene como objetivo brindar el soporte económico y logístico para la unidad encargada de cuidados paliativos. En dicho recinto, se atiende a las personas que debido a su condición de salud y avance de su padecimiento requieren tratamientos especializados para la reducción del dolor en la fase terminal de su padecimiento.

Esta clínica atiende a gran cantidad de pacientes, sin embargo, los recursos físicos y humanos requeridos sobrepasan los existentes. La infraestructura no es la adecuada para atender las cerca de cincuenta citas diarias y no se puede dar atención las veinticuatro horas del día ni en fines de semana, por la misma infraestructura en donde actualmente está ubicada la clínica y las condiciones administrativas que la rigen.

En marzo del año 2007, se otorgó al centro el presupuesto para construcción de un nuevo edificio, pero no se consideró dentro en el presupuesto el diseño de planos constructivos. Por esta razón, la *Caja Costarricense del Seguro Social (CCSS)* estableció un plan de cooperación con la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Costa Rica, para que estudiantes avanzados de las diversas carreras relacionadas ayudaran en el diseño de los planos constructivos del edificio.

Originalmente el proyecto se construiría en un terreno ubicado al frente del ala de emergencias del Hospital Calderón Guardia, sin embargo posteriormente fue rediseñado, y su ubicación se trasladó a un terreno ubicado a 200 m norte de la antigua entrada del emergencias del hospital. La construcción inició en el año 2016 con un presupuesto de \$7,4 millones (Gobierno de Costa Rica, 2017), y fue desarrollado con el modelo *llave en mano* por parte de la compañía constructora *Van Der Lat y Jiménez*. El proyecto se espera que sea entregado en el transcurso de la segunda mitad del año 2017.

1.5. Metodología

Para completar el presente trabajo, se llevaron a cabo las siguientes actividades:

- Se obtuvieron los planos arquitectónicos del proyecto, que involucra información de orientación, materiales de construcción, localización geográfica y proximidad con otras edificaciones y zonas verdes.
- Se consultaron fuentes bibliográficas especializadas para conocer cualquier requisito adicional de diseño para el proyecto en general, así como para los diferentes recintos especiales que lo integran.
- Se realizó el cálculo de carga térmica, utilizando la información obtenida en los pasos anteriores para modelar el edificio según se requiere para el método de cálculo de carga térmica por diferenciales de temperatura equivalentes.
- Según los cálculos de carga térmica individual por recinto, se asignó a cada uno el caudal de aire demandado y se verificaron las condiciones requeridas en recintos seleccionados.

- Se obtuvo información de fabricantes sobre diferentes unidades de aire acondicionado según los requerimientos de cada espacio, para tener una referencia del espacio físico que necesitan las diferentes unidades.
- Se distribuyeron los equipos principales de aire acondicionado en las plantas arquitectónicas para las que se disponía documentación.
- Se determinaron tamaños y rutas de ductos necesarias para los diferentes caudales de aire acondicionado y aire fresco necesario para cada recinto.
- Se determinó el caudal de agua helada necesaria para cada unidad, así como la ruta de tubería necesaria para alimentarlas.
- Se prepararon los planos de distribución unidades, ductos, controles y tuberías de agua helada.
- Se elaboraron los complementos a los planos incluyendo listas de materiales y equipos, capacidades de elementos y accesorios, y detalles de construcción pertinentes.
- Se prepararon especificaciones generales para los equipos y auxiliares necesarios para la ejecución del proyecto.
- Se redactó una síntesis de prácticas recomendadas para el diseño de sistemas de aire acondicionado que operen en recintos de similar aplicación y localidad.

1.6. Alcances y delimitación

El presente proyecto consiste en la obtención de los datos previos necesarios, el cálculo de carga térmica según la metodología expuesta, y el diseño del sistema de aire acondicionado, entendiendo este como las unidades manejadoras, ductería, difusores y rejillas, extractores e inyectores de aire necesarios para brindar las

condiciones ambientales requeridas en los diferentes espacios a acondicionar, según los planos arquitectónicos entregados.

En el diseño presentado en planos se incluirá el sistema de alimentación de agua helada necesario para el sistema, pero los pasos requeridos para su diseño no serán expuestos en este trabajo.

Se indicarán las características operativas necesarias para seleccionar los equipos del sistema, y si es necesario, se especificará un modelo de referencia, pero no es objetivo de este proyecto el dar una selección final de todos los equipos, pues no se desea comprometer el diseño realizado con ninguna marca fabricante. Por esta misma razón no se incluyen costos de equipos, materiales o mantenimiento.

El sistema de aire acondicionado no estará diseñado para realizar funciones de control de humo en caso de incendios, ya que esto requeriría una integración con sistemas de otras disciplinas las cuales escapan al alcance de este proyecto.

Los cálculos realizados para obtener el diseño final están basados en la metodología y los datos existentes de climatología, y se toman como fidedignos.

La información, planos y especificaciones generados a partir de este proyecto no deben considerarse completos para licitaciones u ofertas de construcción, y por ello no podrán ser utilizados como diseño final de este ni ningún otro proyecto.

1.7. Limitaciones

Al momento de realizar este proyecto, se encontraron varias situaciones, las cuales afectaron negativamente el avance del mismo. Algunos de estos problemas se relatan en esta sección.

El diseño original cambió en varias ocasiones, pues se requirieron ajustes arquitectónicos. El programa funcional, donde se indica el requerimiento de cada zona, está elaborado con referencia a un diseño anterior, por lo que no corresponde totalmente con el diseño final. Asimismo, en cierto momento se indicó que el lote en el cual se construiría la obra ya no estaba disponible, por lo que el diseño cambiaría radicalmente. Esto último no sucedió, pero retrasó el avance.

Los planos arquitectónicos finales no contienen toda la información requerida, y carecen de información fundamental. Hay recintos cuyo uso no está indicado, y algunos carecen de distribución de muebles, lo que no permite obtener datos de cantidad de personas y equipos presentes. Tampoco se cuentan con los planos de ingeniería civil del proyecto, por lo que se asume que la estructura podrá soportar el peso de las unidades.

No hay ninguna información sobre materiales ni métodos de construcción a utilizar, lo que disminuye de manera apreciable la exactitud del modelo para el cálculo.

No fue posible contactar al arquitecto o alguna persona encargada para obtener datos adicionales, debido a que el diseño arquitectónico fue realizado por dos estudiantes de la Universidad, los cuales no le dieron seguimiento una vez que terminó su trabajo.

No existió colaboración entre los grupos que se encargaron del diseño de cada una de las áreas que implica un proyecto de este tipo (arquitectura, ingeniería civil, eléctrica, protección de incendios, entre otros). Esto plantea problemas de coordinación entre los diferentes sistemas, los cuales deberían ser integrales, y genera conflictos de utilización de espacio físico.

A pesar de estas limitaciones, se realizó un diseño según las mejores prácticas profesionales con la información disponible en el momento. Si se desea utilizar información total o parcial de este informe para un futuro diseño se debe contactar al autor para su autorización.

2. Marco teórico

2.1. Aspectos fundamentales sobre la carga térmica

Se conoce como *calor* a la energía que produce un cambio en la temperatura o estado de la masa, y para efectos de sistemas de climatización se le denomina respectivamente como calor sensible y calor latente.

El calor sensible es el que ingresa al recinto de forma directa, y tiene la característica de que genera un aumento en la temperatura del aire. Dentro de las formas de ingreso del calor sensible, se pueden citar las siguientes:

- Conducción de calor a través de puertas, paredes, techos, pisos y otras superficies,
- Radiación solar que pasa a través de ventanería y otras superficies transparentes,
- Calor generado por equipos, personas, procesos, y otros.

El calor latente es la cantidad de energía que se requiere para producir cambios en el contenido de humedad del ambiente. Debido a que uno de los parámetros principales de comodidad para las personas es la cantidad de agua presente en el aire, es necesario añadir o eliminar humedad cuando su nivel no es satisfactorio. Esto se logra por procesos de evaporación o condensación, los cuales requieren cierta cantidad de energía para llevarse a cabo.

La humedad puede ingresar al recinto con el aire proveniente del exterior, con procesos tales como la respiración y la evaporación del sudor, o añadida directamente por medio de equipos que añadan o disminuyan la masa de agua presente en el ambiente.

El objetivo de los sistemas de acondicionamiento de aire es el de mantener las condiciones de temperatura y humedad del recinto dentro de parámetros aceptables para su ocupación. Por lo tanto, es de suma importancia para el campo de la climatización el conocer como controlar la generación de calor que influye sobre el ambiente, por medio del cálculo de la carga térmica.

La carga térmica es la tasa a la cual entra o sale el calor de un espacio de estudio. Está compuesta básicamente por dos componentes: el calor que entra desde el exterior a través de diversas superficies, y el generado internamente.

El cálculo de esta carga térmica es el fundamento del diseño de los sistemas de aire acondicionado, pues representa una forma objetiva de determinar numéricamente el calor que se requiere eliminar para acondicionar un espacio.

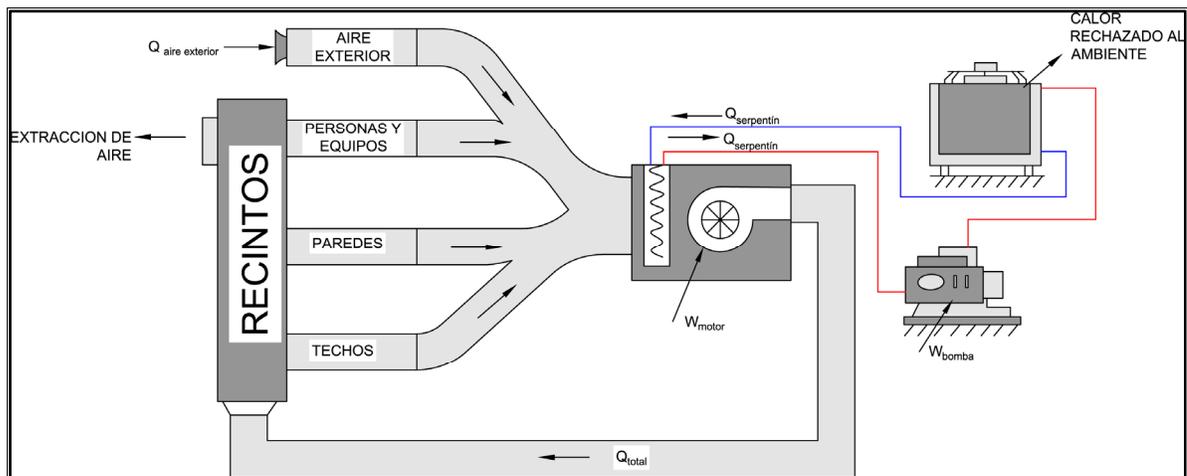


Figura 2.1 Diagrama de flujos de calor en un sistema de aire acondicionado
(Fuente: el autor)

2.2. Cálculo de carga térmica

El cálculo de una carga térmica para un espacio determinado requiere la realización de un balance de energía para el calor convectivo, conductivo y por radiación para cada superficie del espacio, así como para el calor convectivo del aire dentro de la habitación. Este cálculo requiere de una gran cantidad de ecuaciones para describir el balance de energía.

Para ayudar en esta laboriosa tarea, la *Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Aire Acondicionado y Refrigeración (ASHRAE)* ha establecido varios métodos para calcular la carga térmica de una construcción de una manera más directa y sencilla. Estos son:

- **TETD**, método de temperatura diferencial total equivalente: este es de poco uso en la actualidad. Se basa en la selección de conjuntos de paredes y techos representativos en la construcción a analizar, y obteniendo un promedio de la carga térmica total instantánea. Tiene como inconveniente que utiliza varios parámetros en los cuales el diseñador debe aplicar criterios no objetivos.
- **TFM**, método de función de transferencia: este se utiliza en programas de cómputo, debido a que su uso implica una gran cantidad de cálculos complejos. Es similar al método anterior, pero difiere en que este método utiliza una serie de funciones de transferencia, las cuales definen valores multiplicadores para cada diferencia de temperatura. Además, este método toma en cuenta las diferencias de temperatura que se dan a través del tiempo.
- **CLTD/CLF/SCL**, método de diferencial de temperatura para enfriamiento: este método surgió con base en investigaciones sobre los dos métodos anteriores. Los resultados se utilizaron para definir un diferencial de temperatura que debe añadirse al existente dentro del espacio analizado, para compensar factores tales como radiación solar y almacenamiento de calor dentro del espacio interno.

- **RTS:** es el método más reciente, introducido por ASHRAE en el manual del año 2001 y descrito más detalladamente en el del año 2005. Es un método simplificado, derivado del método de balance de energía, que utiliza factores para convertir cargas radiantes instantáneas de energía en carga térmica distribuida en un período de 24 horas. Presenta como ventaja que permite comparar fácilmente el comportamiento de las cargas a través del tiempo. Sin embargo, requiere gran cantidad de cálculos, por lo que se recomienda utilizar algún método de cálculo por computadora.

En el presente trabajo se utilizará el método CLTD, descrito por última vez en el manual de ASHRAE del año 1997 para el cálculo de carga térmica, debido a que sus resultados presentan un margen de error aceptable (Spitler, 1993) y el procedimiento de cálculo consiste en pasos secuenciales de fácil comprensión, lo que hacen posible la descripción de los pasos utilizados en este proyecto de manera fácil para el lector. ASHRAE establece que *“para un método de cálculo de carga térmica manual, refiérase al método CLTD/CLF en el capítulo 28 del Manual ASHRAE – Fundamentals de 1997”* (ASHRAE, 2005, pág. 18.21). Con respecto a la validez de utilizar éste método, o cualquiera de los anteriores, ASHRAE en el mismo documento indica lo siguiente: *“Aunque los procedimientos TFM, TETD/TA y CLTD/CLF no se publican en este capítulo, esos métodos no están invalidados o desacreditados. Ingenieros experimentados los han utilizado en forma exitosa en millones de edificios alrededor del mundo. La precisión de los cálculos de carga térmica en la práctica dependen primeramente en la disponibilidad de información precisa y el juicio del ingeniero en las valoraciones realizadas al interpretar los datos disponibles. Estos factores tienen una mayor influencia en el éxito de un proyecto que la elección de un método de carga térmica particular”* (ASHRAE, 2005, pág. 18.49), por lo que se entiende que el método CLTD o cualquiera de los anteriores es válido.

Con respecto al porcentaje de error que se podría obtener entre los métodos CLTD/CLF y RTS, la compañía *Elite Software*, creadores del programa de cálculo

por computadora *CHVAC* (el cual se utilizará posteriormente en este trabajo) determinó que la diferencia en el resultado entre ambos métodos de cálculo para diferentes proyectos en diferentes ubicaciones se encuentra en el rango del 5 al 10% (Smith, 2011).

2.3. El método CLTD/CLF

El método CLTD/CLF está definido en el *Manual de Fundamentos de ASHRAE* en el capítulo 28 (ASHRAE, *ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals*, 1997). Consiste en un grupo de ecuaciones cuyo objetivo es determinar la carga térmica que se tiene en un espacio, generada tanto por el calor proveniente del exterior como del interior. Los cuadros, así como los números de capítulo nombrado en el presente capítulo, son con referencia este manual en su edición del año 1997. En el anexo 1, se incluye un formulario preparado para ingresar los datos asociados a un determinado recinto según el método que se discutirá.

En este método se indica que la ganancia de carga térmica se origina por los siguientes factores:

- Radiación solar a través de materiales transparentes, tales como vidrios,
- Conducción de calor a través de paredes y techos,
- Conducción de calor a través de particiones interiores, cielos y piso,
- Calor generado dentro del recinto por sus ocupantes, iluminación, equipos y procesos,
- Ganancias de calor debidas a la introducción de aire exterior como ventilación o infiltración,
- Cargas térmicas misceláneas.

2.3.1. Cálculo de cargas externas

2.3.1.1. Cargas conductivas

Esta carga toma en cuenta el flujo de calor que cruza las paredes, los techos y la conducción a través de ventanales. El método CLTD toma como referencia una temperatura de diseño interna de 25 °C, por lo que para valores diferentes de temperatura, se debe utilizar un factor de corrección. La ecuación que la define es:

$$q = UA(CLTD) \quad (2. 1)$$

donde:

q = flujo de calor

U = coeficiente de calor para paredes y techos, según tabla 24 del Capítulo 24, y para vidrios, según tabla 5 del Capítulo 29 del *Manual de ASHRAE* (ASHRAE, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals, 1997).

A = área del techo, pared o ventana

$CLTD$ = diferencia de temperatura de carga térmica para enfriamiento, según las tablas 30 o 32 del Capítulo 28 del manual anteriormente indicado. Este factor consta de la diferencia de temperatura entre el aire externo e interno, y un factor de corrección.

Cabe mencionar que el valor del flujo de calor debe calcularse para cada uno de los espacios a acondicionar.

Esta ecuación puede introducir errores, sobre todo si el tamaño de los componentes, la configuración o la masa del edificio es diferente al utilizado para calcular los valores de CLTD.

2.3.1.2. Carga solar por radiación a través de ventanas

Las ventanas, al permitir el paso de la luz solar, permiten además el paso de la radiación solar asociada, lo cual afecta en gran medida la temperatura dentro de un espacio. Dado que la ecuación anterior no toma en cuenta esta radiación de calor, es necesario definir una ecuación que tome en consideración estos efectos.

La radiación no tiene un efecto inmediato en la temperatura del recinto. Los análisis han demostrado que su principal efecto es aumentar la temperatura del piso, paredes y muebles más allá de la temperatura ambiental. Estos elementos almacenan esta energía, para liberarla más tarde, cuando no están expuestos a una radiación directa. Una forma de reducir la carga por radiación es colocando persianas, dado que estas tienen muy poca masa, por lo que almacenan poca energía. Otra forma es utilizar alfombras en las áreas acondicionadas, para evitar la reflexión de la luz solar en el piso.

La ecuación que se utiliza para calcular el calor por radiación es la siguiente:

$$q = A(SC)(SCD) \quad (2. 2)$$

donde:

q = flujo de calor

A = área de la ventana considerada

SC = coeficiente de sombra, según el Capítulo 29 (ASHRAE, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals, 1997). Este factor toma en cuenta la existencia o no de dispositivos para producir sombra, tales como persianas, cortinas o aleros en las ventanas

SCL = factor de carga solar para enfriamiento sin sombra, según la tabla 36 del Capítulo 28 del manual anteriormente indicado.

2.3.1.3. Carga a través de particiones, áticos y el piso

Una partición es un espacio no acondicionado, el cual se encuentra adyacente a una habitación acondicionada. Dado que se tienen estas condiciones, existe una diferencia de temperatura entre los espacios, la cual crea un flujo de calor no deseado hacia el área a enfriar. Este mismo fenómeno se puede dar entre un ático o un piso no acondicionados, y el espacio que se desea controlar.

Cuando existan condiciones de este tipo, se debe utilizar la siguiente ecuación:

$$q = UA(t_b - t_{rc}) \quad (2.3)$$

donde:

q = flujo de calor

U = coeficiente de transferencia de calor para una partición, ático, o piso, según la tabla 4 del capítulo 24 (ASHRAE, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals, 1997).

A = área de la pared adyacente a la partición, o área del ático o del piso, según el caso presente

t_b = temperatura en el espacio adyacente

t_{rc} = temperatura de diseño dentro del espacio acondicionado

2.3.2. Carga térmica interna para enfriamiento

Dentro del espacio existen fuentes de calor, las cuales deben considerarse a la hora de calcular la carga térmica.

Algunas de estas fuentes de calor son fáciles de determinar. Por ejemplo, basta colocarse cerca de una cocina para darse cuenta que esta calienta el aire de los alrededores. Pero otras fuentes de calor interna son difíciles de concebir, tales como la respiración de personas, animales y plantas. En esta sección se describen estas cargas y métodos aceptados para estimar su magnitud.

Por esta razón, la *ASHRAE* define varias ecuaciones, con las cuales se calcula la carga interna del recinto, además de otras fuentes de material bibliográfico dependiendo de la naturaleza de la fuente de calor.

2.3.2.1. Personas

Las personas son una fuente de calor interna, debido principalmente a dos factores:

- La temperatura promedio de una persona es de 37 °C, en contraste con la temperatura ambiental, la cual en un espacio acondicionado ronda los 23 °C. Esto aumenta el calor sensible dentro de una habitación.
- Las personas generan vapor de agua en sus procesos biológicos, el que luego es expulsado tanto por la respiración como por el sudor. Este vapor expulsado debe ser enfriado y condensado por el proceso de acondicionamiento de aire, lo que eleva la cantidad de calor latente que se debe remover del aire.

El calor sensible total producido por una persona no es convertido directamente en una carga de enfriamiento. Esto debido a que hay una parte del calor el cual es irradiado hacia los alrededores, para después ser liberado en forma convectiva.

Las ecuaciones que cuantifican la carga térmica generada por las personas es:

$$q_{sensible} = N(\text{factor de calor sensible})(CLF) \quad (2.4)$$

$$q_{latente} = N(\text{factor de calor latente}) \quad (2.5)$$

donde:

N = número de personas dentro del espacio

Factor de calor sensible y latente = estos factores representan la cantidad de calor promedio que genera una persona, según la actividad que está realizando, según la tabla 3 del Capítulo 28 .

CLF = factor de carga para enfriamiento, por horas de ocupación, según la tabla 37 del Capítulo 8 (ASHRAE, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals, 1997).

2.3.2.2. Luces, motores y otros artefactos

Los bombillos, tubos fluorescentes y otros dispositivos que se utilizan para suministrar luz generan calor dentro del espacio. La ecuación (2.6) está dada por ASHRAE para calcular esta carga térmica.

$$q_{el} = WF_{ul}F_{sa}(CLF) \quad (2.6)$$

donde:

q_{ul} = calor generado por iluminación

F_{ul} = factor de uso de la iluminación, según sea apropiado

F_{sa} = factor de tolerancia, según sea apropiado

CLF = factor de carga para enfriamiento, según tiempo de utilización de la iluminación.

Los factores F_{ul} y F_{sa} son valores menores a la unidad. Estos parámetros se utilizan debido a que la potencia total que consume un dispositivo de iluminación no es convertida totalmente en calor, pues hay una parte que sale al exterior como luz visible. El valor que se utiliza varía según los datos brindados por el fabricante del dispositivo, o la experiencia del diseñador del sistema de aire acondicionado, pues no hay valores estandarizados para estos parámetros.

Además de la iluminación, dentro de un espacio acondicionado hay artefactos que aumenten la carga térmica total. Para el caso de los motores, el cálculo del calor se lleva a cabo con la siguiente fórmula:

$$q_p = PE_F CLF \quad (2.7)$$

donde:

q_p = calor generado por el motor

PE_F = potencia consumida según la placa del fabricante

CLF = factor de uso

El calor generado por los demás artefactos eléctricos, tales como electrodomésticos, hornos u otros, se puede calcular según las ecuaciones

$$q_{sensible} = q_{entrada} F_U F_R (CLF) \quad (2.8)$$

$$q_{latente} = q_{entrada} F_L (CLF) \quad (2.9)$$

donde:

$q_{sensible}$, $q_{latente}$ = calor sensible y latente generado por el artefacto, según las tablas 5 a la 9 del Capítulo 28.

F_U , F_R , F_L = factores de utilización, de radiación y de carga

CLF = factor de uso

Es importante notar que ciertos electrodomésticos, como cocinas, hornos o cafeteras, pueden generar vapor, por lo que debe adicionarse el calor latente a la carga térmica total del espacio.

2.3.3. Ventilación e infiltración de aire

Dentro de un espacio acondicionado, es necesario reemplazar la masa de aire existente en forma constante, para evitar la acumulación de olores o gases tóxicos, así como mantener los niveles de oxígeno normales para la respiración humana. Por esta razón, en los sistemas de acondicionamiento de aire se debe introducir una cierta cantidad de aire desde el exterior del recinto. Este aire que se introduce debe ser filtrado, deshumidificado y atemperado, dado que proviene del exterior. El calor necesario para enfriar esta masa de aire debe ser considerada en el cálculo de la carga térmica total.

Es importante recordar que el aire contiene una pequeña cantidad de vapor de agua, por lo que se debe tomar en cuenta el calor latente necesario para adecuar el nivel de humedad. Las ecuaciones utilizadas según el método CLTD son las siguientes:

$$q_{sensible} = 1,23Q(t_o - t_i) \quad (2. 10)$$

$$q_{latente} = 3010Q(W_o - W_i) \quad (2. 11)$$

$$q_{total} = 1,20Q(h_o - h_i) \quad (2. 12)$$

En donde:

q = calor sensible, latente o total que debe removerse del aire exterior

Q = caudal de aire de ventilación en litros por segundo, según la norma *ASHRAE 62.1* (ASHRAE, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, 2012). En dicha norma se indica la cantidad de aire exterior necesario dependiendo de la utilización que se le da a la zona, la cantidad de personas, y el área de piso. Si, en cambio, las condiciones interiores son tales que no se desea recircular el aire (por ejemplo, en áreas de fumado o lugares donde se generen vapores tóxicos), se debe considerar este caudal como el aire total dentro del espacio acondicionado.

t_o, t_i = temperaturas exterior e interior del aire

W_o, W_i = relación de humedad exterior e interior, en kilogramos de agua por kilogramos de aire seco

H_o, H_i = entalpía exterior e interior, en kJ/kg de aire seco.

2.3.4. Calor sensible y latente total

Una vez obtenido el valor del calor sensible y latente de cada sección anterior, se deben sumar los valores, para obtener un valor total de calor sensible, así como un valor total de calor latente que se deben remover del espacio a acondicionar.

2.3.5. Caudal de aire total

Con los valores obtenidos en el punto anterior, se debe calcular el caudal de aire total que debe manejar el equipo de acondicionamiento. La ecuación que se utiliza es la siguiente:

$$Q_{aire,total} = \frac{q_{sensible,total}}{1,07(t_{rc} - t_{sa})} \quad (2.13)$$

donde:

$Q_{aire,total}$ = caudal total de aire, en m^3/s

$q_{sensible,total}$ = suma total de calor sensible, en kvatios

t_{rc} = temperatura del recinto, en $^{\circ}C$

t_{sa} = temperatura de suministro de aire, generalmente es $12,8^{\circ}C$

Como se puede observar, el caudal de aire total calculado con la ecuación anterior solo requiere el valor del calor sensible, por lo que este caudal no depende de la parte latente, y por consiguiente, es independiente del caudal de aire para ventilación. El caudal de aire recirculado dentro del espacio es igual a la diferencia entre el caudal total de aire y el aire por ventilación.

2.3.6. Resultados finales

En este punto, es importante recapitular los resultados que se han obtenido hasta ahora, los cuales son los siguientes:

- Condiciones interiores y exteriores del aire (temperatura, humedad relativa, etc)
- Calor sensible
- Calor latente
- Calor total
- Caudal de aire de ventilación
- Caudal de aire total

Estos factores son los determinantes para la selección de una unidad de acondicionamiento de aire, procedimiento que se discute posteriormente.

2.4. Clasificación de equipos para aire acondicionado

En el mercado, existen gran cantidad de equipos diferentes, los cuales están limitados según su aplicación y capacidad de enfriamiento. Algunos de estos equipos son:

- Unidades de ventana
- Partidos sin ductos (“*mini – split*”)
- Partidos (“*split*”)
- Paquetes de techo, unidades autocontenidas
- Manejadoras de aire
- Planta de enfriamiento («*chiller*»)

A continuación, se resume las características de estos equipos.

2.4.1. Unidades de ventana

Las unidades de ventana son del tipo “todo en uno”, es decir, todos sus componentes se encuentran contenidos en una sola caja, lo que hace su instalación muy sencilla. Presentan varias desventajas, siendo las principales que la distribución de aire no es adecuada, son ruidosas y su estética no es la mejor. Por sus características, son utilizadas más que todo en hogares u oficinas pequeñas, como una solución de muy bajo costo.

2.4.2. Sistemas partidos sin ductos

Conocidos comercialmente con el nombre de “*mini-splits*”. Consisten en una unidad evaporadora sin ductos que se coloca dentro del espacio que se quiere acondicionar, y una unidad condensadora colocada fuera del edificio. Se requiere una conexión de la tubería del refrigerante entre la unidad evaporadora y la condensadora, por lo que requiere una instalación profesional. Su capacidad alcanza alrededor de 10kW. Son muy utilizadas en espacios sencillos tales como habitaciones u oficinas, debido a que presentan un costo bajo, un nivel de ruido aceptable, y son fabricadas en una gran cantidad de formatos que se pueden adecuar al estilo arquitectónico del recinto.

2.4.3. Sistemas partidos

Este sistema es similar al anterior, con la diferencia de que este sí requiere ductos, por lo que puede utilizarse para enfriar varios espacios a la vez. Consta de una unidad interior conocida como evaporador, a la cual se le deben conectar ductos para conducir el aire acondicionado a los espacios; y una unidad exterior conocida como condensadora, la cual intercambia calor de rechazo. Se les conoce comercialmente por el nombre de “*splits*”. Su capacidad alcanza los 105 kW.

2.4.4. Paquetes de techo y unidades autocontenidas

Estos sistemas son paquetes que tienen la unidad condensadora y la evaporadora en una sola carcasa. Están diseñadas para instalarse expuestas al ambiente, generalmente sobre un techo plano. La alimentación y el retorno del aire hacia el edificio se da a través de aberturas en el equipo, a las cuales se les deben conectar el sistema de ductos de distribución de aire. En nuestro país, se utilizan más que todo en restaurantes y tiendas de centros comerciales.

2.4.5. Unidades manejadoras de aire

Una unidad manejadora de aire es un sistema el cual utiliza agua como medio para la transferencia de calor. Esta agua se hace pasar por un serpentín, el cual

intercambia calor con el aire del recinto, el cual es forzado a pasar a través de él por medio de un abanico. Las unidades de abanico y serpentín que están en los recintos pueden requerir la instalación de ductos para la distribución del aire, o pueden suministrar aire acondicionado de forma directa al recinto. Estas unidades se fabrican en gran cantidad de formatos para adaptarse a los requerimientos de los diferentes recintos, desde tamaños compactos sin ductos, hasta unidades hechas a pedido con accesorios adicionales.

2.4.6. Plantas de enfriamiento (chiller)

Una planta de enfriamiento o *chiller* es un equipo cuya función es dar el enfriamiento requerido al agua utilizada en un sistema de agua helada. Internamente, la planta de enfriamiento lleva a cabo un ciclo de refrigeración, necesario para tomar el calor del agua helada que va hacia las unidades manejadoras y expulsarlo hacia el ambiente, ya sea de forma directa o por medio de otro lazo de agua adicional.

El equipo consta de dos intercambiadores de calor (un evaporador y un condensador), uno o varios compresores, y el sistema de control. Son equipos robustos, diseñados para llevar cargas de enfriamiento grandes, diseñados para vida útil bastante larga. A pesar de que su costo inicial es alto, generalmente el costo operativo a lo largo de su vida útil hace de un sistema enfriado por agua la mejor elección para aplicaciones de acondicionamiento de aire cuya carga térmica lo amerita.

2.5. Diseño de ductería

Existen varios métodos para obtener el área transversal requerida para el ducto, los cuales se listan en las secciones siguientes.

- a) **Método de presión constante**, en el que se elige un valor máximo de caída de presión deseada por cada unidad de longitud de ductería. Se garantiza el control sobre la caída esperada de presión que se puede tener a lo largo de todos los

tramos. El valor usual utilizado en sistemas de acondicionamiento de aire es de 0,82 Pa/m (0,1inH₂O/100ft). Sin embargo, este método tiene la desventaja de que la velocidad del aire que llega al difusor podría ser alta, lo cual produce ruido.

- b) Método de velocidad constante, en el cual se le asigna un valor de velocidad máximo deseado en la sección de ductería, y se determina la sección transversal requerida. Usualmente, el valor recomendado por fabricantes para evitar la generación de ruido en los difusores y rejillas es de alrededor de 3,0 m/s (600 pies por minuto), sin embargo, este valor varía según el tipo de difusor utilizado. Es importante que este valor de velocidad es el recomendado para ambientes residenciales o de oficina, otros usos podrían requerir un nivel de ruido menor, por lo que se debe diseñar con menor velocidad a la acá indicada.

El valor para el área transversal requerida según el método elegido toma en cuenta parámetros como el caudal de aire y el material utilizado en ductos, y se puede calcular fácilmente utilizando un calculador de ductos (conocido como *ductulador*) o tablas existentes.

Es importante notar que la cantidad de aire que viaja a través de un sistema de ductería va disminuyendo a lo largo de su recorrido, debido a que cada difusor representa una salida de caudal, la cual debe ser descontada del caudal inicial. Por esta razón, las secciones transversales de ductos usualmente van disminuyendo de tamaño. Para realizar estas disminuciones, se deben utilizar accesorios diseñados de tal forma que la reducción en área transversal se realice de forma paulatina. Se recomienda que las reducciones se realicen en la medida posible en una de las dimensiones, esto para disminuir la complejidad de la construcción del accesorio. En la literatura se indica que el gradiente óptimo de reducción sea de 7 a 1, es decir, que por cada unidad en que se desee reducir una dimensión de las que componen el área transversal, se utilicen 7 unidades de longitud a lo largo de la trayectoria del ducto. Como máximo, se recomienda una reducción de 4 a 1.

2.6. Filtros

En los recintos de uso hospitalario, es muy importante la calidad de aire requerido. Una de las formas de asegurar dicha calidad es con el uso de sistemas de filtrado adecuados. Estos filtros se colocan de tal forma que el caudal de aire pase a través de ellos, y su función es bloquear el paso de contaminantes.

Existen diferentes clasificaciones de filtros, las cuales se establecen de acuerdo al tamaño de la partícula que bloquea. ASHRAE, en el estándar 52.2 (ASHRAE, 2007), define una clasificación llamada MERV (*minimum efficiency reporting value*), la cual permite determinar el grado de filtración que alcanza cada dispositivo.

Es usual colocar varios filtros de diferentes clasificaciones en serie, de menor a mayor, de tal forma que los contaminantes más gruesos queden en el filtro inicial, y el filtro final solamente se utilice para las partículas más finas. De esta forma se aumenta la eficiencia del sistema de filtrado, pues no se satura el filtro final, el cual usualmente es más costoso y de mayor volumen, lo cual lo hace más difícil de reemplazar. La cantidad de filtros debe responder a la necesidad real de limpieza del aire que se desea, pues filtrar el aire más de lo necesario tiene un costo económico alto, mientras que un sistema de filtrado deficiente puede generar problemas de contaminación en el recinto.

3. Recinto meta y propuesta de diseño

3.1. Descripción general de la solución

A continuación, se muestra el diagrama típico del sistema de acondicionamiento con deshumidificación que se utilizó para los diferentes recintos.

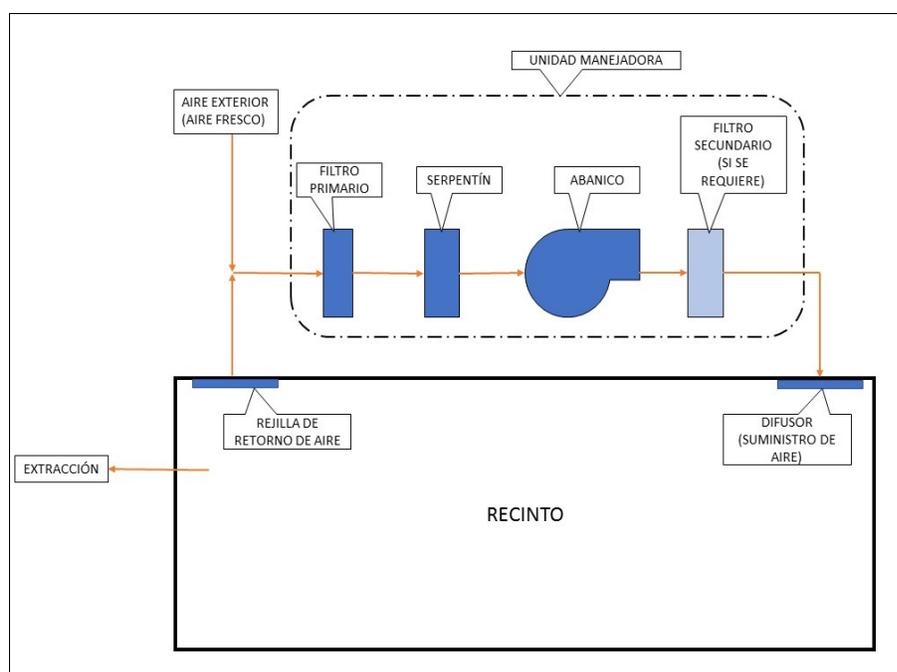


Figura 3.1 Diagrama típico de sistema de acondicionamiento (Fuente: el autor)

En el caso particular de este trabajo, se trata de un edificio de 3 plantas que se ubicará en la zona de Aranjuez, En San José. La densidad de personas por unidad de área varía, pues se tienen zonas de alta densidad como el área de atención al público, mientras que zonas propiamente de procedimientos y cuidados médicos tienen una densidad menor. Para determinar la cantidad de personas se contabilizaron las sillas, puestos de trabajo, y camas existentes en los planos arquitectónicos, y se consideró una persona por cada uno de estos puestos, con excepción del área administrativa donde no se muestra una distribución en planos,

por lo que se utilizó una densidad de 5 personas por metro cuadrado establecida en la tabla 6-1 de la norma ASHRAE 62.1 (ASHRAE, 62.1 User's Manual, 2007).

Las condiciones ambientales de la zona utilizadas son de 27 °C de temperatura de bulbo seco, con una temperatura de bulbo húmedo correspondiente de 20 °C. Dichos datos se obtuvieron de la Tabla N° 1 “Datos sobre estaciones estudiadas” (Saxe, 1995), con un porcentaje de diseño de 99,5% (lo cual significa que estadísticamente se espera que la temperatura supere a los datos indicados solamente un 0,5% del tiempo). Según la norma ASHRAE 90.1 en el Anexo 14, esta zona se clasifica como “Zona caliente y húmeda (2A)” (ANSI-ASHRAE, 2013). El edificio recibe alta carga solar dada su ubicación en el trópico y a que no estará sombreado por vegetación. El tipo de construcción es paredes de bloque de cemento y arena, ventanas sencillas de una hoja, y techo de losa de concreto.

Para mayor claridad al describir las diferentes zonas en las que se trabajó, se muestra a continuación un cuadro con los números de recinto otorgados.

Cuadro 3.1 Lista de recintos

Piso 1		Piso 2		Piso 3	
101	Consultorios y atención público	201	Salas de cirugía	301	Terapia física
102	Baños públicos	202	Zona séptica	302	Área Administrativa
103	Inhaloterapia	203	Preparación cirugía (lavado del personal y pasillo estéril)	303	Aulas
104	Contraloría	204	Baños públicos	304	Biblioteca
105	Cuarto cómputo	205	Encamados	305	Capilla
106	Aseo	206	Tratamientos	306	Asistente espiritual
107	Biblioteca	207	Recuperación cirugía	307	Baños públicos
108	Farmacia	208	Aseo	308	Aseo
109	Jefatura			309	Comedor empleados
110	Bodega				

En las siguientes páginas se muestra la distribución de estas zonas en los planos arquitectónicos de los diferentes niveles.

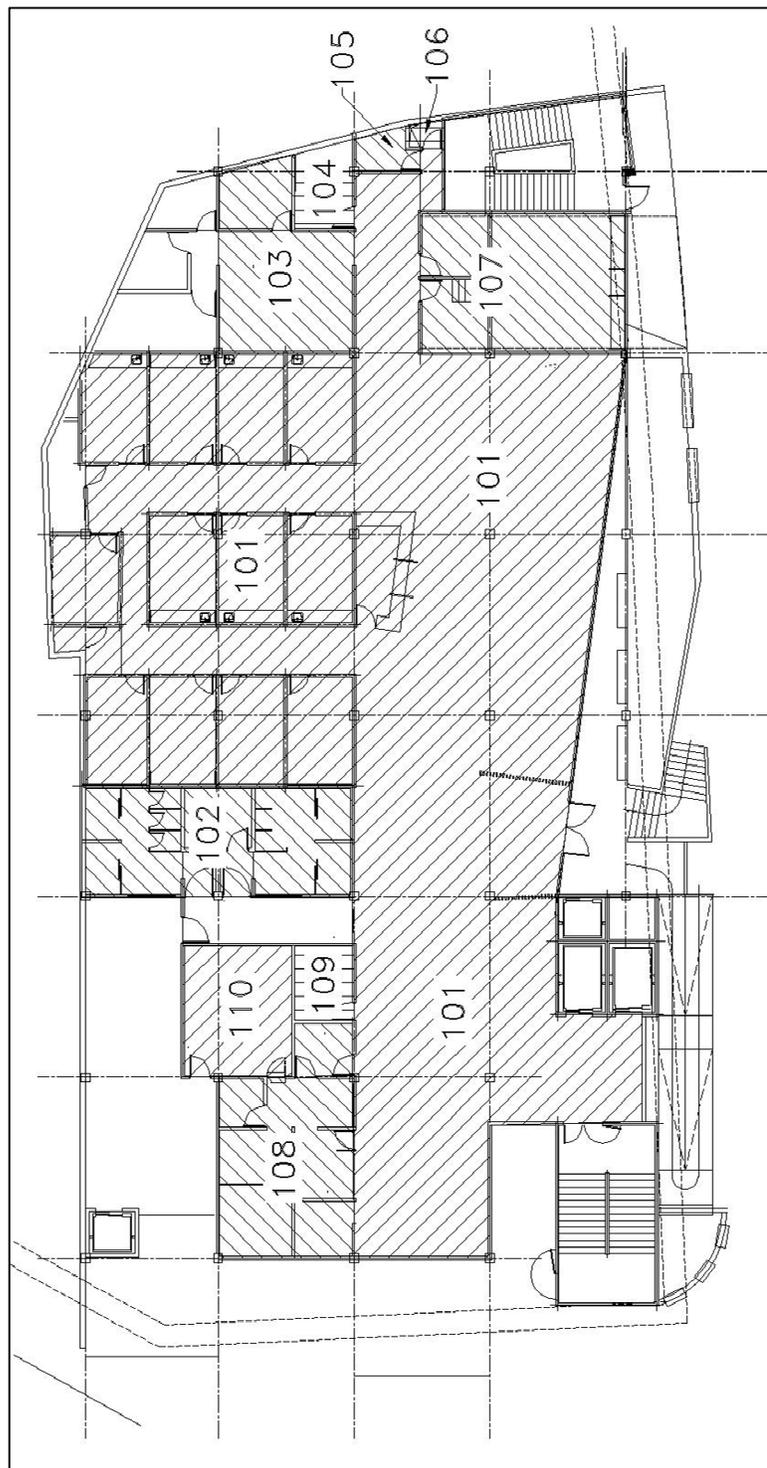


Figura 3.2 Referencia de zonas en nivel 1 (Fuente: el autor)

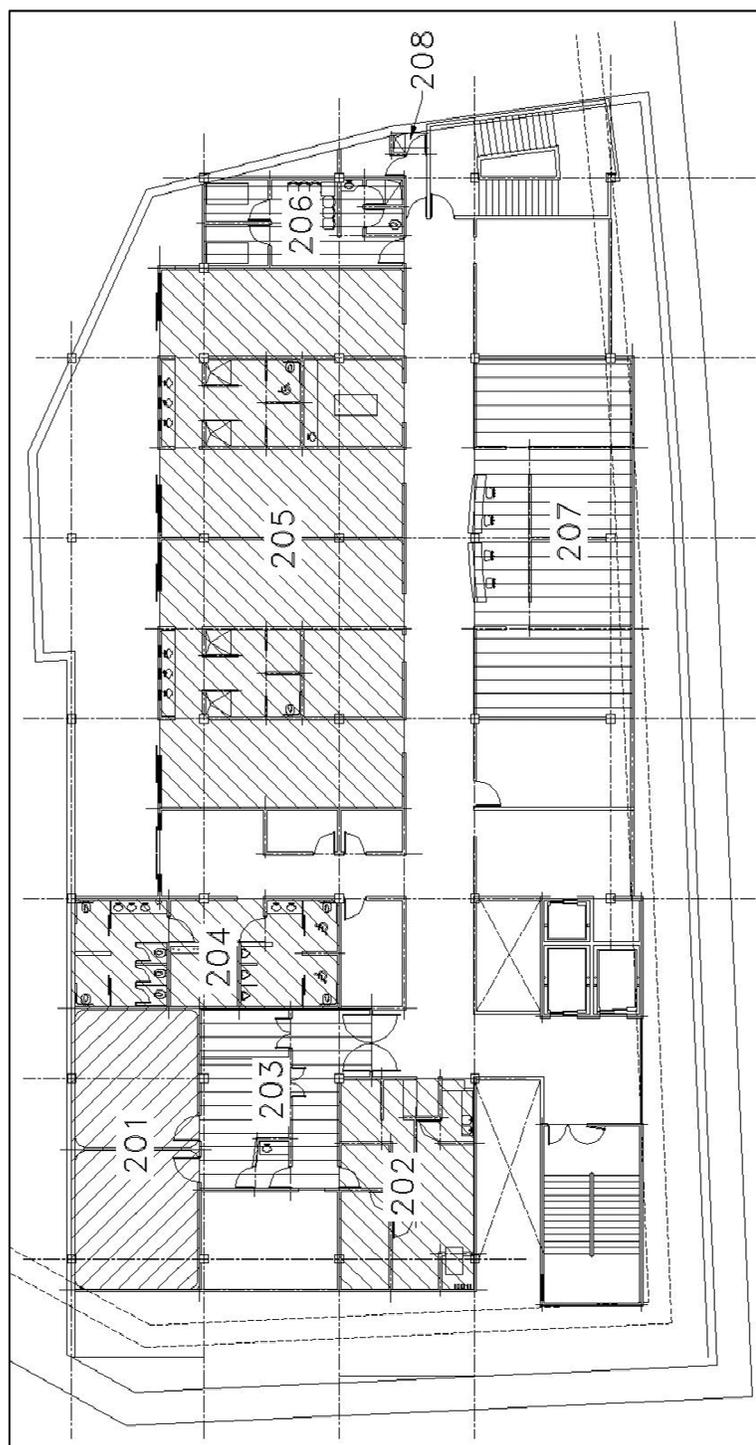


Figura 3.3 Referencia de zonas en nivel 2 (Fuente: el autor)

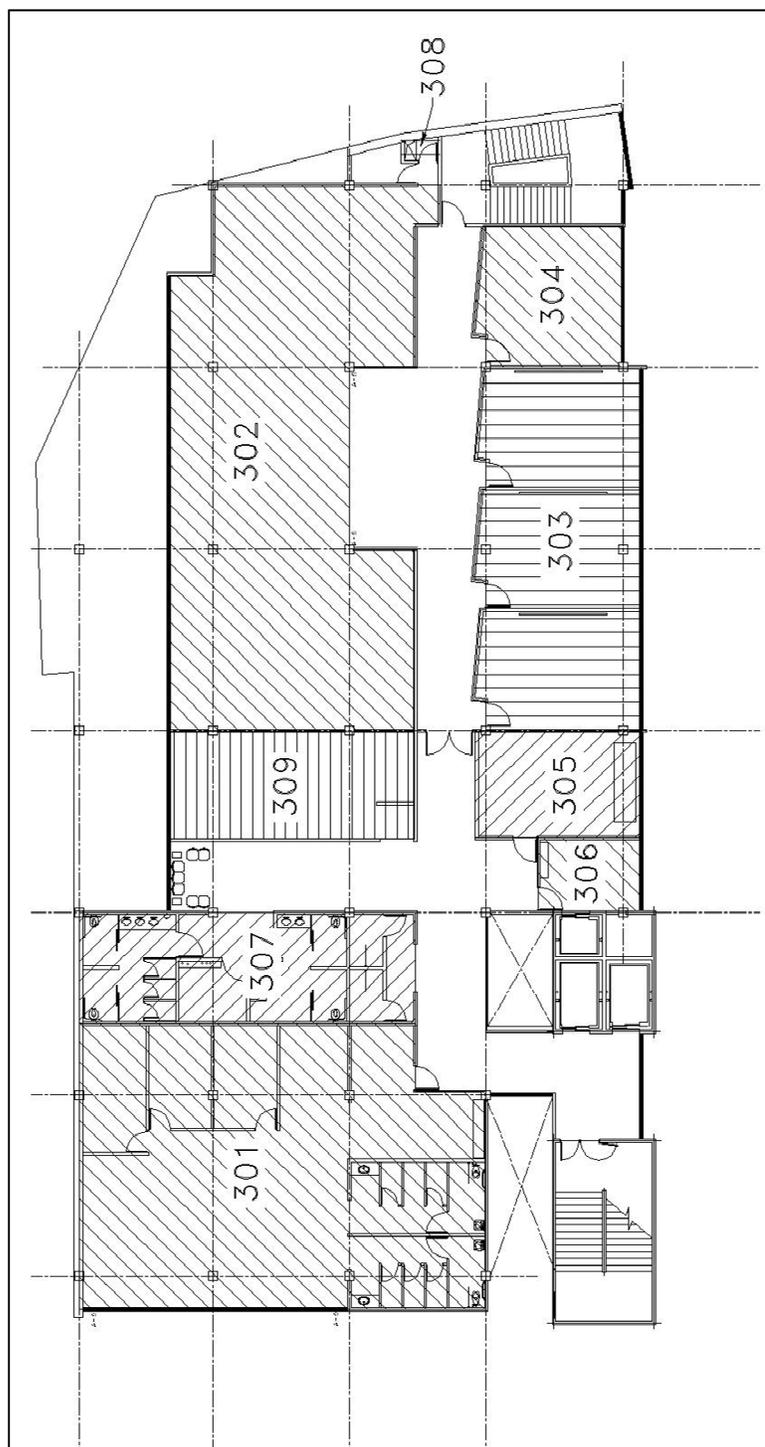


Figura 3.4 Referencia de zonas en nivel 3 (Fuente: el autor)

A continuación se resumen los resultados de carga térmica obtenidos para los diferentes recintos calculados. En la sección 3.5 (Muestra de cálculo razonada) se realizan dos ejemplos de cálculo de carga térmica del proyecto, mientras que en el Anexo 6.6 se muestran los resultados completos para el cálculo realizados con el programa de computadora.

Cuadro 3.2 Resultados de cálculo de carga térmica por recintos

Recinto	Piso	Q Total (W)	Q Sens (W)	Aire Total (m³/h)	Aire Fresco (m³/h)
Biblioteca (107)	1	6862	6260	1423	252
Jefatura (109)	1	1513	955	217	112
Farmacia (108)	1	7000	5900	1436	216
Bodega Farmacia (110)	1	1795	1490	444	68
Racks (104)	1	5200	4700	1020	0
Contraloría (104)	1	1407	1155	317	37
Cirugía 1 y 2 (201)	2	15624	12303	3499	680
Preparación (203)	2	5200	3700	1020	119
Área limpia (202)	2	7000	5600	1360	255
Área Administrativa (302)	3	37478	34551	10246	469
Aulas (303)	3	33219	25103	6406	1152
Capilla (305)	3	9466	6681	1578	272
Biblioteca (304)	3	7495	6095	1698	136
Terapia física (301)	3	28363	21943	5941	928
Asistente Espiritual (306)	3	2287	2007	588	42
TOTAL (W)		169 909			

Al realizar la sumatoria de carga térmica, se obtiene un total de 169 909 W de carga total de enfriamiento. Se puede observar que el recinto con mayor carga térmica es el área administrativa, ya que tiene un área bastante significativa, se espera que cuente con una gran ocupación, y está ubicada en el tercer nivel el cual cuenta con radiación proveniente del techo.

Le sigue las tres aulas ubicadas también en el tercer nivel, las cuales también cuentan con una ocupación significativa de personas, y terapia física, donde la utilización de equipos especializados y la generación de calor por parte de las personas generan carga térmica significativa.

Las zonas de cirugía cuentan con un sistema de filtrado de tres etapas, según la recomendación de diseño para una sala de cirugía dada por la norma *ASHRAE 170* en la tabla 2-4 (*ASHRAE, Ventilation of Health Care Facilities, 2008*). En dicho sistema, el aire pasa por un filtro clasificación *MERV 4*, el cual remueve las partículas gruesas (partículas de polvo, polen, esporas de hongos, fibras textiles y similares). Este filtro se coloca antes de la unidad para evitar la entrada de este tipo de contaminantes a la unidad, y de esta forma disminuir el mantenimiento requerido en los filtros posteriores. Seguidamente, pasa por un filtro de clasificación *MERV 7*, el cual bloquea el paso de partículas de humo de motores de combustión y ciertos olores. Finalmente, los filtros finales se ubican en cada difusor dentro de las salas de cirugía. Estos filtros deben contar con una clasificación *MERV 14*. Se eligió esta ubicación ya que no hay suficiente espacio en el cuarto destinado para los equipos de aire acondicionado, y la utilización de estos equipos hace bastante fácil su reemplazo, ya que el difusor viene preparado para remover su cara y colocar la unidad de filtrado nueva. Como inconveniente, este tipo de sistemas puede liberar partículas contaminantes durante la remoción del dispositivo, por lo cual se debe llevar a cabo un procedimiento de limpieza después del mantenimiento.

Cabe destacar que en la forma como se diseñó el sistema, cada conjunto de espacios cuenta con un control independiente de temperatura, que incluso permite

apagar las unidades de acondicionamiento cuando no son requeridas de forma independiente a las demás.

3.2. Parámetros para la selección del equipo de climatización

El objetivo final del cálculo de una carga térmica es el de seleccionar el equipo de refrigeración, calefacción o aire acondicionado requerido bajo las condiciones deseadas. Además, permite realizar análisis energético para determinar posibles cambios en el diseño que permitan una reducción de la carga.

Para esto, es importante contar con los parámetros de diseño necesarios, para poder elegir dentro del amplio rango de equipos que tienen los diversos fabricantes, y los tipos de equipos indicados en la sección 2.4.

Para la selección adecuada de los equipos utilizados para acondicionar los espacios con que cuenta este proyecto, se consideró una lista de parámetros, la cual se indica a continuación:

- *Capacidad total y sensible requerida del equipo:* los fabricantes diseñan sus equipos de aire acondicionado de tal forma que pueden remover una cierta capacidad determinada de calor sensible y latente. Esta capacidad usualmente está limitada según el tamaño y características del serpentín que contiene la unidad.
- *Caudal total de aire que debe manejar el equipo:* como se indica en la sección 2.3.5, el caudal de aire de la unidad de aire acondicionado depende de la carga de calor sensible que sea necesario remover de los espacios. Este parámetro se verá reflejado en el tamaño del abanico incluido con la unidad.
- *Caudal de aire de ventilación que debe manejar el equipo:* se debe determinar la cantidad de aire fresco que se desea remover para disminuir los

contaminantes del aire. Es importante hacer notar que no todas las unidades de acondicionamiento existentes en el mercado permiten la introducción de aire fresco, por lo que la necesidad de realizar dicho proceso puede ser determinante en la selección del equipo, o que sea necesario utilizar una unidad dedicada a tratar el aire fresco solamente.

- *Temperatura de entrada al condensador:* esta temperatura es requerida para las unidades en donde se lleva a cabo algún proceso de condensación, por ejemplo una unidad condensadora de expansión directa o una planta de agua helada enfriada por aire. Estos equipos requieren intercambiar calor con el ambiente de manera sensible, por lo que debe existir un diferencial positivo de temperatura entre el refrigerante en el intercambiador del condensador, y el ambiente, de tal manera que el calor fluya desde el equipo hacia sus alrededores.
- *Condición del aire que entra al evaporador:* esta condición es determinante para elegir la capacidad de la unidad de acondicionamiento, ya que dicha capacidad depende de las temperaturas y humedades de entrada y salida del aire a través del serpentín. En un sistema que no cuente con aire fresco, la condición de entrada usualmente se toma como la condición final a la cual se encuentra en retorno. Si en cambio la unidad solamente se utiliza para tratar aire fresco, ésta será la condición que deberá ser tomada en cuenta. Finalmente, para unidades que manejen un cierto porcentaje de aire fresco y lo mezclen con aire de retorno del recinto, la condición deberá determinarse por medio de un balance de energía y masa entre los caudales que participan en este proceso de mezcla.
- *Voltaje de funcionamiento, y número de fases:* características requeridas para determinar la instalación eléctrica necesaria para el funcionamiento de las unidades. Estas características deberán ser comunicadas en la etapa de diseño al encargado de la parte eléctrica, para que se realicen los diseños requeridos. Debido a la diversidad de equipos requeridos dentro de los proyectos, podría ser necesaria la utilización de equipos de diferentes características, o que la

alimentación eléctrica existente en el sitio haga inviable la utilización de ciertas unidades.

- *Espacio físico disponible* para colocar las unidades, ductos y accesorios: las unidades de aire acondicionado, debido a que operan enfriando un cierto volumen de aire, son equipos que requieren espacio físico adecuado. Es de esperarse que entre mayor capacidad de acondicionamiento posea un equipo, mayor espacio requerirá. Por lo tanto, es importante tener claras estas dimensiones, así como los espacios requeridos para el paso de ductos, tuberías, y la instalación de los accesorios. Estas dimensiones deben comunicarse al encargado de arquitectura, incluso en etapas de diseño previo, de tal manera que se diseñen espacios adecuados para la instalación y mantenimiento.
- *Accesorios*: Los sistemas de acondicionamiento dependen para su funcionamiento de una gran cantidad de accesorios. Estos van desde las diferentes válvulas de control requeridas, sistemas de filtración, accesorios en ductos, difusores, rejillas, y dispositivos de control. Dependiendo de la complejidad del sistema, y del grado de control que se desee en un sistema, así será la cantidad de accesorios requeridos. Se debe considerar que algunos de estos accesorios pueden requerir conexiones con otros sistemas del edificio, como por ejemplo, los sistemas de control los cuales funcionan con electricidad.
- *Tipo de refrigerante*: actualmente existen en el mercado diferentes refrigerantes, los cuales son utilizados por los fabricantes de equipos de acondicionamiento. La escogencia del refrigerante a utilizar depende de factores tales como las capacidades de las unidades, las temperaturas de operación y la eficiencia deseada. Sin embargo, el factor que actualmente se considera uno de los más importantes en la elección del refrigerante a utilizar es el aspecto ecológico. Anteriormente, se desarrollaron refrigerantes de gran capacidad, pero que su liberación al ambiente causa efectos nocivos. Actualmente, se han desarrollado políticas medioambientales que buscan la utilización de refrigerantes que causen

poco o ningún daño en caso de ser liberados, por lo que se debe considerar este factor al momento de elegir un refrigerante. Es importante hacer notar que los equipos de acondicionamiento son diseñados para ser utilizados con un refrigerante específico, por lo que una vez que se adquiere uno de estos equipos, optar por otro refrigerante podría implicar el remplazo de la unidad.

3.3. Metodología recomendada para diseño de acondicionamiento

A continuación, se lista una metodología elaborada para este proyecto, la cual se recomienda si se requiere llevar a cabo un proyecto de diseño de sistemas de aire acondicionado, desde su concepción hasta su diseño.

1. *Determinar las necesidades*: usualmente, el cliente se acerca al diseñador y le expresa la necesidad de instalar un sistema de acondicionamiento. Puede requerirse acondicionamiento en un solo recinto, o en varios, y usualmente las necesidades varían por recinto en un mismo proyecto.
2. *Obtener los planos arquitectónicos* para poder obtener información de la construcción. Se prefieren impresos para poder escribir la información en ellos.
3. *Adquisición de datos para diseño*: una vez que se determinó la estrategia de acondicionamiento a utilizar, se deben recabar los datos que se requerirán para el diseño del sistema. Estos datos incluyen por ejemplo la ubicación del proyecto, los datos meteorológicos, y demás insumos que permitirán realizar los cálculos posteriormente.
4. *Cálculos de diseño*: en este punto, el diseñador deberá utilizar métodos de cálculo para obtener los datos numéricos que le permitirán determinar los parámetros de funcionamiento del sistema a diseñar. Estos métodos a utilizar deberán ser preferiblemente los recomendados por alguna entidad reconocida, de tal manera que se cuente con un respaldo científico. ASHRAE cuenta con

una gran cantidad de métodos para cálculos de ventilación, carga térmica, diseño de ductos y demás. Es común que en este punto se requiera consultar información adicional a la considerada inicialmente en el punto anterior.

Si el proyecto consta de varios recintos, se recomienda que el cálculo de carga térmica se realice individualizado por cada uno de ellos. Una práctica común es calcular la carga térmica para todo un proyecto, y posteriormente distribuirla por área. Esta práctica no es siempre recomendable, ya que se pierden particularidades de cada recinto tales como la variación en la radiación solar que recibe una superficie a lo largo del día dependiendo de su orientación, la simultaneidad o las diferencias generadas por zonas internas que no reciben carga solar comparado con las zonas que sí las reciben.

5. *Selección del tipo de equipo*: una vez que se conocen los parámetros de funcionamiento a partir de los cálculos obtenidos en el paso anterior, se debe determinar el tipo de sistema de acondicionamiento a utilizar. Dependiendo de las necesidades específicas de cada proyecto, estas pueden ser desde un simple abanico, a un sistema más elaborado con múltiples unidades de enfriamiento con deshumidificación y sistemas de inyección y extracción de aire. Se sugiere tomar en consideración los siguientes puntos para realizar este proceso:
 - a) Consultar catálogos de fabricantes, para familiarizarse con los equipos existentes en el mercado, su uso recomendado, tamaños y capacidades, pues el diseño del sistema depende en gran medida de la elección que se realiza en este punto.
 - b) Aprovechar experiencias o conocimientos previos, en la forma de normativa existente, manuales técnicos, y criterios de diseño utilizados en proyectos anteriores, y la experiencia del diseñador.
 - c) Solicitudes por parte del cliente, ya que existe la posibilidad de que éste cuente con requerimientos específicos según la aplicación y el tipo de

labores que se realizan en los recintos a acondicionar. No se debe perder de vista que el objetivo principal es satisfacer las necesidades del cliente.

Una vez conocidos estos parámetros, se puede proceder a la selección del equipo requerido.

6. *Consulta de información deseada de los fabricantes:* actualmente existen dos formas de obtener información de equipos. La forma tradicional ha sido comparar los datos obtenidos del cálculo con los publicados en catálogos, ya sean en papel o por medio virtual. Esto tiene el inconveniente de que los fabricantes solamente pueden publicar el desempeño de sus unidades a ciertas condiciones, por lo que se debe realizar interpolaciones matemáticas para obtener estos mismos datos a otras condiciones que concuerden con las existentes para cada proyecto en diseño. Por esta razón, y aprovechando el avance en la informática, actualmente los fabricantes cuentan con programas de selección para sus equipos, permitiendo así obtener datos instantáneos sobre el desempeño a las condiciones de diseño.
7. *Distribución de cargas:* se recomienda distribuir en los planos impresos, para cada recinto, el calor total, calor sensible, la cantidad de aire total y fresco. Esto permite visualizar los datos de una forma distribuida en el área, para así tener una visión más clara de las características de acondicionamiento para cada recinto.
8. *Ubicación de equipos principales:* una vez que se tiene la distribución de los parámetros de operación para cada recinto, y conociendo el tipo de sistema que se va a utilizar, se debe ubicar la unidad principal, ya sea esta un abanico o una unidad de enfriamiento con deshumidificación. Se recomienda la colocación de estas unidades en lugares accesibles, ya que son equipos que requieren mantenimiento periódico. Además, se debe considerar que durante el mantenimiento se deben remover componentes tales como filtros, serpentines o motores, por lo cual los fabricantes recomiendan un volumen libre alrededor de

sus equipos, y que se requiere el uso de herramientas. La ubicación más deseable para una unidad cumple con las siguientes características:

- a) Ubicada a nivel de piso, para no requerir el uso de escaleras o andamios y facilitar la remoción de componentes y el acceso de personal con cajas de herramientas. Este espacio es esencial sobre todo para unidades de acondicionamiento de gran volumen, pues además de las razones mencionadas anteriormente, se reduce el costo de soportería. Si esto no es posible, otro espacio utilizado usualmente para la ubicación de unidades es entre el cieloraso y el techo. Este espacio se ha utilizado comúnmente ya que no es espacio habitable, usualmente existe un volumen adecuado para la colocación de equipos, y no interfiere con otros sistemas. Sin embargo, tiene desventajas tales como la accesibilidad, la dificultad de instalar equipos en estos espacios, el requerimiento de estructuras de soporte, y la posibilidad de que el fallo de un equipo produzca daños en el espacio debajo (por ejemplo, si se utilizan unidades de acondicionamiento de agua helada, un escape de agua puede filtrarse y dañar equipos y materiales en el recinto).
- b) En espacios ubicados en el exterior del recinto al que sirven, para evitar que el personal de mantenimiento tenga que ingresar y ocupar espacios de trabajo durante el tiempo que tome la operación. Idealmente, las unidades deberían estar ubicadas en un cuarto de equipos, de tal manera que no se interrumpa las operaciones normales del sitio. Si esto no es posible, se recomienda su ubicación en pasillos o áreas abiertas que no impliquen una afectación muy grande a los espacios habitables, y se disminuye la posibilidad de causar daños en el recinto por fallas en los equipos ubicados sobre el nivel del cielo. Esta ubicación debe considerarse adecuadamente, y puede que varíe en el transcurso del diseño una vez que se avanza con la ubicación del resto de los componentes.

Se recomienda iniciar este paso del diseño ubicando en sus respectivos recintos aquellas unidades cuyo tamaño sea considerable, o cuya complejidad sea alta, ya que usualmente estos serán los que requieran un volumen mayor, y su ubicación dentro del recinto se podría complicar si el espacio se ve reducido por otros sistemas. De otra forma se corre el riesgo de que se vaya a diseñar un sistema complejo con una limitación de volumen causada por el mismo sistema que se está diseñando.

9. *Ubicación de dispositivos para la distribución del aire:* una vez cumplido el paso anterior, se deben distribuir los difusores, rejillas de retorno, y demás accesorios de entrada y salida de aire. La selección de un determinado difusor o rejilla responde a sus características de flujo, tamaño físico, tipo de ducto al que se va a conectar (flexible, rígido), área que se desea cubrir, y estética. La ubicación de difusores es un proceso iterativo, ya que depende de varios factores relacionados entre sí. Se listan a continuación la metodología propuestas para tal fin.
 - a) Determinar el tipo de difusor o rejilla que se desea, basado en aspectos como el patrón de distribución de flujo de un difusor. Hay difusores cuya configuración permite enviar el flujo de aire en todos los sentidos a su alrededor, por lo que al colocarlos en el centro de un espacio abierto, genera una buena área de cobertura; mientras que podemos encontrar difusores que solamente envían aire en una única dirección, los cuales son utilizados para espacios estrechos y largos, como un pasillo. Se recomienda consultar catálogos de fabricantes, pues en estos se indican sugerencias de uso para cada tipo de estos accesorios.
 - b) Evaluación de los parámetros de flujo requerido. Una vez que se determinó el patrón deseado, se debe determinar el tamaño de la conexión del accesorio al ducto, el cual básicamente depende del caudal de aire que debe manejar. Este tipo de accesorios se fabrican en una gran variedad de

tamaños, los cuales permiten manejar un menor o mayor caudal de aire, así como la forma de su conexión, la cual usualmente es rectangular para conexión a ducto rígido, o circular para conexión a ducto flexible. Se debe comparar el caudal de aire que se requiere en un recinto con la cantidad de aire que maneja un difusor o rejilla, para determinar el tamaño requerido en la conexión. Cabe resaltar que para espacios grandes, el caudal requerido para tratamiento del aire puede superar el que puede manejar un único difusor o rejilla, por lo que se debe determinar la cantidad de estos accesorios que se requieren, y distribuirlos de forma adecuada en el espacio.

- c) Patrones de flujo y distribución de difusores. La distribución de difusores debe tomar en cuenta el patrón de distribución de flujo y la cantidad de estos accesorios que se colocarán en cada sentido del recinto, y usualmente se busca que su distribución sea lo más homogénea posible sobre el área. Se recomienda que la separación entre difusores sea el doble de la distancia existente entre un difusor y la pared, para tener un área de cobertura óptima. A continuación se muestran varios ejemplos de colocación de difusores que siguen esta recomendación.

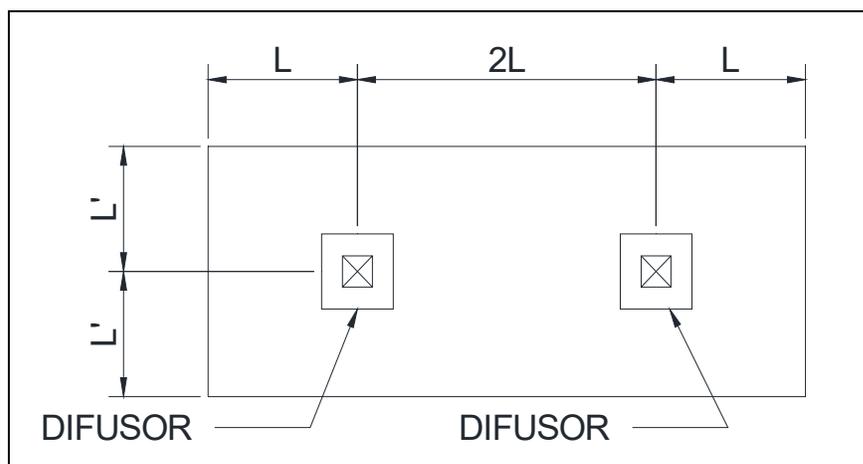


Figura 3.5 Distribución de dos difusores en un espacio (Fuente: el autor)

En esta figura se observa un recinto con una longitud horizontal equivalente a $4L$. La separación de difusores a la pared es de L , mientras que la separación entre difusores debe ser el doble, es decir, $2L$. Nótese que las distancias L y L' no necesariamente son iguales.

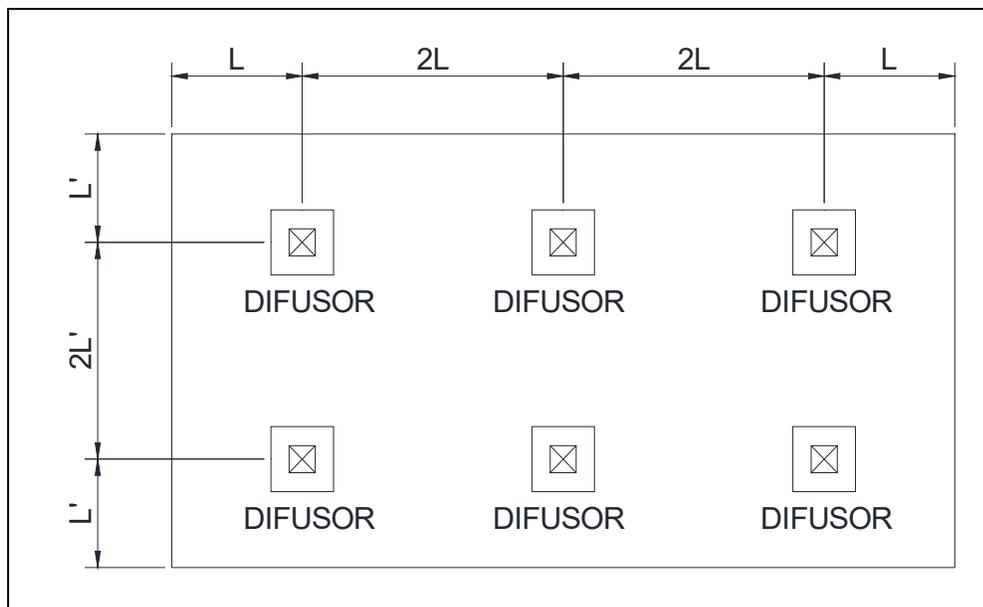


Figura 3.6 Distribución de seis difusores en un espacio (Fuente: el autor)

Se puede observar un espacio rectangular donde se requieren seis difusores en una distribución 3×2 , de tal manera que en el lado largo se tienen más difusores para una distribución más homogénea. De nuevo la longitud entre difusores es el doble de la distancia entre un difusor y la pared. Se recuerda que las longitudes L y L' no necesariamente son iguales.

- d) Patrones de flujo y distribución de rejillas de retorno. Para el caso de las rejillas de retorno, éstas no requieren estar ubicadas en un patrón, tal como sucede con los difusores. La razón es que en las rejillas el aire sale del espacio, y se devuelve al sistema de ductería. Por las características de flujo de aire, una rejilla crea un patrón de influencia muy reducido la cual usualmente se extiende a poco más de un volumen esférico con radio igual

a la abertura de la conexión del accesorio. Para el caso de rejillas de ventilación, se recomienda que la rejilla esté lo más cercano posible a la fuente de contaminantes que se desea extraer. Para el caso de sistema de aire acondicionado, se recomienda su ubicación lo más lejano posible a los difusores de entrada, para evitar que el aire que se suministra al recinto salga rápidamente por una rejilla y disminuya su efectividad. Es usual ver las rejillas de retorno instaladas cercanas a las puertas de ingreso, para que así cuando se abre la puerta, el aire que entra al recinto sea introducido lo más pronto posible a la unidad acondicionadora.

- e) Verificación de parámetros. Una vez que se ubicaron los difusores y rejillas en el espacio, se debe verificar si su cobertura es adecuada. Para esto, se recurre al parámetro conocido como “tiro”, el cual consiste en la distancia medida desde el centro del difusor hasta el punto en el cual la velocidad del aire alcanza un cierto valor, usualmente de 0,25 m/s (50 pies por minuto). Por debajo de esta velocidad, se considera que el aire ya no tiene capacidad para viajar en un cierto sentido, sino que su trayectoria se torna difusa. Si el valor del tiro reportado por el fabricante es menor o igual a la separación existente, se considera que el difusor tiene una cobertura adecuada. Caso contrario, se debe seleccionar otro tipo de difusor o distribuir los difusores con una separación menor, y se debe replantear el proceso de ubicación de difusores y rejillas para ajustarse a los nuevos parámetros.

10. *Diseño de ductería*: posterior a que se ubicaron los difusores y rejillas, se deben conectar estos al equipo, sea este un abanico, manejadora de aire, u otro tipo. Para esto, se utilizan ductos de diferentes materiales y características. La función de los ductos es conducir el aire desde la unidad hacia los difusores, y retornar el aire que entra por las rejillas hacia el equipo. Aunque hay diferentes estrategias para el diseño de sistemas de ductos, se recomienda iniciar con un ducto principal que se conecta a la salida de la unidad, y en su trayecto se van conectado los diferentes difusores. En los sistemas de ductos, se pueden utilizar

diversos accesorios que permiten cambiar la dirección del flujo, dividir caudales, y disminuir la sección transversal del ducto.

Se recomienda dimensionar el ramal principal de ductería utilizando el método de caída de presión constante, ya que presenta un buen compromiso entre la velocidad del aire dentro del ducto y el tamaño de la sección transversal. Para los ramales que alimentan directamente una rejilla o difusor, se recomienda utilizar el método de velocidad constante, y fijar una velocidad adecuada (la práctica usual es una velocidad de 3,0 m/s, equivalente a 600 pies por minuto), para evitar que se genere ruido en estos accesorios terminales y se propague por el recinto. El lugar ideal de la ductería para variar entre los métodos descritos es el último donde se conecta el último accesorio que permite variar la sección transversal antes del difusor o rejilla, de tal manera que no se requiera el uso de accesorios adicionales cuya única función sea variar estas dimensiones. Se debe tener presente accesorios tales como codos usualmente no se construyen de tal forma que permitan este tipo de variaciones en sus dimensiones de entrada y salida.

Durante este proceso de diseño de ductos, es usual que se requiera reubicar difusores, rejillas e incluso equipos. Además, cabe recordar que el diseño de cualquier proyecto es un proceso interdisciplinario, y es común que en cielo y demás espacios se requiera la instalación de otros sistemas, por ejemplo luminarias, por lo que se debe verificar este tipo de conflictos con todas las partes involucradas.

No se debe olvidar en este punto que si se trabaja en un ambiente gráfico de dos dimensiones se debe tener en consideración que el sistema se construirá en un espacio tridimensional. Esto puede traer beneficios al diseñador, pues la distribución de ductos y equipos puede realizarse en las tres dimensiones, aprovechando todo el espacio disponible.

11. *Diseño de sistemas auxiliares*: para las unidades de acondicionamiento de aire con procesos de enfriamiento o calefacción, se requiere un fluido auxiliar el cual es el encargado de transportar el calor desde la unidad acondicionadora de aire hasta un equipo exterior que rechaza el calor hacia el ambiente (en el caso de este proyecto, la planta de enfriamiento de agua helada). Estos sistemas deben diseñarse de acuerdo a las características del fluido a utilizar, sea esta agua o algún otro refrigerante. El diseño de este tipo de sistemas no se trata en el presente documento, pero puede consultarse en manuales de diseño de fluidos.

12. *Elaboración de planos y material adicional*: el resultado del diseño de un sistema de acondicionamiento se ve plasmado en un conjunto de planos dibujados a escala, donde se indica la ubicación de equipos, rutas de ductos, tamaños y demás características técnicas requeridas para la correcta construcción del sistema. Debe acompañarse esta información con un conjunto de información adicional, tales como cuadros de capacidades de equipos, que permitan determinar las características de operación mínimas requeridas.

Usualmente se agrega además detalles específicos que permiten observar ciertas características de los equipos o del proceso de construcción que se desea, los cuales no son visibles en el plano general de instalaciones.

13. *Elaboración de especificaciones técnicas*: Los planos de diseño generalmente no pueden mostrar la totalidad de información que el diseñador desea plasmar, por lo que usualmente se acompañan por un conjunto de especificaciones escritas, ya sea en láminas adicionales de planos o en un documento adjunto. En dichas especificaciones se debe indicar cualquier información complementaria requerida a criterio del diseñador para la selección, adquisición, construcción, puesta en marcha y mantenimiento de los diferentes sistemas.

Debido a que para un proyecto se puede generar una gran cantidad de especificaciones, la industria de la construcción vio la necesidad de generar un

formato consistente para presentar dicha información, de tal manera que se facilite la consulta de información.

Uno de los formatos utilizados en la actualidad es el conocido como “*MasterFormat*”, el cual es desarrollado por las organizaciones *Construction Specifications Institute (CSI)* y *Construction Specifications Canada (CSC)*. Dicho formato divide la información total del proyecto en divisiones, las cuales a su vez se subdividen en secciones en las cuales se puede llegar a alcanzar el nivel de detalle deseado por el usuario.

Para los sistemas de aire acondicionado similares a los utilizados en el desarrollo de este proyecto, la división bajo la cual se debe agrupar la información de especificaciones es la número 23, titulada “Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”.

A continuación, se resume brevemente la estructura típica de una sección, utilizando como base el formato indicado anteriormente.

Parte 1 – General: en este apartado se indica primeramente un resumen general de los sistemas, equipos o materiales de los que trata la sección. Se hace referencia a otras secciones las cuales contienen información relevante al sistema que se está especificando, así como a normativa o reglamentos que deben aplicarse en los trabajos de la sección. Se dictan además las pautas para la información que se requiere por parte de los encargados de realizar las obras, así como los requisitos en materia de calidad.

En esta parte se encuentra también indicaciones con respecto al manejo de materiales y equipos antes y durante el proceso constructivo.

Parte 2 – Productos: se listan y detallan los materiales o equipos que se requieren para llevar a cabo las obras. En esta descripción se debe incluir

información tal como características de desempeño, apariencia física, fabricantes aceptados, accesorios y opciones requeridas.

Parte 3 – Ejecución: en este apartado se indica los procedimientos que debe llevar a cabo el constructor o instalador de los equipos y accesorios para cumplir con los requerimientos del diseño. Se indican requerimientos de instalación, prueba, limpieza y puesta en marcha según el criterio tanto del diseñador como del fabricante de los dispositivos.

Este formato está diseñado de tal forma que cada uno de los diferentes equipos a utilizar se puede especificar en una sección determinada, para contar con un ordenamiento apropiado, sin embargo, esta decisión depende del grado de detalle que se desea obtener en las especificaciones. La utilización de este tipo de formatos preestablecidos y su grado de detalle queda a criterio del diseñador y los requisitos exigidos por el coordinador de diseño general del proyecto.

Cabe recordar que según el Reglamento Especial para el Miembro Responsable de Empresas Constructoras del Colegio Federado de Ingenieros y Arquitectos de Costa Rica, artículo 6, es responsabilidad del encargado de la construcción cumplir con lo indicado en planos y especificaciones técnicas (Colegio Federado de Ingenieros y Arquitectos, 1983).

3.4. Criterios de diseño

3.4.1. Consideraciones generales utilizadas para el cálculo

Para realizar el análisis del proyecto, se establecen una serie de consideraciones generales para el cálculo de carga térmica del proyecto en general. En la medida de lo posible, se utilizó la información contenida en los planos y documentos suministrados por los diseñadores del proyecto en el Programa Funcional (Martorell & Chaves, 2007). Sin embargo, al ser esta información incompleta en algunos aspectos, se utilizó el criterio profesional basado en experiencias de diseño anterior y las buenas prácticas de construcción.

A continuación, se listan las condiciones de diseño utilizadas

- a) Se utilizará un sistema de agua fría, con planta enfriadora de agua de la capacidad especificada en planos.
- b) El horario de trabajo para la parte administrativa y la atención al público es de 6 am a 7 pm.
- c) La densidad de iluminación para los diferentes recintos es de 2 W/m².
- d) La cantidad de calor que se genera por persona es igual en todos los casos, a excepción del comedor donde se incluye un adicional debido al calor generado por la comida caliente. La cantidad de personas se toma igual al número de sillas y camas existente en cada recinto.
- e) Se utilizaron los datos climáticos de Aranjuez para un porcentaje de diseño del 99,5% en un período de 10 años, los cuales indican una temperatura de bulbo seco de 27 °C, temperatura de bulbo húmedo correspondiente de 20 °C (Saxe, 1995).
- f) A menos de que se indique lo contrario, la temperatura interior de diseño es de 21 °C y la humedad relativa es del 50% para los recintos con enfriamiento y deshumidificación.
- g) Las puertas de los recintos se mantendrán cerradas todo el tiempo.
- h) Para los espacios cuya ocupación no se indica en los planos, en la medida de lo posible se estableció una ocupación basada en parámetros tales como su ubicación, espacios que le rodean e información brindada en los documentos de diseño arquitectónico. Sin embargo, hubo espacios a los que no fue posible determinar su uso, por lo que no fue posible diseñar ningún tipo de sistema.

- i) Hay espacio suficiente en el entretecho para colocar unidades manejadoras en cada nivel. Igualmente, sobre el techo hay espacio suficiente para colocar los extractores y la planta de enfriamiento indicados en planos.
- j) Se asume que el edificio cuenta con un sistema de alimentación eléctrica con respaldo, por lo que en caso de falla de alimentación, el sistema de respaldo podrá llevar la capacidad total del sistema de aire acondicionado.
- k) La construcción es modelada tal como se indica a continuación:
 - a. Las paredes son de bloques de construcción de arena y grava de formulación media, 20 cm de espesor, con los agujeros sin rellenar, y repello de cemento de espesor pequeño. La altura de pared es de 3 m.
 - b. Las particiones son de marco de metal ahuecado, recubiertas con láminas de fibrocemento de 6 mm de espesor.
 - c. Techo de lámina metálica, espacio de aire intermedio, 5 cm de aislamiento de fibra de vidrio, y lámina de fibrocemento de 1 cm de espesor.
 - d. Ventanas de vidrio sencillo fijo, verticales, sin película reflectiva ni cortinas. La altura utilizada para las ventanas es de 1,2 m.
 - e. Pisos de cerámica o material vinílico.
 - f. Los cielos son todos planos, de tal forma que la distribución del aire de los difusores indicados en planos sea uniforme. Esto fue brevemente comentado con el arquitecto, quien indicó que los cielos se podían asumir como planos.

- g. El entrepiso son losas de concreto de 20 cm de espesor, con una densidad de 1200 kg/m³.

3.5. Muestra de cálculo razonada

A continuación, se muestra como ejemplo dos cálculos de carga térmica similares a los realizados con el resto de áreas del proyecto. Se muestran las hojas de cálculo utilizando el método de cálculo ASHRAE CLTD indicado en el marco teórico en la sección 2.3. Se utiliza un recinto considerado como un ejemplo de cálculo convencional (espacio de biblioteca), así como un recinto con una aplicación especial (sala de cirugía).

3.5.1. Ejemplo de cálculo de recinto convencional (biblioteca)

- Espacio: Biblioteca (Espacio 304)
- Ubicación: 3º nivel
- Área total: 40,4 m²

En el espacio se asume que se utilizarán 5 computadoras de escritorio, monitor LCD de 17 pulgadas cada una, consumo individual de 170 W, según información recopilada (Hosni, Jones, & Xu, 1999).

Adicionalmente, se asume que habrán 20 personas, realizando trabajo ligero.

A continuación, se muestra tanto un cuadro con el resumen de las propiedades relevantes de los materiales de construcción, así como el formulario utilizado en el cálculo de carga térmica de este recinto, donde se pueden observar los datos utilizados y los valores obtenidos.

Cuadro 3.3 Especificaciones de materiales para modelado de la biblioteca
(espacio 304)

Componente	Construcción	Área (m ²)	Factor U ¹ W/m ² ·K	Nota
Techo	lámina metálica, espacio de aire de 40 cm, lámina de gypsum de 1 cm de espesor.	40,4	1,30	
Pared exterior	Bloques de concreto de 20 cm de espesor, con repello de concreto.	12	1,4	Altura neta de la pared: 1,8 m. Pared exterior hacia el sur.
Ventana	Vidrio sencillo, transparente, 6 mm de espesor, sin película reflectiva ni cortina. Marco de aluminio	7,2	7,24	Altura de ventana: 1,2 m
Partición 1	Bloques de concreto de 20 cm de espesor, con repello de concreto	18	1,4	Partición colindante con escaleras
Partición 2	Estructura de metal con recubrimiento de láminas de fibrocemento de 1 cm de espesor, sin aislante interno	37	1,5	Partición colindante con pasillo y recinto adyacente
Piso	Losa de concreto de 20 cm de espesor, 1200 kg/m ³	40,4	0,9	Espacio inferior no acondicionado

¹ Valores obtenidos de *ASHRAE Fundamentals* Capítulo 24 (ASHRAE, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals, 1997)

CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO											
Método CLTD de ASHRAE 1997											
Proyecto: Clínica del Dolor - Biblioteca				Recinto: Biblioteca				Hoja: _____			
Hecho por: _____											
Localidad				Altura: 1000 m							
Exterior: Bs = 28,5 °C		BH= 20 °C		HR= _____ %		w = 0,015 kg _v /kg _{as}					
Interior: Bs = 23 °C		BH= _____ °C		HR= 50%		w = 0,012 kg _v /kg _{as}					
Temp interior t _i = 23 °C				rango							
Temp media t _m = 28,5 °C - $\frac{7,8}{2}$ °C = 24,6 °C											
Techo		Roof #		CLTD							
No.	R	Tabla 31		Tabla 30		t _e	t _m	CLTD corr		Sensible	Latente
1	0,76	m ² KW		>		43		°C + (25,5 - 23) + (24,6 - 29,4) =		40,4 °C	
No.	U	A		CLTD corr						W	2121
1	1,30	W/m ² K		x 40,4 m ² x		40,4 °C =				W	
		W/m ² K		x _____ m ² x		_____ °C =					
Paredes		Code #		Wall type		CLTD					
Tabla 11		R		Tabla 33		Orientac		Tabla 32		t _e	
C8 >		0,71		m ² KW		> 6		Sur		> 4,0	
		m ² KW		>						°C + (25,5 - 23) + (24,6 - 29,4) =	
										1,6 °C	
										°C + (25,5 - _____) + (_____ - 29,4) = _____ °C	
No.	Orient.	U		A		CLTD corr					
1	Sur	1,4 W/m ² K x		12		m ² x		1,6 °C =		W	
		W/m ² K x		m ² x		m ² x		_____ °C =		W	
		W/m ² K x		m ² x		m ² x		_____ °C =		W	
		W/m ² K x		m ² x		m ² x		_____ °C =		W	
Ventanas - Conducción		CLTD		t _e		t _m		CLTD corr			
Tabla 34		25		°C + (25,4 - 23) +		(24,6 - 29,4) = 22,6		°C			
Orient.	Cant.	U		A		CLTD corr					
Sur	1 x	7,24 W/m ² K x		7,2		m ² x		22,6 °C =		W	
		W/m ² K x		m ² x		m ² x		_____ °C =		W	
Ventanas - Radiac. Solar		Zone Type		A		SC		SCL			
Tabla 35		Cant.		Tabla 36		x		198 W/m ² =			
Sur		1 x 7,2		m ² x		1,0		x		W	
		x		m ² x		x		W/m ² =		W	
Particiones, cielos, pisos		No.		U		A		t _e		t _i	
1		1,42		W/m ² K x		18 m ² x		(25 °C -		23 °C) =	
2		1,5		W/m ² K x		37 m ² x		(25 °C -		23 °C) =	
3		0,9		W/m ² K x		40,4 m ² x		(25 °C -		23 °C) =	
Gente		Sensible		CLF							
# gente		Tabla 3		Tabla 37							
20 x		70		W x		1,0 =				W	
										1400	
Gente		Latente		CLF							
# gente		Tabla 3		Tabla 37							
20 x		45		W x		1,0 =				W	
										900	
Luces		Potencia		FUL		FSA		CLF			
Tabla 38		874		W x		1,0 x		1,2 x		0,75 =	
										W	
										787	
Motores		HP		Cant		Tabla 4		CLF			
		x								W	
Artefactos		Descrip.		Cant		Tabla 8,9		Calor		CLF	
Tabla 37		Comput.		5 x		170		W x		1,0 =	
										W	
										870	
Subtotal Sensible Recinto										8042	
Aire Fresco		# gente		A / F		L/s - pers =		Factores			
20 x 2,5 + 40 x 0,6		x				74		San José (1000 msnm):			
								1,07		W	
								2615		W	
										580	
Caudal de Aire		8042 W sensible =		751 L/s							
		1,07 x (23 °C - 13 °C)									
SUBTOTAL										8477	
TOTAL										9957	
FCS =										0,85	

Figura 3.7 Formulario para cálculo de carga térmica del recinto Biblioteca (Recinto 304) (Fuente: datos propios)

Para este recinto, la carga térmica total obtenida utilizando este formulario es de 9957 W, y la carga sensible es de 8477 W. El caudal de aire total requerido para acondicionar el espacio son 751 l/s, de los cuales 74 l/s son requeridos para la ventilación. El cálculo de aire fresco se llevó a cabo según el método indicado en la norma *ASHRAE* 62.1, el cual contempla valores debidos tanto a la cantidad de personas como al área del recinto, por lo cual se introduce el valor obtenido como resultado en el formulario en el espacio correspondiente.

Se puede observar que el mayor componente de la carga térmica para este recinto son las ventanas si se suma sus componentes de carga por conducción y por radiación. Esto se debe a que las ventanas no tienen ningún tipo de tratamiento para disminuir su ganancia térmica, y a que se ubican en la pared sur, la cual recibe radiación solar prácticamente todo el día dada la latitud de Costa Rica.

Al comparar los datos obtenidos utilizando el formulario con los obtenidos por el programa de cálculo, se observa que los valores del formulario son mayores. Esto puede deberse a las diferencias en el modelado que se presentan aún utilizando el mismo método de cálculo. Por ejemplo, el programa de cálculo ajusta las tablas de datos para los valores CLTD dependiendo de la latitud introducida, pero en el método manual se deben utilizar tablas de datos para latitudes predeterminadas, las cuales no corresponden necesariamente con la ubicación del proyecto.

3.5.2. Ejemplo de cálculo de recinto especial (sala de cirugía)

- Espacio: Sala de cirugía
- Ubicación: 2º nivel
- Área total: 36 m²

Cuadro 3.4 Materiales para modelado de la sala de cirugía (espacio 201)

Componente	Construcción	Área (m²)	Factor U² W/m²·K	Nota
Techo				Debido a que se encuentra en el segundo piso, esta zona no cuenta con techo. El espacio superior está acondicionado.
Pared exterior	Bloques de concreto de 20 cm de espesor, con repello de concreto	12	1,4	Altura neta de la pared: 3m, tanto hacia el norte como hacia el oeste.
Ventana				Este espacio no cuenta con ventanas.
Particiones				Se considera que el espacio está rodeado de zonas no acondicionadas en caso de emergencia.
Piso	Losa de concreto de 20 cm de espesor, 1200 kg/m ³	36	0,9	Espacio inferior no acondicionado

En este espacio, se utilizó la cantidad de aire definida para recintos hospitalarios según la recomendación de la Norma 170P (ASHRAE, Ventilation of Health Care

² Valores obtenidos de *ASHRAE Fundamentals* Capítulo 24 (ASHRAE, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals, 1997)

Facilities, 2008). Se asume que en este espacio se usarán lámparas cielíticas con carga total de 2 kW, además de un equipo de anestesia de 200 W (Hosni, Jones, & Xu, 1999).

CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO									
Método CLTD de ASHRAE 1997									
Proyecto: <u>Clinica del Dolor - Sala Cirugía</u>					Recinto: <u>Sala Cirugía</u>				
Hecho por: _____ Hoja: _____									
Localidad: _____ Altura: 1000 m									
Exterior: Bs = 28,5 °C		BH= 20 °C		HR= _____ %		w = 0,015 kg _v /kg _{as}			
Interior: Bs = 23 °C		BH= 12 °C		HR= 50%		w = 0,008 kg _v /kg _{as}			
Temp interior t _i = 18 °C rango									
Temp media t _m = 28,5 °C - $\frac{7,8}{2}$ °C = 24,6 °C									
Roof # CLTD									
Tabla 31 Tabla 30									
t _i t _m CLTD corr									
°C + (25,5 - _____) + (_____ - 29,4) = _____ °C									
Sensible Latente									
Techo									
NO HAY TECHO									
No. R m ² KW > _____									
U W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = _____ W									
A CLTD corr _____ °C = _____ W									
Paredes									
Code # Wall type CLTD									
Tabla 11 R Tabla 33 Orientac Tabla 32 t _i t _m CLTD corr									
C8 > 0.71 m ² KW > 6 Norte > 8.0 °C + (25,5 - 18) + (24,6 - 29,4) = 10,7 °C									
C8 > 0.71 m ² KW > 6 Oeste > 8.0 °C + (25,5 - 18) + (24,6 - 29,4) = 10,7 °C									
No. Orient. U A CLTD corr									
1 Norte 1,4 W/m ² ·K x 18 m ² x 10,7 °C = _____ W									
2 Oeste 1,4 W/m ² ·K x 18 m ² x 10,7 °C = _____ W									
_____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = _____ W									
_____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = _____ W									
Ventanas - Conducción									
CLTD									
Tabla 34 t _i t _m CLTD corr									
NO HAY VENTANAS									
°C + (25,4 - _____) + (_____ - 29,4) = _____ °C									
Orient. Cant. U A CLTD corr									
_____ x _____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = _____ W									
_____ x _____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = _____ W									
Ventanas - Radiac. Solar									
Zone Type									
Orient. Tabla 35 Cant. A SC SCL Tabla 36									
NO HAY VENTANAS									
_____ x _____ m ² x _____ W/m ² = _____ W									
_____ x _____ m ² x _____ W/m ² = _____ W									
Particiones, cielos, pisos									
No. U A t ₂ t ₁									
1 1.4 W/m ² ·K x 36 m ² x (25 °C - 18 °C) = _____ W									
PISO 0.9 W/m ² ·K x 36 m ² x (25 °C - 18 °C) = _____ W									
Gente									
Sensible CLF									
# gente Tabla 3 Tabla 37									
6 x 100 W x 1,0 = _____ W									
Latente CLF									
# gente Tabla 3 Tabla 37									
6 x 100 W x 1,0 = _____ W									
Luces									
Potencia FUL FSA CLF Tabla 38									
2000 W x 1,0 x 1,0 x 1,0 = _____ W									
Motores									
HP Cant. Tabla 4 CLF									
_____ x _____ W x _____ = _____ W									
Artefactos									
Descrip. Cant. Calor CLF Tabla 8,9 Tabla 37									
Anestesia, 1 x 200 W x 1,0 = _____ W									
_____ x _____ W x _____ = _____ W									
Aire Fresco									
# gente A / F									
Caudal según ASHRAE 170P _____ x _____ L/s · pers = 95 Factores									
San José (1000 msnm):									
1,07 x 95 L/s x (28,5 °C - 18 °C) = 1,07									
2615 x 95 L/s x (0,015 kg _v /kg _{as} - 0,008 kg _v /kg _{as}) = 2615									
Caudal de Aire									
3919 W sensible = 732 L/s									
1,07 x (18 °C - 13 °C) = 1,07									
SUBTOTAL 4982 2339									
TOTAL 7325									
FCS = 0,68									

Figura 3.8 Formulario para cálculo de carga térmica del recinto
Sala de Cirugía (201) (Fuente: datos propios)

En este recinto es importante recalcar que la temperatura de diseño es de 18 °C. Esta temperatura podría considerarse baja para una situación de acondicionamiento típico, pero según se ha indicado por parte de personal de sala de cirugía en proyectos de diseño similares, esta temperatura es la deseable para un espacio de estas características, debido a que el nivel de tensión que maneja un cirujano durante una intervención aumenta su generación de calor corporal, además de que una disminución en la temperatura disminuye el metabolismo de los gérmenes presentes en estos espacios.

En este análisis se observa que la mayor generación de carga térmica se da en el equipamiento requerido para realizar una cirugía, a pesar de que este es un recinto donde se llevarán a cabo intervenciones sencillas. Es usual en estos recintos que se requieran lámparas de gran capacidad, y equipos adicionales. Otro componente importante es el aire fresco que se requiere tratar, el cual requiere una disminución en su temperatura en un rango mayor a una condición típica por la razón indicada anteriormente.

Este recinto no cuenta con ventanas ni con techo, lo cual resulta deseable desde el punto de vista del acondicionamiento, ya que disminuye las variaciones en la carga que introducen los factores externos.

En este caso, el valor de carga térmica obtenido en forma manual utilizando el formulario y el obtenido por el programa de cálculo difieren por un 19%, sin embargo, si se analiza desde el punto de vista constructivo del sistema de aire acondicionado, este error es relativamente poco significativo, ya que las unidades manejadoras usualmente se fabrican por rangos de capacidad, por lo que una diferencia porcentual de esta magnitud no representa una variación en el modelo de unidad.

3.6. Síntesis de cálculo de carga térmica

Con los datos obtenidos para la carga térmica total de edificio, se obtiene que la capacidad requerida de planta enfriadora debe de ser de 158 kW (45,0 toneladas de refrigeración).

Al comparar este valor con la sumatoria de carga térmica de los recintos presentados en la sección 3.1, se observa que la planta de enfriamiento tiene una capacidad inferior. Esto se debe a que las cargas térmicas reportadas por recinto corresponden al valor máximo que presenta cada una a lo largo del día, pero la planta de enfriamiento debe responder no a esta sumatoria, sino a la carga simultánea máxima. Esto se debe a que un recinto o un grupo de ellos puede tener su máximo de carga térmica en un cierto momento del día, mientras otros recintos del mismo edificio presentan una carga baja en ese mismo instante.

El análisis que se debe llevar a cabo para obtener la carga máxima que se tendrá a lo largo del día corresponde en determinar las cargas térmicas de cada recinto en un momento dado, usualmente cada hora del día. Con estos datos, se realiza la sumatoria para cada uno de estos momentos, y el valor mayor obtenido por este proceso será la carga térmica máxima que requiere tratar la planta de enfriamiento.

Este proceso puede resultar laborioso si se realiza de forma manual, por lo que el uso de programas de cómputo resulta de gran ayuda para determinar el valor. Es común que este análisis no se realice, con lo cual se estaría especificando equipos de un tamaño mayor al requerido en la realidad por no tomar en cuenta la simultaneidad de las diferentes cargas térmicas.

En el siguiente diagrama se indica la distribución de los diferentes componentes de la carga obtenido para el sistema.

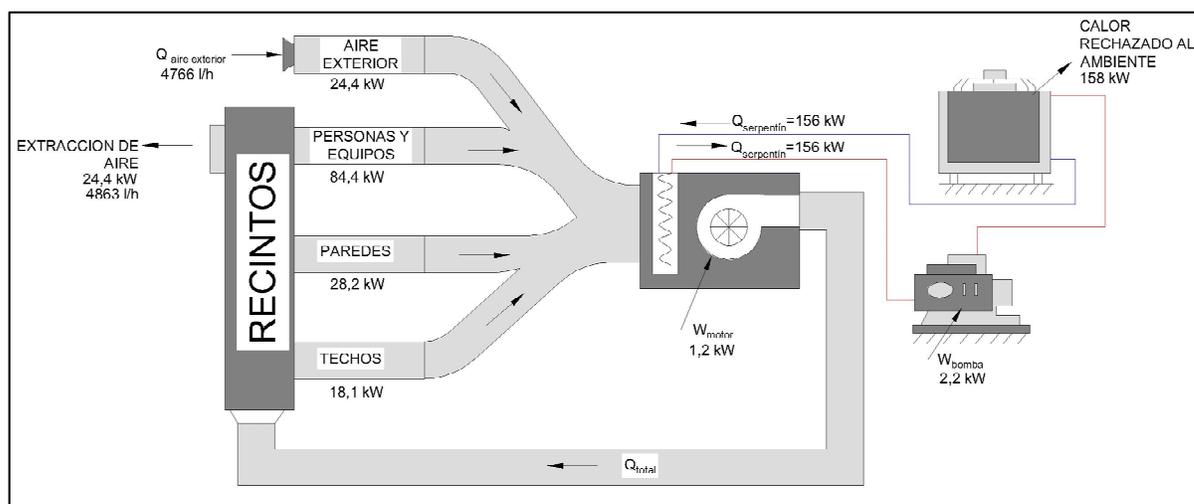


Figura 3.9 Distribución de carga térmica en el sistema de acondicionamiento
(Fuente: el autor)

A continuación se resumen las unidades de aire acondicionado para los recintos analizados. Para indicar la capacidad de los equipos, se redondeó el valor de la carga térmica al tamaño de unidad de aire acondicionado más cercano usual en el mercado.

Se utilizan los datos obtenidos a partir del programa de cálculo de carga térmica, debido a que realiza ajustes más precisos en los valores CLTD según la latitud del proyecto, además de que realiza el análisis para las 24 horas del día lo cual es laborioso de realizar en forma manual.

Cuadro 3.5 Unidades de aire acondicionado para los diferentes recintos

Unidad	Recinto	Piso	Calor Total (W)	Calor Sensible (W)	Aire Total (m³/h)	Aire Fresco (m³/h)
AH-1	Biblioteca (107)	1	7000	5300	1426	252
AH-2	Jefatura (109)	1	3500	2700	680	112
AH-3	Farmacia (108)	1	7000	5900	1436	216
AH-4	Bodega Farmacia (110)	1	3500	3100	680	68
AH-10	Cirugía (201) (2 iguales)	2	8700	6900	1700	340
AH-11	Preparación (203)	2	5200	3700	1020	119
AH-12	Área limpia (202)	2	7000	5600	1360	255
AH-5	Área Administrativa (302)	3	26000	24000	5100	235
AH-6	Aulas (303) (3 espacios iguales)	3	12000	9069	2380	384
AH-7	Capilla (305)	3	9600	6800	1870	170
AH-8	Biblioteca (304)	3	8700	7100	1700	136
AH-9	Terapia física (301)	3	14000	10800	2720	853
CK-1	Contraloría (104)	1	1700	1380	340	37
CK-2	Asistente Espiritual (306)	3	2600	2300	510	42
FC-1	Racks (104)	1	5200	4700	1020	0

Nomeclatura de unidades:

- AH - #: unidad tipo manejadora de aire con ductos
- CK - #: unidad manejadora de aire tipo “cassette” para empotrar en el cielo
- FC - #: unidad tipo “mini-split” de expansión directa, para colocar en pared

Cuadro 3.6 Lista de extractores a utilizar en el proyecto

Extractor	Caudal (m3/h)	Presión (Pa)	Recinto	Número de recinto
EX-1	506,6	36,3	Contraloría, Biblioteca y Aseos	104, 106, 107, 208, 308
EX-2	544,0	33,3	Tratamientos	206
EX-3	1135,6	38,2	Inhaloterapia	103
EX-4	1487,5	41,2	Encamados	205
EX-5	469,2	38,2	Área administrativa	302
EX-6	1487,5	39,2	Encamados	205
EX-7	2590,8	51,0	Consultorios y atención al público	101
EX-8	646,0	24,5	Comedor empleados	309
EX-9	1077,8	41,2	Baños piso 1	102
EX-10	311,1	41,2	Farmacia	108
EX-11	2261,0	31,4	Baños pisos 2 y 3	204, 307
EX-12	340,0	28,4	Salas de cirugía	201
EX-13	680,0	24,5	Terapia física (hidroterapia)	301
EX-14	1026,8	27,4	Terapia física (baños)	301
EX-15	1603,1	43,1	Aulas, capilla y asistente espiritual	303, 305, 306
EX-16	1414,4	45,1	Recuperación cirugía	207
EX-17	102,0	28,4	Terapia física	301

Para calcular estos caudales, se utiliza ya sea la norma de ventilación ASHRAE 170P o la norma 62.1, según sea el uso (hospitalario o general).

Se puede observar en el cuadro 3.6 que los espacios que más requieren ventilación son la zona de atención al público y consultorios en el primer piso, debido a que son

los recintos con mayor concentración de personas y de mayor área dentro del proyecto.

Las salas de cirugía se ventilan de forma individual, para evitar el riesgo de una contaminación cruzada entre diferentes espacios.

Los extractores se colocarán todos sobre el techo, para evitar que el aire que sale de alguno de ellos pueda volver a entrar al edificio.

3.7. Verificación de flujo de aire requerido en salas de cirugía, cuarto de lavado y pasillo séptico

Para verificar que se cumplan los requerimientos de diferencial de presión indicados en la norma 170P de *ASHRAE* (*ASHRAE, Ventilation of Health Care Facilities, 2008*), se procedió a realizar una simulación de las áreas consideradas críticas en el proyecto. Estas son las dos salas de cirugía, y los espacios que le brindan servicios: el cuarto adyacente de lavado del personal que realizará la cirugía, y el pasillo limpio, el cual sirve como ingreso a estos recintos. con el fin de determinar si se crea la presión negativa requerida en la zona. Además, se deseaba verificar que no existiera contaminación cruzada entre las salas.

Esta simulación se realizó por medio de un programa de computadora llamado CONTAM, diseñado por *National Institute of Standards and Technology* (NIST), para la simulación de transporte de contaminantes y flujos de aire multizona. Una de sus capacidades es determinar el diferencial de presión que se genera por los diferentes flujos del aire tanto dentro de una habitación, y entre un conjunto de recintos. El software es capaz de analizar el paso de aire a través de aberturas tales como puertas, ventanas, ductos, y superficies porosas tales como paredes y cielos. Por esta razón, se utilizará para verificar la existencia del diferencial de presión requerido según los requisitos indicados anteriormente.

Para realizar el modelado de los espacios, se requieren valores de permeabilidad de todas las superficies y aberturas involucradas. Para esto, se utilizan los valores obtenidos a partir de la tabla 3.9 del capítulo 3 del libro "*Handbook of Smoke Control Engineering*" (Klote, Milke, Turnbull, Kashef, & Ferreira, 2012). Estos valores se listan a en el cuadro 3.7.

Cuadro 3.7. Parámetros de construcción de superficies utilizados para simulación

Elemento	Permeabilidad	Coef. de flujo	Nota
Paredes	$1,1 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{m}^2$	0,65	Valor para paredes de construcción promedio
Pared común entre salas de cirugía	$1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{m}^2$	0,65	Valor para paredes de construcción de mayor hermeticidad
Piso	$3,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{m}^2$	0,65	Se utiliza el valor para pared de alta porosidad, ya que se considera que la losa de entrepiso podría no estar tan acabada como las paredes internas
Losa de cielo	$3,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{m}^2$	0,65	Se utiliza el valor para pared de alta porosidad, ya que se considera que la losa de entrepiso podría no estar tan acabada como las paredes internas
Puerta	$0,015 \text{ m}^2$	0,65	Se considera una puerta de construcción promedio. En este caso, el software requiere el área de infiltración.

Los valores anteriores se pueden considerar conservativos, tomando en cuenta que la construcción de las salas de cirugía generalmente es bastante hermética, pues las paredes están recubiertas de pintura especial antibacteriana, y las puertas son de una construcción bastante robusta.

Al realizar la simulación, se obtiene que efectivamente el flujo de aire es el adecuado, pues este sale de las salas de cirugía, pasa por el área de lavado del personal, y se extrae en el pasillo estéril con el equipo de extracción diseñado para tal fin. Con esto se evita que contaminantes del exterior se introduzcan a las salas de cirugía, donde podrían producir contaminación durante un procedimiento.

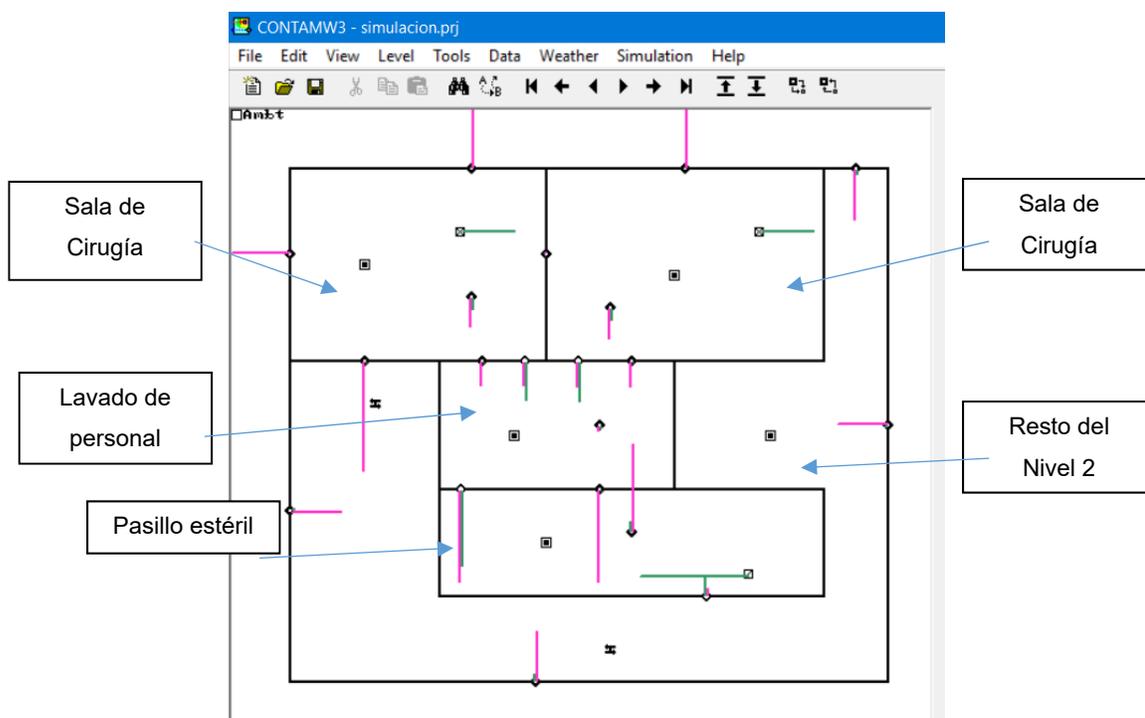


Figura 3.10. Pantalla de resultados de simulación en CONTAM (Fuente: el autor)

En la figura anterior, las líneas color púrpura indican la magnitud y la orientación del diferencial de presión existente entre los diferentes recintos. Las líneas color verde indican el caudal y el sentido de flujo a través de las superficies. Como se puede observar, en todos los recintos estudiados el sentido de flujo es hacia el pasillo estéril, lo cual es lo deseado.

Como se observa en el cuadro de parámetros de los elementos, la pared común entre ambas salas de cirugía se modeló con una permeabilidad menor que la promedio, debido a que se considera que ambas superficies de la pared deberán tener un recubrimiento especial, por estar expuestos ambos lados a un ambiente de cirugía. Con estos datos, se tiene un flujo cruzado entre ambos recintos de $0,3 \text{ m}^3/\text{h}$ a una presión diferencial de $0,20 \text{ Pa}$. A manera de comparación, se realizó la simulación aplicándole el factor de permeabilidad para paredes estándar de $1,1 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{m}^2$, y se encontró que el flujo cruzado alcanzaba un valor de $4,6 \text{ m}^3/\text{h}$, con un diferencial de presión de $0,66 \text{ Pa}$. Este flujo podría causar contaminación cruzada importante, pues si se toma en cuenta que dichas salas de cirugía tienen un volumen de alrededor de 100 m^3 , con un flujo cruzado de esta magnitud se alcanzaría este volumen en un período de alrededor de 24 horas. Por lo tanto, es de gran importancia que la pared común entre ambos recintos sea lo más hermética posible, o que exista un espacio de separación entre ambos recintos para que no estén separados únicamente por una superficie.

Otro dato importante obtenido a partir de la simulación es que se debe mantener una presión positiva en las salas de cirugía, para evitar la entrada de contaminantes por las paredes que dan hacia el exterior. En este proyecto, esto se realizó inyectando $50 \text{ m}^3/\text{h}$ de aire acondicionado de más a cada sala, de tal forma que hay mayor inyección que extracción. El caudal de aire extra sale hacia el exterior de las salas por filtraciones, evitando la entrada de contaminantes a estos recintos.

3.8. Configuración del sistema

3.8.1. Sistema general del proyecto

El sistema de acondicionamiento funciona por medio de una planta de enfriamiento, la cual enfría un caudal de agua a la temperatura requerida para realizar el acondicionamiento de los diferentes recintos.

Este fluido es utilizado por cada unidad manejadora de aire, para realizar el intercambio térmico con el aire del recinto, y así disminuir su temperatura y humedad relativa. El sistema está compuesto por los siguientes equipos:

- Planta enfriadora central de agua helada, localizada en el techo del edificio
- Unidades de aire acondicionado. Dependiendo del espacio, se utiliza unidades tipo manejadora con ductos, o unidades tipo “cassette” sin ductos
- Extractores e inyectores de aire, adecuados para mover el caudal de aire requerido según la aplicación
- Ductos de aire, de construcción metálica, de tamaños indicados en planos
- Tuberías de agua helada, que transportan el fluido desde la planta de enfriamiento hasta cada unidad. El diámetro varía dependiendo del caudal necesario en cada tramo.
- Válvulas y accesorios necesarios según indicaciones en planos y detalles.
- Soportería de equipos, ductos y tuberías.

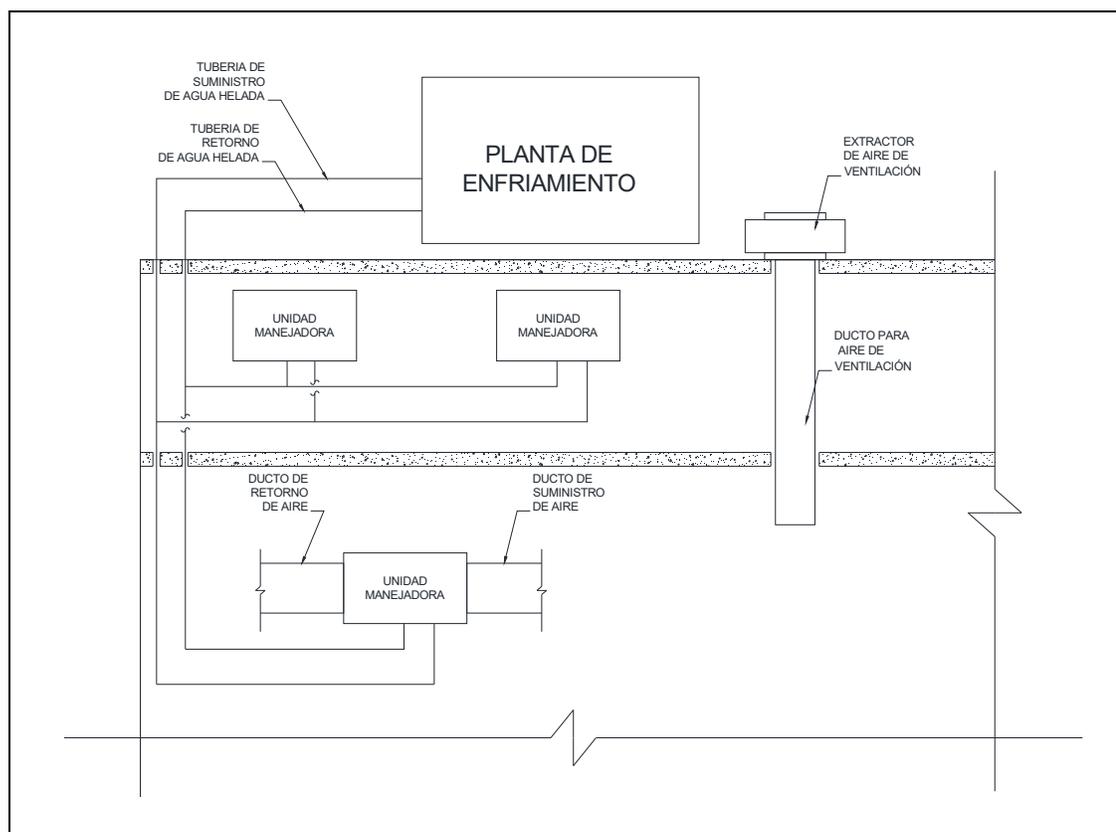


Figura 3.11 Diagrama de componentes principales del sistema (Fuente: el autor)

3.8.2. Sistemas individuales

En un edificio de uso hospitalario, se realizan procedimientos que requieren el uso de equipos y técnicas especiales, las cuales pueden requerir condiciones ambientales específicas. Por esta razón, se lista a continuación algunas consideraciones tomadas en cuenta en el diseño de diversos recintos

Espacio 101 – Atención al público

Este espacio incluye los consultorios de atención general, así como la zona de espera y el cubículo de información. En esta zona se pide ventilación forzada, lo cual es adecuado ya que en ésta se encuentra la entrada principal del edificio, la cual se espera permanezca abierta gran parte del tiempo,

razón por la cual no es conveniente la instalación de un sistema de acondicionamiento de temperatura.

La ventilación de esta zona se lleva a cabo por medio de un sistema de extracción que incluye rejillas en cada consultorio (espacios cerrados), los cuales son conducidos por un sistema de ductería hacia el extractor EX-7.

En los espacios de consultorios, se localizaron las rejillas en posición diagonal a la puerta, para mejorar la circulación del aire dentro de los mismos.

Espacios 102, 204 y 307 – Baños para el público

Los baños se ventilaron según lo recomendado por la norma ASHRAE 62.1 (ASHRAE, 62.1 User's Manual, 2007). En este sistema se incluye la ventilación de lo que se cree es un cuarto de aseo, sin embargo esto no se pudo corroborar en los planos ya que no existe la información. Estos ductos son independientes de cualquier otro sistema de ventilación, para evitar que se presente contaminación cruzada entre los espacios. Estos sistemas operan con los extractores EX – 9 y EX – 11.

Espacio 103 – Inhaloterapia

En este espacio se diseñó un sistema de ventilación forzada, ya que los pacientes de este servicio vienen por alguna afectación en su sistema respiratorio, y podría resultar contraproducente reducir la temperatura. Se asume que la bodega adyacente indicada es para los equipos requeridos para brindar el servicio. No fue posible determinar el uso de los otros recintos adyacentes a esta zona.

Cabe resaltar que en este espacio se utilizan gases que deben ser evacuados directamente, por lo que este sistema es independiente de cualquier otro, y sale por el extractor EX-3.

Espacio 104 – Contraloría

Este recinto es de ocupación administrativa y de dimensiones reducidas, sin embargo, se solicita acondicionamiento de aire. Por esta razón, se utilizó una unidad de tipo *cassete*, la cual presenta como ventaja un tamaño compacto, capacidad de control individual, y facilidad de instalación al no requerir ningún tipo de ductería. Adicionalmente, el recinto cuenta con ventilación forzada, el cual es común para varios espacios que no representan peligro de contaminación entre sí.

Espacio 105 – Cuarto de Cómputo

En este espacio se encuentra el equipo de cómputo y comunicaciones del edificio. Este tipo de recintos generalmente opera 24 horas, para evitar interrupciones en los sistemas de cómputo. Sin embargo, no se conoce el tipo de equipo ni su generación de calor, por lo que se estimó.

Se indica en planos la instalación de un sistema de acondicionamiento de aire tipo partido "*fan-coil*", debido a lo reducido del espacio.

Espacio 106 – Aseo

En este recinto se calculó una tasa de ventilación recomendada según la norma ASHRAE 62.1 (ASHRAE, 62.1 User's Manual, 2007) , la cual es extraída por una rejilla indicada en planos.

Espacio 107 – Biblioteca

Este recinto no se indica adecuadamente en planos, pero por sus características arquitectónicas parece ser una biblioteca donde los pacientes pueden realizar consultas de material, y una oficina adyacente para el bibliotecario.

Se utilizó un sistema de acondicionamiento de aire, el cual consiste de una unidad manejadora indicada como AH-3, la cual distribuye el aire entre los dos recintos antes mencionados. Además, se indica una rejilla para la ventilación del área de biblioteca, pues es común que el papel desprenda fibras y partículas que deben ser extraídas.

La unidad AH-3 se ubica en el área de público, para hacer más fácil su mantenimiento.

Espacios 108 y 109 – Farmacia y Jefatura de Farmacia

En estos recintos es esencial contar con aire limpio y acondicionado, por lo que se diseñó un sistema de control de temperatura y humedad, así como ventilación forzada. La bodega cuenta con un sistema separado de acondicionamiento de aire, para que sea posible regular este espacio a las condiciones que sean necesarias para la conservación de los medicamentos.

Las unidades AH-3 y AH-4 que se utilizan para estas zonas deben contar con un filtros removibles de alta eficiencia tipo MERV 8, para asegurar la limpieza del aire.

Espacio 201 – Salas de Operaciones

Las salas de operaciones son espacios que requieren un diseño especial, debido a que los sistemas utilizados para acondicionar deben asegurar la asepsia necesaria para el éxito de las intervenciones quirúrgicas. Por esta razón, en este diseño se están utilizando unidades de aire acondicionado de doble pared. Estas unidades cuentan con paredes internas y externas lisas de acero inoxidable, por lo que se impide el crecimiento de bacterias en su interior, a la vez que se hace más sencillo el mantenimiento. Además, en cada unidad debe existir una caja de filtros, que contenga un filtro inicial MERV 4 y uno intermedio MERV 8. Por motivos de espacio, no se incluye el filtro final en la caja de filtros, sino que este se instala dentro de la caja del difusor.

Los difusores de una sala de cirugía son especiales, pues se desea que el flujo de aire ayude a barrer los contaminantes existentes dentro del recinto. Por esta razón, se utilizarán difusores de flujo laminar, cuya principal característica es que el aire sale de manera vertical hacia abajo, para que la corriente forme una cortina que impide la entrada de partículas contaminantes a la zona donde se encuentra la mesa de operaciones. Estos difusores incluyen un filtro final clasificación MERV 14 dentro de su caja. Este filtro se puede cambiar fácilmente por la cara que queda expuesta al recinto, y para mejorar sus características de asepsia, incluye un canal que sella la tapa del difusor contra un canal que contiene gel de alcohol.

Para mejorar el efecto de barrido, las rejillas de retorno se colocan a los lados de la sala, a nivel cercano al piso, para continuar la dirección de la corriente de aire proveniente de los difusores.

En este caso, se decidió ubicar las unidades dentro de un cuarto adyacente a las salas de operaciones, debido a que las unidades de acondicionamiento necesarias para brindar las condiciones requeridas para una sala de cirugía son bastante voluminosas. Cabe destacar que en edificios hospitalarios de alto nivel, se tienen cuartos para equipos adyacentes a cada sala de cirugía, donde se ubican todos los equipos necesarios para la operación de las mismas, con el fin de facilitar el mantenimiento de los diferentes dispositivos.

Cabe resaltar que aunque se realizó el cálculo de carga térmica para las dos salas de cirugía por separado, los resultados fueron prácticamente iguales, por lo que se utiliza igual equipamiento para ambos recintos.

Para la zona de lavado de manos y preparación de los cirujanos, se utiliza una unidad de aire acondicionado similar a la requerida para las salas de cirugía, pero en este caso no se requiere que exista un barrido, por lo que los difusores y rejillas de aire son del tipo normal para colocar en el cielo.

Se utiliza una toma directa de aire fresco por cada unidad.

Espacio 202 – Esterilización y Almacenamiento

Este espacio sirve como almacén de los diferentes instrumentos y de la ropa utilizada para cirugía. Por tal motivo, se utiliza una unidad manejadora de aire con ductos, para mantener la condición requerida. Se utilizan difusores en cada recinto para distribuir el caudal de aire necesario.

La unidad de aire acondicionado se ubica en el mismo cuarto donde se ubican las unidades de las salas de cirugía. En este caso por motivos de espacio se utiliza una unidad vertical, la cual debe contar con una caja de filtros categoría MERV 8 y 14, para mantener la limpieza en los espacios.

Espacios 205 y 207 – Salas de Recuperación

En este espacio se solicita que se instale un sistema de ventilación forzada, el cual incluye una serie de rejillas ubicadas de tal forma que se induzca al aire a moverse a través de todo el espacio. En el edificio se observan dos salas de recuperación que se encuentran separadas, por lo que se diseñaron dos sistemas independientes, para evitar que exista contaminación cruzada entre ambos espacios.

Dichos sistemas se evacúan por medio de los extractores EX – 4, EX – 6, EX – 16 ubicados a nivel del techo.

Espacio 301 – Terapia física

En esta zona se solicita un sistema de aire acondicionado y ventilación, ya que se realiza actividad física y se desea que los pacientes que asisten a estos servicios cuenten con un ambiente adecuado. Para esto se utilizaron dos unidades de aire acondicionado AH-9. La zona de hidroterapia es de

especial cuidado, ya que se utiliza una piscina con agua a temperatura de alrededor de 39 °C, con la consiguiente formación de vapor de agua. Para evitar que el vapor se traslade al resto de las instalaciones, se instala en este recinto un extractor indicado como EX-13, el cual extrae la totalidad del aire que se introduce al cuarto por medio del difusor de aire acondicionado, evitando así el retorno del aire hacia la unidad de aire acondicionado.

Espacio 302 – Área Administrativa

En los planos entregados por parte del Arquitecto no figura la distribución de esta zona, lo cual no permite conocer con certeza aspectos como la cantidad de personas y el equipamiento utilizado en esta zona. Debido a esto, se utilizó la densidad promedio de ocupación de una oficina según se indica en la tabla 6.1 de la norma ASHRAE 62.1 (ASHRAE, 62.1 User's Manual, 2007) para estimar esta información. Aquí se utilizan unidades colocadas en el piso para facilitar su mantenimiento. Debido a que se desconoce la distribución de los cerramientos, se asumió para propósitos de diseño que el área iba a ser totalmente abierta, por lo cual el retorno se realiza directamente a la unidad por medio de una rejilla de pared.

Espacio 303 – Aulas

En estos recintos se desconoce la cantidad de personas que lo ocuparán, por lo que de nuevo se recurre a la tabla 6.1 de la norma ASHRAE 62.1 para obtener un estimado.

Las aulas se acondicionarán utilizando unidades independientes para cada una, de tal manera que solamente entrará en operación la unidad cuyo recinto asociado se esté utilizando, evitando así que se desperdicie energía

acondicionando espacios sin uso. Debido a que los recintos son similares entre sí, se utiliza un sistema de acondicionamiento igual para cada aula.

Espacio 304 – Biblioteca

Este espacio acondicionado con la unidad AH-6 se asume como biblioteca debido a que la información proporcionada por el Arquitecto así lo indica, sin embargo es contradictorio que existan dos recintos de este tipo en el proyecto.

Este recinto se utilizó como ejemplo de cálculo en la sección 0.

3.9. Cierre

Determinar la carga térmica de un edificio es un proceso complejo, cuyo éxito depende de la capacidad de realizar una buena aproximación entre el modelo real a construir y el modelado matemático realizado con el método de cálculo elegido. En recintos de uso hospitalario, es común que el cálculo se complique debido a varias razones, entre las que se puede citar a la existencia de equipos especiales sobre los cuales se desconoce su generación de calor y los requerimientos no solo relacionados con la comodidad de las personas sino los relacionados con factores sanitarios.

Por estas razones, en el diseño deben utilizarse equipos de mayor tamaño, con sistemas de filtración especiales, y salvo contadas excepciones, realizando la distribución del aire por medio de ductos. La ductería utilizada en el diseño es totalmente rígida, lo que complica un poco la flexibilidad que se tiene con sistemas con ductería del tipo flexible, la cual no se recomienda utilizar para evitar el riesgo de crecimiento bacteriano dentro de los pliegues.

La utilización de un sistema con planta de agua helada se considera necesaria debido a la robustez de dichos equipos, además de que permite mayor flexibilidad si a futuro se requiere realizar modificaciones o adiciones de unidades manejadoras. Además, este sistema permite utilizar manejadoras de aire separadas para los recintos, lo cual brinda la facilidad de que cada espacio puede manejar sus condiciones de forma separada, además de que de esta forma se permite aislar los sistemas de acondicionamiento de los diferentes recintos para evitar problemas de contaminación cruzada.

Es de suma importancia que este tipo de proyectos se lleve a cabo de forma interdisciplinaria, donde intervengan tanto el personal que finalmente va a operar el edificio como los encargados del diseño arquitectónico y de ingeniería, de tal manera que exista una comunicación que permita resolver cualquier inconveniente antes de iniciar el proceso de construcción, donde solucionar cualquier error puede resultar costoso y demandar tiempo adicional.

4. Conclusiones

Con base en la información recopilada, se determinó que la carga térmica máxima requerida en la planta de enfriamiento para proveer de enfriamiento al proyecto es de 158 kW, tomando en cuenta el factor de simultaneidad de cargas de los diferentes recintos. Para este análisis de carga térmica se consideró que en el proyecto coexisten espacios de diferentes clasificaciones, pues se encuentran recintos de uso íntegramente hospitalario, como salas de cirugía, farmacia o atención de pacientes; espacios de tipo oficina, tales como el área administrativa, biblioteca; y zonas donde se pueden encontrar concentraciones de personas como las aulas y la capilla. Esto influyó en la determinación de parámetros tales como la temperatura y humedad de diseño de los recintos, necesidad de filtración, flujo de aire, y otros, las cuales varían según los requerimientos de los diferentes espacios, según la información recopilada. Estas diferencias finalmente se vieron reflejadas en los equipos considerados para cada uno de los recintos, y complementadas con requerimientos específicos tales como facilidad de mantenimiento y limpieza, así como el costo inicial y de operación, fueron tomados en cuenta para la selección de las unidades acondicionadoras utilizadas en el diseño. Por ejemplo, se decidió utilizar unidades manejadoras de aire de construcción tipo “doble pared” en todos los recintos, independientemente de si suministran aire a un ambiente de uso estrictamente hospitalario, debido a que la contaminación cruzada entre espacios puede representar un riesgo tanto para los pacientes como para el personal que laborará en los diferentes recintos.

Utilizando los valores de ventilación requeridos por ASHRAE en las normas 62.1 (ASHRAE, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, 2012) y 170P (ASHRAE, Ventilation of Health Care Facilities, 2008), se determinó que en total para este proyecto se requiere un caudal de aire fresco de 4738 m³/h, los cuales se acondicionan adecuadamente para llevarlos a un estado adecuado para ser introducidos a los diferentes recintos.

Se determinó que la utilización de un programa de cálculo de carga térmica especializado resulta de gran ayuda al diseñador, ya que éste se encarga de realizar el manejo matemático requerido. El programa utilizado cuenta con una interfase sencilla de utilizar, la cual despliega valores esperados según el tipo de parámetro que se esté introduciendo, lo que evita errores de transcripción. Adicionalmente, permite realizar el cálculo de carga térmica en un período de 24 horas si se desea, eliminando la necesidad de asumir un momento del día en que se estima que sucederá el pico de carga térmica, como ha sido la costumbre cuando el cálculo se realiza de forma manual. Asimismo, las aplicaciones informáticas hacen posible realizar cálculos complejos, como el que se llevó a cabo en este proyecto para determinar si existe contaminación cruzada entre recintos. Sin embargo, no se debe olvidar que al final de todo cálculo, el diseñador debe evaluar en base a su conocimiento si estos resultados concuerdan con lo esperado, pues de lo contrario se incurre en el error de creer ciegamente en una “caja negra”, la cual arroja un resultado. En este proyecto se utilizó la metodología de cálculo CLTD/CLF, lo cual permitió realizar una comparación de manera sencilla del resultado dado por el programa informático, con un cálculo manual realizado utilizando el mismo método.

Para llevar a cabo el diseño, se utilizó una metodología la cual parte desde la determinación de los datos que serán necesarios, hasta la elaboración de un conjunto de planos y especificaciones técnicas, de tal manera que el diseñador pueda expresar con detalle los requerimientos constructivos. Se desea destacar de esta sección la importancia que tiene la experiencia con que pueda contar el diseñador, pues el conocimiento previo de equipos existentes en el mercado, accesorios y normativas ayuda en gran medida a obtener un diseño que cumpla con los requerimientos.

Dentro de esta metodología, se hace incapié en la necesidad de considerar diferentes elementos al desarrollar el conjunto de planos, tal como el espacio físico que requieren los equipos y accesorios tanto para su instalación como para su mantenimiento, pues es común que el diseñador con poca experiencia pase este

tipo de detalles por alto. En la metodología presentada en este trabajo se propone un orden de diseño de los espacios, iniciando en los espacios que requieren equipos de gran volumen o mayor complejidad, de tal manera que se evite en la medida de lo posible conflictos en el diseño.

Tomando en consideración los puntos anteriores, se diseñó un sistema de aire acondicionado y ventilación que suministra el aire a las condiciones requeridas, de tal manera que el ambiente en cada espacio sea el adecuado para las diferentes condiciones operativas. La localización de los diferentes equipos de acondicionamiento, así como los accesorios y sistemas asociados se muestra en los planos de diseño que se encuentran en el Anexo 4, donde también se puede consultar las características técnicas de los diferentes equipos, así como detalles constructivos. Adicionalmente, se elaboró un conjunto de especificaciones, las cuales pueden ser consultadas en el Anexo 3.

Un resultado importante, el cual no se había considerado inicialmente es el del riesgo de contaminación creado por el paso de aire a través de superficies consideradas como sólidas, tales como paredes, pisos y cielos. En el análisis realizado en la pared que ambas salas de cirugía comparten se determinó que podría existir un flujo de aire de hasta $4 \text{ m}^3/\text{h}$, el cual podría acarrear contaminantes de un espacio hacia el otro. Esto resulta contraproducente si se considera la gran cantidad de recursos se invierten en sistemas de filtrado y acondicionamiento de aire, mientras que un detalle constructivo de este tipo fácilmente se pasa por alto. Este tipo de análisis de contaminación no es usual en el campo de aire acondicionado, pues implica tener en consideración la construcción misma de las separaciones entre recintos, e incluso podría generar repercusiones en el diseño arquitectónico y civil ya que según en análisis realizado podría ser necesario introducir dentro de la estructura de las paredes de los espacios críticos algún elemento que disminuya la permeabilidad de la superficie.

Un error común que se trató de evitar con la metodología de trabajo es la dificultad de distribuir adecuadamente los difusores para lograr un acondicionamiento adecuado. Es importante notar que aunque se cuente con el parámetro conocido como “tiro” como ayuda para la distribución de estos accesorios, éste no se debe tomar ciegamente como el único factor determinante, pues cabe recordar que desde su concepción teórica este parámetro no es fácil de determinar, y corresponde a un tipo de condiciones ideales, las cuales difícilmente se cumplen en las edificaciones, donde se tienen superficies y volúmenes que pueden alterar el desarrollo de las corrientes de aire que salen de un difusor.

Se encontró dificultad para acomodar de forma adecuada las unidades manejadoras de aire que suministran a las salas de cirugía, debido a que el espacio físico no es el adecuado. Este tipo de unidades cuenta con varios bancos de filtros, y se debe seguir un plan adecuado de mantenimiento, por lo que se requiere un volumen libre para su ubicación, la de sus accesorios, y para que el personal de mantenimiento pueda remover las cubiertas, así como poder realizar las maniobras necesarias. Es importante que el diseñador del sistema de aire acondicionado le comunique de antemano al encargado de la parte arquitectónica estos requerimientos, ya que se podrían generar problemas cuando se esté en proceso de instalación u operación de las instalaciones. En el caso de este proyecto, los filtros finales de estas zonas se debieron colocar en la misma sala de cirugías, lo cual podría presentar riesgos de contaminación.

Una mejora que se puede implementar para futuros proyectos de tipo hospitalario, y en general para sistemas de aire acondicionado que sirven a edificaciones de tamaño y complejidad que lo ameriten, es el uso de un sistema centralizado de control del aire acondicionado. Estos sistemas pueden ser operados desde una computadora, de tal forma que por medio de una interfaz sencilla, el administrador o personal de mantenimiento del edificio puede programar y controlar parámetros tales como horarios de operación de las diferentes unidades de forma individual o grupal, además de permitir un registro de datos relevantes del desempeño del

sistema que faciliten las labores de mantenimiento. Dicho control puede integrar otros sistemas, tales como alarma y detección de incendio, lo cual permitiría que el sistema de aire acondicionado responda adecuadamente en caso de un incendio, ya sea disminuyendo la propagación de humo a través de los diferentes recintos, o de una forma más activa, controlando los flujos de gases para ayudar en la evacuación de las personas. Un sistema de control de este tipo requiere de integración entre diferentes disciplinas de diseño, por lo cual se escapa al alcance de este proyecto.

5. Bibliografía

- ANSI-ASHRAE. (2013). *Energy Standards for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (1997). *ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals* (Vol. Fundamentals). Atlanta, Georgia, Estados Unidos: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2005). *ASHRAE 2005 Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2007). *62.1 User's Manual*. Atlanta, Georgia, Estados Unidos: American Society of Heating, Refrigerant and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2007). *Method of testing general ventilacion air-cleaning devices for removal efficiency by particle size*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2008). *Ventilation of Health Care Facilities*. Atlanta, Georgia, Estados Unidos: American Society of HEating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2012). *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta, Georgia, Estados Unidos: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (s.f.). *Cooling and Heating Load Calculation Manual*. Atlanta, Georgia, Estados Unidos: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Colegio Federado de Ingenieros y Arquitectos. (16 de Junio de 1983). Reglamento Especial para el Miembro Responsable de Empresas Constructoras. *Diario Oficial La Gaceta No. 114*.
- Fung Ho, V. (2000). Formulario para cálculo de carga térmica. San José, Costa Rica.

- Gobierno de Costa Rica. (2017). *Mapa de Obras - Administración Solís Rivera*.
Obtenido de <https://mapa.presidencia.go.cr/ccss/centro-nacional-de-control-de-dolor-y-cuidados-paliativos/>
- Hosni, M., Jones, B., & Xu, Y. (1999). Experimental results for heat gain and radiant/convective split from equipment in buildings. *ASHRAE Transactions*, 527-539.
- Klote, J., Milke, J., Turnbull, P., Kashef, A., & Ferreira, M. (2012). *Handbook of Smoke Control Engineering*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- Martorell, S., & Chaves, R. (Abril de 2007). Programa Funcional Centro Nacional del Control de Dolor y Cuidados Paliativos. San José, Costa Rica.
- Saxe, J. J. (1995). Metodología para el estudio de condiciones exteriores de diseño para estimaciones de la carga de enfriamiento en localidades costarricenses. *Revista Ingeniería*, 37-47.
- Smith, B. (2011). *HVAC Peak Load Calculation Methods – History and Comparisons*.
Obtenido de <http://www.elitesoft.com/web/newsroom/loadcalcs.html>
- Spitler, J. F. (1993). The CLTD/SCL/CLF Cooling Load Calculation Method. *ASHRAE Transactions*, 183–192.

Anexos

A.1. Formulario utilizado para el cálculo de carga térmica

Según el método CLTD de ASHRAE 1997 (Fung Ho, 2000)

CALCULO DE CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO											
Método CLTD de ASHRAE 1997											
Proyecto: _____			Recinto: _____			Hoja: _____					
Hecho por: _____											
Localidad			Altura: _____ m								
Exterior: Bs = _____ °C BH= _____ °C HR= _____ % w = _____ kg _a /kg _{bs}											
Interior: Bs = _____ °C BH= _____ °C HR= _____ % w = _____ kg _a /kg _{bs}											
Temp interior t _i = _____ °C rango											
Temp media t _m = _____ °C - _____ °C = _____ °C											
Roof # CLTD											
Techo	No. R		Tabla 31		Tabla 30		t _i t _m		CLTD corr	Sensible	Latente
	_____ m ² /KW		> _____		> _____		°C + (25,5 - _____) + (_____ - 29,4) =		_____ °C		
U A CLTD corr											
No. U W/m ² ·K x A m ² x _____ °C = W											
_____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = W											
Code # Wall type CLTD											
Paredes	Tabla 11 R		Tabla 33 Orientac		Tabla 32		t _i		CLTD corr	Sensible	Latente
	> _____ m ² /KW		> _____		> _____		°C + (25,5 - _____) + (_____ - 29,4) =		_____ °C		
No. Orient. U A CLTD corr											
_____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = W											
_____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = W											
_____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = W											
_____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = W											
CLTD											
Ventanas - Conducción	Tabla 34		t _i t _m		CLTD corr						
	> _____		°C + (25,4 - _____) + (_____ - 29,4) =		_____ °C						
Orient. Cant. U A CLTD corr											
_____ x _____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = W											
_____ x _____ W/m ² ·K x _____ m ² x _____ °C = W											
Zone Type SCL											
Ventanas - Radiac. Solar	Orient. Tabla 35		Cant. A		SC		Tabla 36		W/m ²	Sensible	Latente
	_____ x _____		_____ m ² x _____		_____ x _____		_____ W/m ²		W		
_____ x _____ m ² x _____ W/m ² = W											
No. U A t₂ t_i											
Particiones, cielos, pisos	_____ W/m ² ·K x _____ m ² x (_____ °C - _____ °C) =		W								
	_____ W/m ² ·K x _____ m ² x (_____ °C - _____ °C) =		W								
Sensible CLF											
Gente	# gente Tabla 3		W x		CLF Tabla 37						
	_____ x _____		_____ W x _____		_____ =		W				
Latente CLF											
# gente Tabla 3 W x CLF Tabla 37 = W											
Potencia FUL FSA CLF											
Luces	Potencia W x		FUL x		FSA x		CLF Tabla 38		=	Sensible	Latente
	_____ W x _____		_____ x _____		_____ x _____		_____ =		W		
HP Cant Tabla 4 CLF											
Motores	HP Cant Tabla 4		W x		CLF						
	_____ x _____		_____ W x _____		_____ =		W				
Calor Tabla 8,9 CLF											
Artefactos	Descrip. Cant Tabla 8,9		W x		CLF Tabla 37						
	_____ x _____		_____ W x _____		_____ =		W				
Subtotal Sensible Recinto											
Aire Fresco	# gente A / F		L/s · pers =		L/s		Factores			Sensible	Latente
	_____ x _____		_____ L/s · pers = _____ L/s		_____ L/s		San José (1000 msnm):		1.07		
1,23 x _____ L/s x (_____ °C - _____ °C) = W											
3010 x _____ L/s x (_____ kg _a /kg _{bs} - _____ kg _a /kg _{bs}) = 2615 W											
Caudal de Aire	W sensible =		L/s		Factores					Sensible	Latente
	1,23 x (_____ °C - _____ °C)		_____ L/s		_____ Factores		_____		1.07		
SUBTOTAL TOTAL FCS =											

A.2. Pasos cálculo de carga térmica según método CLTD de ASHRAE 1997

Datos generales

- 1) De las hojas de temperatura para Costa Rica, obtener:
 - a. Temperatura de bulbo seco según la frecuencia deseada (generalmente 0,5%), se denominará TBS_{max}
 - b. Temperatura de bulbo húmedo correspondiente con la anterior
 - c. De carta psicrométrica o programa de cálculo, con los datos anteriores, obtener %HR y w en kg_w/kg_{as}
 - d. Temperatura ambiental diaria promedio (am. Diar. Pr.), la cual en la fórmula de cálculo se denomina *rango*
- 2) La temperatura interior t_r será dada por las condiciones de diseño deseadas
- 3) La temperatura media t_m se obtiene de la fórmula:

$$t_m = TBS_{max} - \frac{RANGO}{2}$$

Techos

- 1) Obtener el valor de la resistencia térmica R en $m^2 \cdot K/W$. Los datos para diversos materiales se encuentran en las hojas del capítulo 24.
 - a. Tabla 4 lista resistencias para materiales de construcción usuales.
 - b. Tabla 1 es para la conductividad del aire en superficies.
 - c. Tabla 3 muestra valores para la resistencia térmica del aire en espacios confinados dependiendo de la dirección de transmisión

de calor (ejemplo: espacio entre techo y cielo). En caso de espacios mayores a 90 mm, se utilizará el valor máximo.

- 2) Calcular el valor total de R para el conjunto de materiales, recordando que:

$$R_t = R_1 + R_2 + \dots + R_n \text{ para elementos en serie, y}$$

$$R_t = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n}} \text{ para elementos en paralelo}$$

- 3) Obtener el *Roof #*

Del capítulo 28, tabla 32, obtener un número de techo. Esta tabla lista cuatro posibles construcciones (madera, concreto, metal y ático). Además, hace distinción entre si existe o no cielo suspendido, y si la masa principal del techo ocurre dentro de aislamiento, distribuida uniformemente, o fuera del aislamiento. Con el valor de R obtenido en el paso anterior, y tomando en cuenta el cielo suspendido y el tipo de construcción, se obtiene un número de techo.

- 4) En la tabla 30, con el número de techo, y la hora a la cual se desea calcular la carga térmica, se obtiene un valor de temperatura CLTD en °C.

- a. Con el valor de CLTD, obtener el CLTD corregido, según la fórmula:

$$CLTD_{corr} = CLTD + (25,5 - t_r) + (t_m - 29,4)$$

- b. Si el valor de $CLTD_{corr}$ da menor que 0, se recomienda que su valor se establezca en 0 °C, para evitar introducir una carga negativa

5) Obtener el valor de U en $W/m^2 \cdot K$, con la fórmula

$$U = \frac{1}{R}$$

6) Obtener el área de techo A en m^2

7) Calcular la carga térmica en watts

Paredes

1) Obtener el *Code #* de la tabla 11 del capítulo 28

- a. Obtener de la lista el código de pared, buscando el tipo de construcción más parecido al utilizado en la realidad. Tomar en cuenta el material y espesor de pared para aproximar.
- b. Obtener el valor de R de la pared según el método utilizado en el paso anterior. Comparar este valor calculado con el valor de la tabla.
- c. Si los valores de R difieren mucho, buscar una alternativa con valores más cercanos para el código de pared.

2) Con el código de pared, ir a la tabla 33 del capítulo 28

- a. Con el código de pared, y el material secundario (por ejemplo, recubrimiento), buscar un *wall type*.
- b. Puede darse el caso que el código de pared elegido en el paso anterior no esté disponible en la tabla 33. Si esto sucede, buscar un código de pared similar.
- c. La tabla 33 está dividida en tres secciones:

- i. Tabla 33A: masa localizada entre aislamiento
 - ii. Tabla 33B: Masa distribuida uniformemente
 - iii. Tabla 33C: Masa fuera del aislamiento
- 3) Con el *wall type* obtenido en el paso anterior, ir a la tabla 32
 - a. Buscar según el *wall type*, la orientación de la pared, y la hora a la que se desee hacer el cálculo de carga térmica, el valor de CLTD
 - b. Obtener el valor de CLTD_{corr}, igual al cálculo para techos
- 4) Obtener los valores de U, área A para cada pared
- 5) Calcular la carga térmica en watts

Ventanas – conducción

- 1) Según la hora del día a la que se realice el cálculo de carga, obtener de la tabla 34 del capítulo 28 el valor de CLTD
- 2) Obtener el CLTD_{corr}
- 3) De cada ventana, determinar:
 - a. Orientación
 - b. Cantidad de ventanas: generalmente, hay varias ventanas iguales en cada pared del edificio
 - c. Factor U: de la tabla 4 del capítulo 30, obtener el valor U en $W/m^2 \cdot K$. La tabla hace distinción entre espesor del vidrio, vidrio sencillo o múltiple, recubrimiento (glazing), si es operable o fija, y el tipo de construcción del marco. Determinar el valor más adecuado según las características de la ventana

d. Área de la ventana en m²

4) Obtener la carga en watts

Ventanas – radiación solar

- 1) Obtener el *zone type* según el tipo de construcción, de la tabla 35B del capítulo 28. Se requiere determinar
 - a. Número de paredes a las que les da el sol que entra por la ventana (*No. Walls*)
 - b. Tipo de piso (alfombra o vinílico) (*floor covering*)
 - c. Tipo de paredes a las que les da el sol (*partition type*)
 - d. Si existe o no cortinas o dispositivos similares (*inside shade*)
- 2) Con estos parámetros definidos, se obtiene de la columna *Zone Type*, el valor correspondiente en la columna *Glass Solar* (A, B, C o D).
- 3) El valor SC es el “shade coefficient”, el cual generalmente el fabricante de ventanas da. En caso de desconocerse, se debe poner un valor de 1.
- 4) El valor SCL se obtiene de la tabla 36, capítulo 28, según la orientación de la ventana, la hora del día, y el parámetro *Glass Solar* obtenido anteriormente (A, B, C o D)

Particiones, cielos, pisos

- 1) Obtener el valor de U, según el procedimiento visto para techos.
- 2) Obtener el valor del área para la partición

3) Las temperaturas t_1 y t_2 corresponden a:

t_1 : temperatura dentro del recinto que se quiere acondicionar

t_2 : temperatura en el espacio adyacente con el que el recinto a acondicionar comparte la partición

NOTA: se considera una partición a un espacio adyacente a la zona acondicionada, el cual tiene una temperatura diferente (generalmente mayor). Por ejemplo, puede ser un baño o una bodega sin acondicionamiento de aire.

Además, si se va a acondicionar un piso de un edificio, y los pisos inferior o superior no son acondicionados, estos se consideran particiones.

Personas

- 1) Determinar la cantidad de personas presentes en el recinto. Si esto se desconoce, utilizar las recomendaciones de ASHRAE presentes en el Estándar 62.1 (ASHRAE, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, 2012), tabla 6.1, para determinar una cantidad promedio de personas según el área y tipo de ocupación.
- 2) Del capítulo 28, tabla 3, determinar el calor sensible y latente generado por persona, según la actividad que esté realizando
- 3) Determinar el valor CLF:
 - a. Si el aire acondicionado se apaga en algún momento, por ejemplo de noche, el valor de CLF será 1.
 - b. Si no, entonces hay que:
 - i. Utilizar el “*zone type*” obtenido en el apartado “**ventanas – radiación solar**” (A, B, C o D)

- ii. Determinar cuanto tiempo permanecerán las personas dentro del recinto
- iii. Obtener el valor para el SCL, según el tiempo que ha transcurrido desde que la persona entró al recinto, hasta la hora del día que se calcula la carga térmica

NOTA: este cálculo debe hacerse por separado para las cargas sensibles y latentes, y anotarlas en la casilla correspondiente.

Luces

- 1) Determinar la potencia total de luces dentro del recinto. Un valor normal para oficina es de 2 W/m^2 .
- 2) Los valores FUL, FSA y SCL son dependientes del uso, y se asumen con valor 1.0 a menos de que se tengan datos.

Motores

- 1) Obtener la potencia nominal del motor, en HP
- 2) Determinar la cantidad de motores dentro del recinto
- 3) Del capítulo 28, tabla 4, obtener la cantidad de calor en watts que genera un motor según los siguientes parámetros:
 - a. Potencia de placa nominal en HP
 - b. Si el motor y el equipo que éste mueve se encuentran fuera o dentro del recinto (columnas A, B o C)

Artefactos

- 1) Determinar el tipo de artefactos (electrodomésticos, equipos de audio y video, computadoras, etc) presentes dentro del recinto
- 2) Obtener datos del calor generado según el tipo de artefacto. Esto se puede obtener de las tablas 8 y 9 del capítulo 28, del artículo “Heat Gain From Office Equipment”, o de los manuales de los equipos.
- 3) El valor CLF se obtiene de forma similar a la anterior, y generalmente es de 1.0.

NOTA: ciertos equipos como cafeteras y hornos pueden generar carga latente. Se debe considerar esta carga y anotarla en el espacio correspondiente.

A.3. Especificaciones del sistema de aire acondicionado para el proyecto

SECCIÓN 23 00 00

CALEFACCIÓN, VENTILACION Y AIRE ACONDICIONADO

PARTE 1. GENERAL

1.1. CONTENIDO DE LA SECCIÓN

A. TRABAJOS INCLUIDOS EN LA SECCIÓN

1. El trabajo consiste en la instalación, puesta en marcha y balance de los sistemas de ventilación y aire acondicionado indicados en los planos. Incluye el suministro de todos los equipos, las tuberías, los ductos, las rejillas, así como la instalación de soportes y estructuras necesarias.
2. El trabajo así definido comprende e incluye todos los materiales, mano de obra, equipo, pruebas, procedimientos, etc., tendientes a obtener sistemas completos, aun cuando no se indiquen sus más pequeños detalles.
3. Se entiende que la instalación deberá entregarse totalmente terminada, limpia y balanceada según los datos de diseño.
4. El sistema de aire acondicionado constará de una planta de agua helada, bombas de agua, unidades manejadoras, unidades tipo "cassette", ductos, difusores, rejillas, sistemas de control, tuberías y accesorios, todo detallado en los planos y especificaciones.
5. Los equipos a suministrar deberán ser nuevos, totalmente armados en fábrica y con la capacidad mínima indicada en los planos.
6. Todos los equipos, deberán funcionar eficientemente, silenciosamente y sin vibración. Deben tener como mínimo la capacidad indicada y sus rotores o aspas deben ser balanceados tanto estática como dinámica.

Sus motores deberán funcionar sin sobrecargarse a las condiciones en que operarán.

7. Se deberán dejar las previstas indiadas para una futura ampliación.

1.2. SECCIONES RELACIONADAS

- A. 33 00 00 Instalaciones Mecánicas

1.3. REFERENCIAS

- A. La ejecución de toda la Obra deberá cumplir con las normas de las siguientes organizaciones, en los casos aplicables, y conforme a la última edición de tales normas:
 1. Todos los códigos nacionales de Costa Rica y sus reglamentos
 2. Código de Construcción
 3. ASHRAE
 4. ASME
 5. SMACNA
 6. NFPA

1.4. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

- A. REQUERIMIENTOS DE DESEMPEÑO
 1. El sistema de aire acondicionado y ventilación debe suministrar aire a las condiciones especificadas en cada espacio, según lo establecido en planos y en las secciones siguientes.
 2. Los oferentes deberán garantizar y declarar que el funcionamiento del sistema cumple con todas las especificaciones mínimas solicitadas en el presente documento.

1.5. PRESENTACIONES PARA APROBACIÓN

A. INFORMACIÓN TÉCNICA DE LOS PRODUCTOS

1. El Contratista deberá presentar al Inspector, para su aprobación, datos, catálogos, documentos de selección y planos de fabricación de los nuevos equipos y accesorios a instalar, previo a su compra, según sección 33 00 00.

B. PLANOS DE TALLER

1. El Contratista deberá suministrar a la Inspección planos de taller detallados con la localización en obra de todos los equipos e instalaciones, según la Sección 33 00 00.

C. MUESTRAS

1. El Contratista deberá suministrar muestras de materiales y equipos, a criterio de la Inspección.

1.6. CONTROL DE CALIDAD

A. CALIFICACIÓN DE INSTALADORES

1. El Contratista debe asignar en la instalación a personal capacitado en cada campo y como responsable de ella debe estar un Ingeniero Mecánico incorporado al CFIA. El Contratista deberá retirar por su cuenta y riesgo, al personal que los Inspectores consideren que no está capacitado para garantizar un trabajo de primera calidad.
2. El personal encargado de estas obras debe tener suficiente experiencia en la instalación de unidades de enfriamiento por medio de agua helada.

B. REQUERIMIENTOS ACORDE A REGULACIONES VIGENTES

1. El Contratista deberá efectuar, las pruebas necesarias y llevar registro de las mismas, de conformidad con los requisitos vigentes de la organización competente en cada caso.
2. Toda la obra deberá ser supervisada por un Ingeniero Mecánico incorporado al CFIA, con suficiente experiencia a criterio del Ingeniero Inspector. Deberá tener un superintendente con la experiencia necesaria, a cuyo cargo estará la ejecución y tendrá la autoridad y capacidad necesaria para tomar decisiones y evacuar cualquier consulta que el Ingeniero Inspector formule a través del Contratista.

C. MUESTRAS DE CAMPO

1. Todas las tuberías deberán ser probadas antes de ser cubiertas en presencia de la Inspección.
2. Los equipos, accesorios y tuberías serán cuidadosamente revisados por la Inspección, por lo que no se deberá cubrir ninguna de ellas, hasta que hayan sido realizadas las pruebas respectivas en cada caso en presencia del Inspector.
3. Queda a juicio de la Inspección ordenar que se descubra algún equipo, accesorio o tubería para su Inspección, esto sin costo adicional para el Propietario.
4. Cuando el Contratista vaya a realizar alguna prueba, debe avisar por escrito con una semana de anticipación a la Inspección.

1.7. ENTREGA, ALMACENAMIENTO Y MANEJO

1. El equipo debe protegerse desde su salida de fábrica, garantizando que las condiciones de transporte y almacenamiento sean las óptimas.
2. La responsabilidad por la protección del equipo es del Contratista hasta que este equipo no haya sido aprobado y aceptado y el sistema

recibido en su totalidad. Cualquier daño producido a los equipos, tuberías y accesorios durante la construcción, será reparado por el Contratista a satisfacción del Propietario, sin costo alguno para éste.

1.8. GARANTÍA

1. La garantía será de al menos doce meses sobre todo el equipo, desde el momento de la entrega final del proyecto.
2. La garantía cubrirá cualquier defecto tanto en equipos como en la mano de obra sobre la instalación.
3. Se debe cumplir con lo especificado en la sección 33 00 00 Instalaciones Mecánicas.

1.9. INSTRUCCIONES PARA EL PROPIETARIO

1. Se debe cumplir con lo especificado en la sección 33 00 00 Instalaciones Mecánicas.

1.10. MANTENIMIENTO

1. El Contratista deberá entregar al Propietario los manuales de mantenimiento y operación para los equipos instalados, de acuerdo a la sección 33 00 00 Instalaciones Mecánicas.

PARTE 2. PRODUCTOS

2.1. MATERIALES

A. TUBERÍAS

1. La tubería para agua helada interna será de PVC, SDR 17 con accesorios pegados, aislada según se indica en los planos y en la

sección C.1. La tubería externa será de PVC, SDR17, preaislada, con accesorios del mismo fabricante, similar a Duracool fabricada por Durman.

2. Las tuberías de drenaje de condensado serán de PVC, SDR 17 o SDR 26, aisladas cuando están expuestas y descargando con gradiente del 1% hacia el colector.

B. DUCTOS

1. Los ductos metálicos, soportería, puertas de acceso que son parte de ductos, “dampers”, refuerzo de barra o ángulo u otro accesorio fabricado en hierro deberán ser fabricados en hierro galvanizado siguiendo las normas de SMACNA para ductos de baja velocidad.
2. Los ductos serán construidos de lámina de acero galvanizado según la última edición de las normas de la Asociación Nacional de Contratistas en Aire Acondicionado (SMACNA USA) para ductos de baja velocidad. Los de aire acondicionado se aislarán con fibra de vidrio de 38 mm de espesor con barrera de vapor. Tendrán capacidad para operación a presiones estáticas de hasta 38.1 mm de columna de agua y velocidades del flujo de aire de hasta 10,2 m/s.
3. Los aislamientos deben cumplir con las normas UL181 (clase 1), NFPA90A, NFPA90B, tener como mínimo un factor K de 0.24 a 24° C, ser resistentes al fuego, con una propagación de llama máxima de 25 y generación de humo máximo de 50 según norma UL 181.
4. Para la construcción de los ductos también podrá usarse un material compuesto de un aislante de poliuretano expandido rígido con dos capas de aluminio externas, similar a Ductal 15HP21. En este caso, deberá demostrarse que se tiene experiencia en trabajar ese tipo de material y las herramientas adecuadas. Además, deberá demostrar

que se cuenta con la asesoría del fabricante y deberán seguirse todas sus instrucciones dadas en los manuales de instalación.

5. Ductos flexibles serán construidos con un resorte de acero recubierto con dos capas de vinilo y aislado con fibra de vidrio de 25 mm de espesor y barrera de vapor. Deben tener ojetes o cinchas para colgarlos pues no pueden descansar en el cielo.
6. El sellador del ducto flexible será flexible, base de agua, sellador adhesivo diseñado para ser usado en sistemas de ductos a presión. Después del curado, el sellador deberá ser resistente a rayos ultravioleta y mantener agua, aire y humedad afuera. El sellador deberá ser UL y cumplir con ASTM E84
7. Las varillas empleadas tanto en la soportería de los conductos como de sus accesorios serán de acero galvanizado roscadas. Toda la tornillería a emplear en la soportería será de acero galvanizado.

C. Aislantes para tubería de agua helada, refrigerante y condensado

1. Las tuberías de agua helada internas, las de refrigerante que lo requieran y las de condensado en toda su longitud hasta conectarse a la red de pluviales y todos sus accesorios deberán aislarse individualmente con una espuma de polímero preformada en tubos, de no menos de 19 mm de espesor, con todas las celdas cerradas de forma que debe mantenerse la barrera de vapor aun cuando se rompa la cara exterior y con las siguientes características:
 - Rango de temperatura de operación mínimo: 0 a 100° C.
 - Conductividad térmica @ 24° C: 0,293 W-cm/h·m²·°C.
 - Permeabilidad al vapor de agua: 0
 - Absorción de agua: 0
 - Propagación de llama: No mayor a 25.
 - Generación de humo: no mayor a 50.

- Crecimiento de hongos: ninguno.
- Debe permitir que sea enterrado sin ninguna protección adicional.

Este aislamiento debe ser continuo, colocado según las instrucciones del fabricante, sellado con cinta especial, protegido en los soportes con camisas de PVC y será similar al Nomalock fabricado por NOMACO.

No se aceptará como aislamiento la espuma de hule o algún otro material que absorba humedad.

Las exteriores serán similar a Duracool fabricada por Durman con accesorios del mismo fabricante.

2.2. EQUIPOS

A. GENERAL

1. Todos los equipos de aire acondicionado, según lo indicado en los planos, serán nuevos y de marca reconocida.
2. Las marcas y modelos de equipos que se someterán a la aprobación de los Inspectores deberán venir acompañados de catálogos informativos de los equipos, para que pueda seleccionar el que más le convenga al Propietario.
3. El equipo debe ser garantizado por el Contratista como adecuado al servicio que ha de brindar y que llenará las funciones en la forma solicitada según el diseño correspondiente.

2.3. EQUIPOS

A. GENERAL

1. Todos los equipos comprendidos en la presente obra deben ser fabricados con material y mano de obra de primera calidad y estar libres defectos que afecten la apariencia, funcionamiento o durabilidad, deben ser nuevos y realizados por firmas reconocidas en

nuestro medio. Los que tienen refrigerante este debe ser similar al R-134a o R-410.

2. Los equipos que se someterán a la aprobación de los Inspectores deberán venir acompañados de catálogos informativos, descriptivos y técnicos, para que pueda seleccionar el que más le convenga al Propietario.
3. El equipo debe *ser garantizado* por el Contratista como adecuado al servicio que ha de brindar y que llenará las funciones en la forma solicitada según el diseño correspondiente.
4. Para la selección de lo equipo que someta a aprobación el Contratista, se tomará muy en cuenta que la casa representante tenga buen servicio de mantenimiento, existencia, en el país de repuestos esenciales para el buen funcionamiento del equipo y estar en capacidad de suministrar en forma rápida cualquier tipo de repuesto adicional.
5. Las unidades en todos los casos tendrán como mínimo la capacidad indicada en los planos.
6. Las unidades acondicionadoras serán de dos tipos: manejadoras de aire de doble pared para colocar con ductos y unidades tipo cassette de cielo. Todas deberán incluir el serpentín (tubos de cobre y aletas de aluminio), motor, abanico centrífugo, filtros lavables de 5 cm, aislamiento térmico y acústico, bandeja para condensado, así como controles de temperatura y velocidad ajustables.

Manejadoras de aire para agua helada para colocar con ductos (Indicadas como AH en los planos). El chasis será de acero galvanizado, el gabinete de acero galvanizado de doble pared con aislamiento y compuertas de fácil acceso para el mantenimiento. Deberán incluir el serpentín con tubos de cobre y aletas de aluminio, motor, abanico centrífugo, filtros según indicaciones en planos, y aislamiento tanto térmico como acústico, bandeja para condensado,

controles de temperatura ajustables e interruptor. Tendrán purga de aire automática en el retorno del agua helada, válvulas de compuerta, válvulas de balance y termostato electrónico programable de pared. Las de “cassette” serán con gabinete completo, sistema de control electrónico de pared con conexión por cables y bomba de condensado. Los controles deben incluir, entre otros: termostatos electrónicos de pared con interruptor de encendido-apagado, relés, arrancadores, protectores en todas las fases, luces piloto, alarmas, interruptores, transformadores, disyuntores, etc.

B. PLANTA DE AGUA HELADA

1. Será de tipo paquete enfriada por aire para colocar a la intemperie, con cuando menos dos compresores tipo “scroll”, conectados cada uno en circuitos de control y refrigeración independientes y que incluya válvulas de servicio, calentador de aceite, sistema de lubricación forzada con visor de nivel, motor con protecciones térmicas integrales, filtro secador, indicador de humedad, válvula de solenoide en la línea de líquido, válvula de expansión térmica y manómetros para refrigerante y aceite.
2. El gabinete de la planta será de acero galvanizado y los serpentines serán con tubos de cobre y aletas de aluminio.
3. El enfriador será construido según las normas de ASME, con placas de acero inoxidable o de carcasa y tubos de cobre, aislado con fibra de vidrio y protegido por una hoja de aluminio. Deberá tener dos circuitos independientes, uno para cada compresor o grupo de ellos.
4. Los controles, en base a un microprocesador con pantalla, serán independientes para cada circuito, estarán colocados en un gabinete con llave y serán a 110 voltios. Debe incluirse un interruptor por flujo para evitar su funcionamiento sin flujo de agua.

5. El panel debe incluir cuando menos un interruptor para toda la unidad y uno para cada compresor, alternador para los compresores además de interruptores por presión de aceite, protecciones por alta presión del refrigerante, protección contra congelamiento todo controlado por medio de un microprocesador con pantalla.
6. El equipo de arranque incluirá fusibles o disyuntores, contactores de arranque, relés para evitar ciclos cortos, protectores de sobrecarga y terminales para los cables de alimentación.
7. El condensador, de dos circuitos, será de descarga vertical, con abanicos axiales y serpentín construido con tubo de cobre con aletas de aluminio.
8. La planta tendrá una capacidad no menor a la indicado en planos y será para funcionar con algún refrigerante que no ataque la capa de ozono, similar a R-134a. R-410. No se aceptarán R-12, R-22 o mezclas que los contengan.

C. BOMBAS PARA AGUA.

1. Las bombas de agua deben ser centrífugas, verticales, de una etapa, con sellos mecánicos, todo según se indica en los planos.

D. DIFUSORES Y REJILLAS

1. Las rejillas y difusores serán tal y como se indican en los planos. El tipo de marco, en cada caso, debe ajustarse al tipo de cielo o pared en que se instalarán.
2. Todos funcionarán eficientemente, sin producir ruidos molestos o vibraciones debiendo cumplir las normas de AMCA y garantizarse

tanto su capacidad como su nivel de ruido el cual no debe ser mayor a NC30. El contratista hará los cambios necesarios sin costo alguno para obtener este nivel de ruido indicado.

3. Los dampers de volumen serán del tipo de hojas opuestas operados desde la cara.
4. Las rejillas y difusores deberán funcionar eficientemente, sin producir ruidos molestos o vibraciones.
5. Todas las tomas de aire, rejillas de aire fresco y rejillas de salida al exterior, tendrán malla contra insectos y serán a prueba de agua.

E. TUBERÍAS

1. El Contratista suministrará todos los accesorios, artículos, materiales, equipos, operaciones y pruebas y efectuará todas las conexiones para la instalación completa de los sistemas de tuberías.
2. Instalación de Tuberías
 - a. El Contratista instalará las tuberías de los tamaños mostrados en los planos y en la localización aproximada en ellos indicada.
 - b. Las tuberías serán rectas, aplomadas y lo más directas posible, serán paralelas o estarán en ángulo recto con los ejes de las columnas.
 - c. Toda la tubería estará encima de los cielos.
 - d. Las tuberías de drenaje tendrán una gradiente mínima de 1% descargando a la red pluvial.
 - e. Las tuberías preaisladas deben instalarse con sumo cuidado y siguiendo estrictamente las instrucciones del fabricante.

F. VENTILADORES

1. El Contratista suministrará e instalará los ventiladores de la forma, calidad, capacidad y otros indicados en los planos.

2. Todos los abanicos deben de estar balanceados dinámica y estáticamente.

2.4. ACCESORIOS

A. Soportes

1. Los colgadores y soportes deberán ser construidos de acuerdo a diseños estándar y aprobados. Serán adecuados para mantener la carga soportada en la posición apropiada bajo todas las condiciones de operación.
2. Todos los soportes estarán diseñados para absorber en forma segura las expansiones y contracciones térmicas, las fuerzas internas y las fuerzas externas impuestas sobre las tuberías, equipos y conductos.
3. Deberán incluirse los soportes antisísmicos necesarios.
4. En caso de que el constructor instale soportes o colgadores sin cumplir con las normas aquí estipuladas, dará motivo al inspector para solicitar su inmediato retiro y reposición con los elementos apropiados.
5. El constructor deberá someter a la inspección los diseños de los soportes y colgadores que pretende utilizar en la instalación.
6. Soportes para tuberías
 - a. La tubería estará asegurada a paredes, columnas, losas y estructuras por medio de gasas.
 - b. Las gasas para soportes de estas tuberías irán removibles y tendrán suficiente rigidez. No se permitirá asegurar la tubería con alambre.
 - c. Las gasas serán pintadas con pintura anticorrosiva después de instaladas. Referencia: soportería "B- Line" o similar aprobado. Los soportes deberán cumplir con los códigos sísmicos y ser fabricados para una zona sísmica 4.

- d. Todas las tuberías conectadas a los equipos deberán ser soportadas de tal forma que no impongan cargas sobre éstos.
- e. Todas las tuberías serán soportadas de manera tal que no se impongan esfuerzos significativos sobre éstas o sus accesorios. Los soportes serán capaces de mantener en forma segura en su posición y alineamiento a equipos y tuberías.

PARTE 3. EJECUCIÓN

3.1. INDICACIONES GENERALES A LOS INSTALADORES

- A. Estas especificaciones complementan y definen el trabajo de aire acondicionado y ventilación mostrado en los planos.
- B. Los planos deben considerarse como diagramáticos y tienen como objeto indicar en una forma general la disposición de equipos, conductos, tuberías, rejillas, etc.; así como los tamaños y localización aproximada de éstos.
- C. El Contratista debe familiarizarse con los planos de construcción y basado en ellos verificará en sitio la localización definitiva de lo incluido en su trabajo.
- D. Cuando las necesidades del trabajo requieran cambios razonables en la localización de componentes del trabajo mecánico, éstos se efectuarán sin costo adicional para el Propietario.
- E. La instalación debe ser completa, incluyendo tuberías, accesorios y cualquier otro elemento necesario para obtener un sistema completo acorde con la instalación que se realiza de los equipos suministrados.
- F. Se debe incluir la instalación completa del sistema de drenaje de condensado horizontal para equipos suministrados.

- G. Se debe incluir la soportería de equipos, de accesorios, de ductos, de tubería y de drenaje.
- H. El Contratista debe realizar la puesta en marcha y calibración del sistema completo que incluirá el suministro de los correspondientes reportes.
- I. Se debe entender que las marcas utilizadas en planos y especificaciones se hacen en forma de referencia y que los oferentes podrán cotizar productos similares o superiores a los utilizados como referencia.

3.2. INSTALACIÓN – CONSTRUCCIÓN

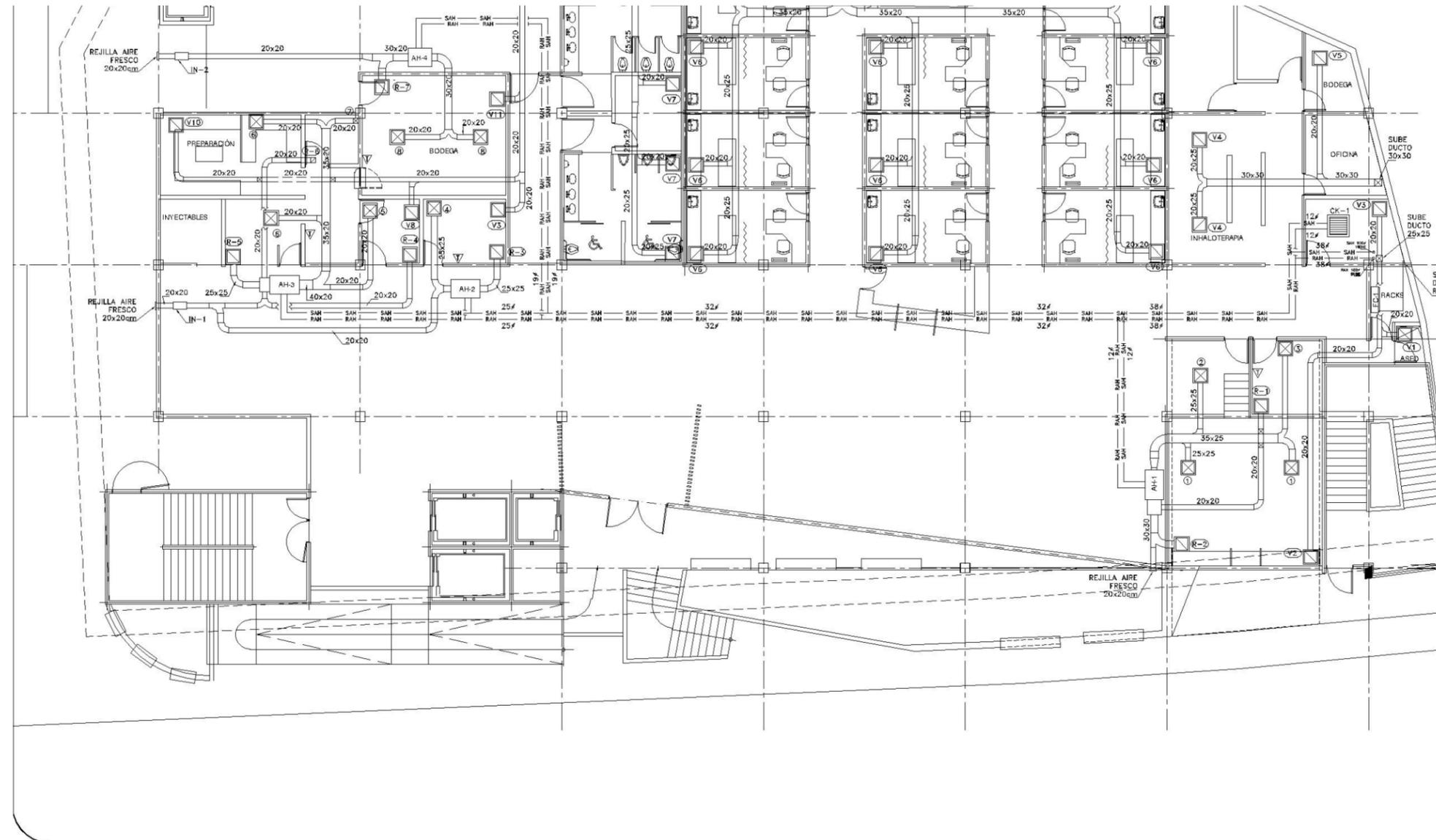
- A. Si la tubería ha sido cortada, el final del tubo debe ser limado apropiadamente manteniéndolo en una posición tal que se prevenga que los residuos entren en ella.
- B. Se deberán mantener las tuberías lo más cortas posible y con un número mínimo de codos o curvas.
- C. Los lugares donde la tubería puede estar expuesta a daño mecánico deben ser evitados. Si es necesario usar tales localizaciones, se debe proteger la tubería para evitar daños utilizando algún tipo de pantalla o cualquier otro método apropiado de protección.
- D. La instalación de la tubería debe hacerse cuidadosamente sin forzarla o doblarla inapropiadamente.
- E. Debe soportarse la tubería usando soportes temporales, luego se alineará correctamente instalando los soportes permanentes. Las tuberías deben estar adecuadamente soportadas de acuerdo con las tablas correspondientes.

3.3. LIMPIEZA

- A. El sistema debe entregarse totalmente libre de polvo, para lo cual, deberá hacerse un barrido interior de los ductos, así como de las rejillas, difusores, unidades, etc.

FIN DE LA SECCIÓN

A.4. Planos del sistema de aire acondicionado



UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
 FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE ING. MECÁNICA
 MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA

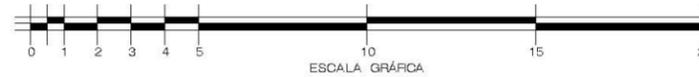
PROYECTO DE GRADUACIÓN

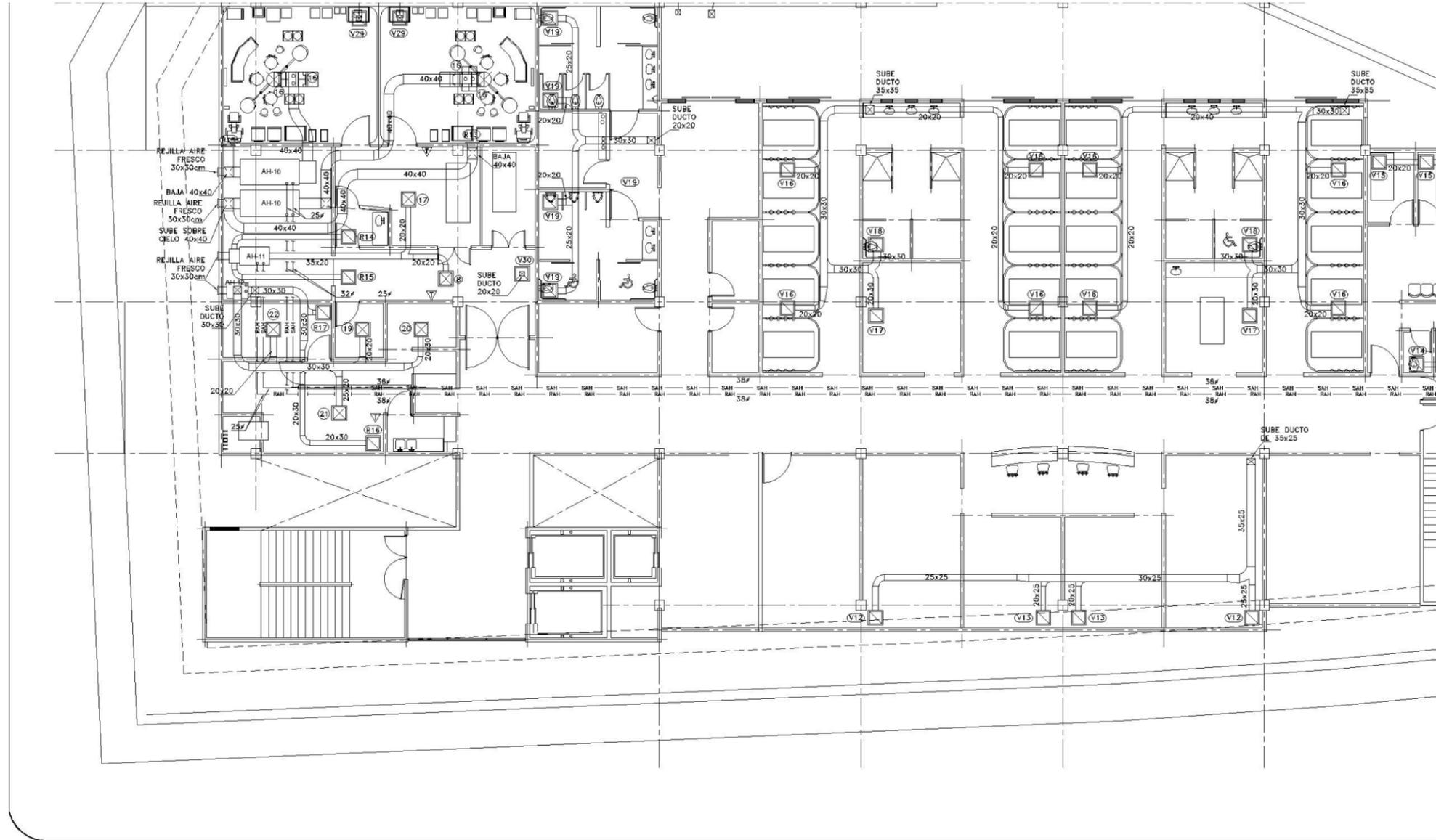
DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO: ING. LUIS A. FLORES QUIROS

DISEÑO ARQUITECTÓNICO:
 ARQ. RANDALL CHAVES ARAYA * ARQ. SOFÍA MARTORELL ESQUIVEL
 2017

CENTRO NACIONAL DE CONTROL DEL DOLOR
 Y CUIDADOS PALIATIVOS

PLANTA DE DISTRIBUCIÓN NIVEL 1
 ESCALA 1:100






UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
 FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE ING. MECÁNICA
 MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA

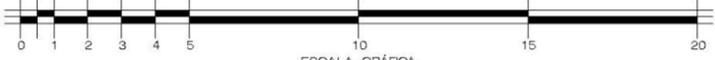
PROYECTO DE GRADUACIÓN

DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO: ING. LUIS A. FLORES QUIROS

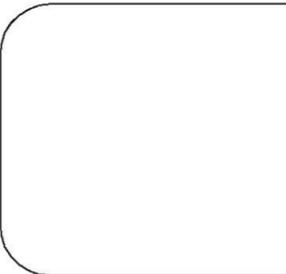
DISEÑO ARQUITECTÓNICO:
 ARQ. RANDALL CHAVES ARAYA * ARQ. SOFÍA MARTORELL ESQUVEL
 2017

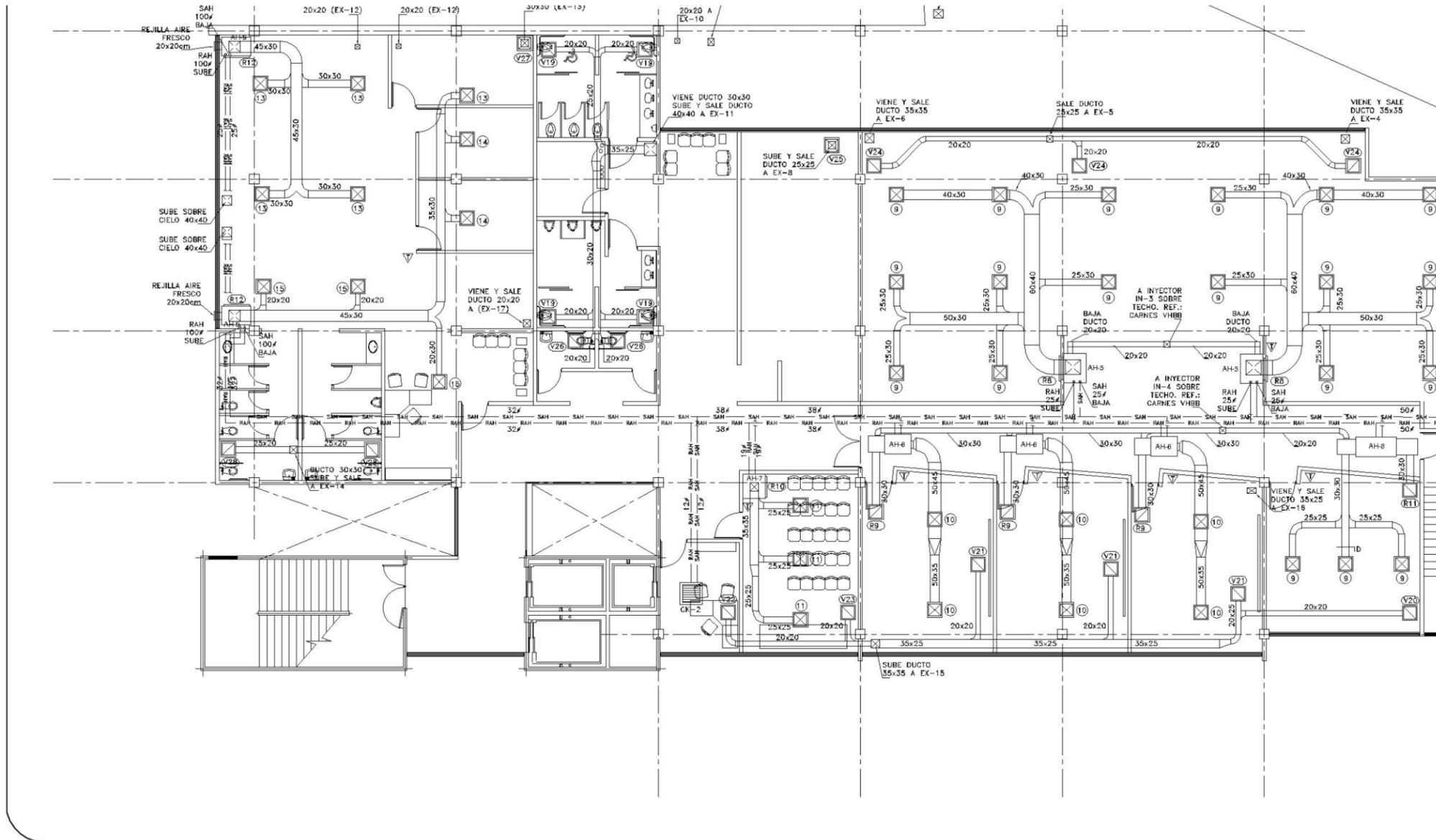
CENTRO NACIONAL DE CONTROL DEL DOLOR
 Y CUIDADOS PALIATIVOS

PLANTA DE DISTRIBUCIÓN NIVEL 2
 ESCALA 1:100



ESCALA GRÁFICA





UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
 FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE ING. MECÁNICA
 MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA

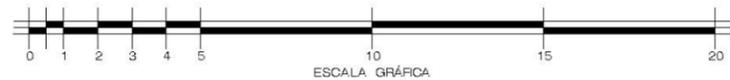
PROYECTO DE GRADUACIÓN

DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO: ING. LUIS A. FLORES QUIROS

DISEÑO ARQUITECTÓNICO:
 ARQ. RANDALL CHAVES ARAYA * ARQ. SOFIA MARTORELL ESQUIVEL
 2017

CENTRO NACIONAL DE CONTROL DEL DOLOR
 Y CUIDADOS PALIATIVOS

PLANTA DE DISTRIBUCIÓN NIVEL 3
 ESCALA 1:100



SIMBOLOGIA AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION

	MANEJADORA DE AIRE
	DIFUSOR DE BOCA CUADRADA TAMAÑO INDICADO EN TABLA CORRESPONDIENTE
	DIFUSOR DE BOCA REDONDA TAMAÑO INDICADO EN TABLA CORRESPONDIENTE
	REJILLA DE RETORNO TAMAÑO INDICADO EN TABLA CORRESPONDIENTE
	TERMOSTATO
	DUCTO CUADRADO TAMAÑO INDICADO
	DUCTO REDONDO DIAMETRO INDICADO
	DAMPER
	TUBERIA DE RETORNO DE AGUA HELADA
	TUBERIA DE SUMINISTRO DE AGUA HELADA
	EXTRACTOR

UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

Unidad	Q Total (W)	Q Sens (W)	Aire Total (m3/h)	Aire Fresco (m3/h)	Filtros	Recinto	Piso
AH-1	7000	5300	1426	252	1	Biblioteca	1
AH-2	3500	2700	680	37	1	Jefatura	1
AH-3	7000	5900	1436	216	1-2	Farmacia	1
AH-4	3500	3100	680	68	1	Botega Farmacia	1
AH-5	28000	24000	5100	235	1	Área Administrativa	3
AH-6	12000	9069	2380	384	1	Aulas	3
AH-7	9600	6800	1870	170	1	Capilla	3
AH-8	8700	7100	1700	136	1	Biblioteca	3
AH-9	14000	10800	2720	853	1	Terapia física	3
AH-10	8700	6900	1700	340	1-2-3	Cirugia	2
AH-11	5200	3700	1020	119	1-2-3	Preparación	2
AH-12	7000	5600	1360	220	1-2-3	Área limpia	2

Unidades tipo manejadora de aire, de agua helada, construcción de doble pared, con caja de filtros según se indique. Temperatura de agua helada: 7.2 °C entrada / 12.2 °C retorno.
Referencia: Carrier Aero 39M

Filtros:
1) Filtro MERV 4 de cartucho
2) Filtro MERV 8 de cartucho
3) Filtro MERV 14 (localizado en difusor)

EXTRACTORES

Extractor	Caudal (m3/h)	Presión (Pa)
EX-1	540.6	36.26
EX-2	544	33.32
EX-3	1135.6	38.22
EX-4	1487.5	41.16
EX-5	469.2	38.22
EX-6	1407.5	39.2
EX-7	2590.8	50.96
EX-8	646	24.5
EX-9	1077.8	41.16
EX-10	311.1	41.16
EX-11	2261	31.36
EX-12	340	28.42
EX-13	680	24.5
EX-14	1026.8	27.44
EX-15	1603.1	43.12
EX-16	1414.4	45.08
EX-17	102	28.42

Tipo: extractores de cielo tipo centrífugo de descarga vertical, de aluminio, acople por fajas. Ref: CARNES VUBK

UNIDADES TIPO CASSETTE

Unidad	Q Total (W)	Aire Total (m3/h)	Aire Fresco (m3/h)	Recinto
CK-1	1700	340	37	Contraloría
CK-2	2600	510	42	Asist. Espirit

Unidades tipo cassette de agua helada, para empotrar en cielo, con rejilla decorativa integrada. Temperatura de agua helada: 7.2 °C entrada / 12.2 °C retorno.

UNIDADES TIPO FAN-COIL

Unidad	Q Total (W)	Aire Total (m3/h)	Aire Fresco (m3/h)	Recinto
FC-1	5200	1020	0	Rack

Unidades tipo fan-coil de pared alta, Temperatura de agua helada: 7.2 °C entrada / 12.2 °C retorno.

DIFUSORES

Difusor	Caudal (m3/h)	Boca (cm)	Tipo
1	459	25x25	1
2	238	20x20	1
3	272	20x20	1
4	680	25x25	1
5	272	20x20	1
6	411	20x20	1
7	340	20x20	3
8	340	20x20	1
9	566	25x25	1
10	1190	35x35	1
11	622	25x25	1
12	566	25x25	1
13	680	30x30	1
14	450	25x25	1
15	379	20x20	1
16	850	25	2
17	680	30x30	1
18	340	20x20	1
19	85	20x20	1
20	170	20x20	1
21	765	25x25	1
22	340	20x20	1

Tipos:
1) Difusor de aluminio multiperforado, cara de 60x60 cm, ref: CARNES SLDB
2) Difusor de flujo laminar, cara de 120x60 cm, con caja para filtro. Dobo incluir filtro MERV 14. Ref: CARNES DHTC
3) Difusor de aluminio multiperforado, cara de 30x30 cm, ref: CARNES SLDB

REJILLAS DE RETORNO

Rejilla	Caudal (m3/h)	Boca (cm)	Tipo
R-1	235	20x20	1
R-2	942	30x30	1
R-3	643	25x25	1
R-4	236	20x20	1
R-5	748	25x25	1
R-6	331	20x20	1
R-7	612	25x25	1
R-8	4865	75x75	2
R-9	1996	35x35	1
R-10	1568	45x45	2
R-11	1564	30x30	1
R-12	1667	45x45	2
R-13	1310	40x45	3
R-14	595	25x25	1
R-15	425	20x20	1
R-16	800	25x25	1
R-17	340	20x20	1

Tipos:
1) Rejilla de cielo, aluminio, con damper de flujo. Ref: CARNES SLRB
2) Rejilla de pared, aluminio, aletas horizontales. Ref: CARNES RGCA
3) Rejilla de pared, acero inoxidable, aletas horizontales con deflexión de 45°, cara removible. Ref: CARNES RLABH

REJILLAS DE VENTILACION

Rejilla	Caudal (m3/h)	Boca (cm)	Tipo
V1	85	20x20	2
V2	249	20x20	1
V3	37.4	20x20	1
V4	508.3	20x20	1
V5	119	20x20	1
V6	215.9	20x20	1
V7	269.45	20x20	1
V8	34	20x20	1
V9	85	20x20	1
V10	86.7	20x20	1
V11	68	20x20	1
V12	414.8	25x25	1
V13	292.4	20x20	1
V14	204	20x20	1
V15	170	20x20	1
V16	185.3	20x20	1
V17	277.1	20x20	1
V18	469.2	30x30	1
V19	256.7	20x20	1
V20	136	20x20	1
V21	384.2	20x20	1
V22	42.5	20x20	1
V23	272	20x20	1
V24	156.4	20x20	1
V25	646	25x25	1
V26	103.7	20x20	1
V27	680	30x30	1
V28	513.4	25x25	1
V29	340	20x20	1
V30	102	20x20	1

Tipos:
1) Rejilla de aluminio multiperforado, boca cuadrada, cara de 60x60 cm, con damper. Ref: CARNES SLJB
2) Rejilla de aluminio multiperforado, boca cuadrada, cara de 30x30 cm, con damper. Ref: CARNES SLJB

INYECTORES

Inyector	Caudal (m3/h)	Presión (Pa)	Tipo
IN-1	253	36.26	1
IN-2	68	33.32	1
IN-3	470	38.22	2
IN-4	1288	41.16	2

Tipos:
1) Inyector centrífugo lineal, con acople por faja, construido en acero, con recubrimiento resistente a la corrosión.
2) Referencia: Carnes VIBK
3) Inyector para instalar sobre el techo, fabricado en acero galvanizado, con filtros de aluminio de 25 mm de espesor.
4) con carcasa removible. El equipo debe contar con aislamiento de fábrica. Referencia: Carnes VHBB



UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE ING. MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO DE GRADUACIÓN

DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO: ING. LUIS A. FLORES QUIROS

DISEÑO ARQUITECTÓNICO:
ARQ. RANDALL CHAVES ARAYA * ARQ. SOFÍA MARTORELL ESQUIVEL
2017

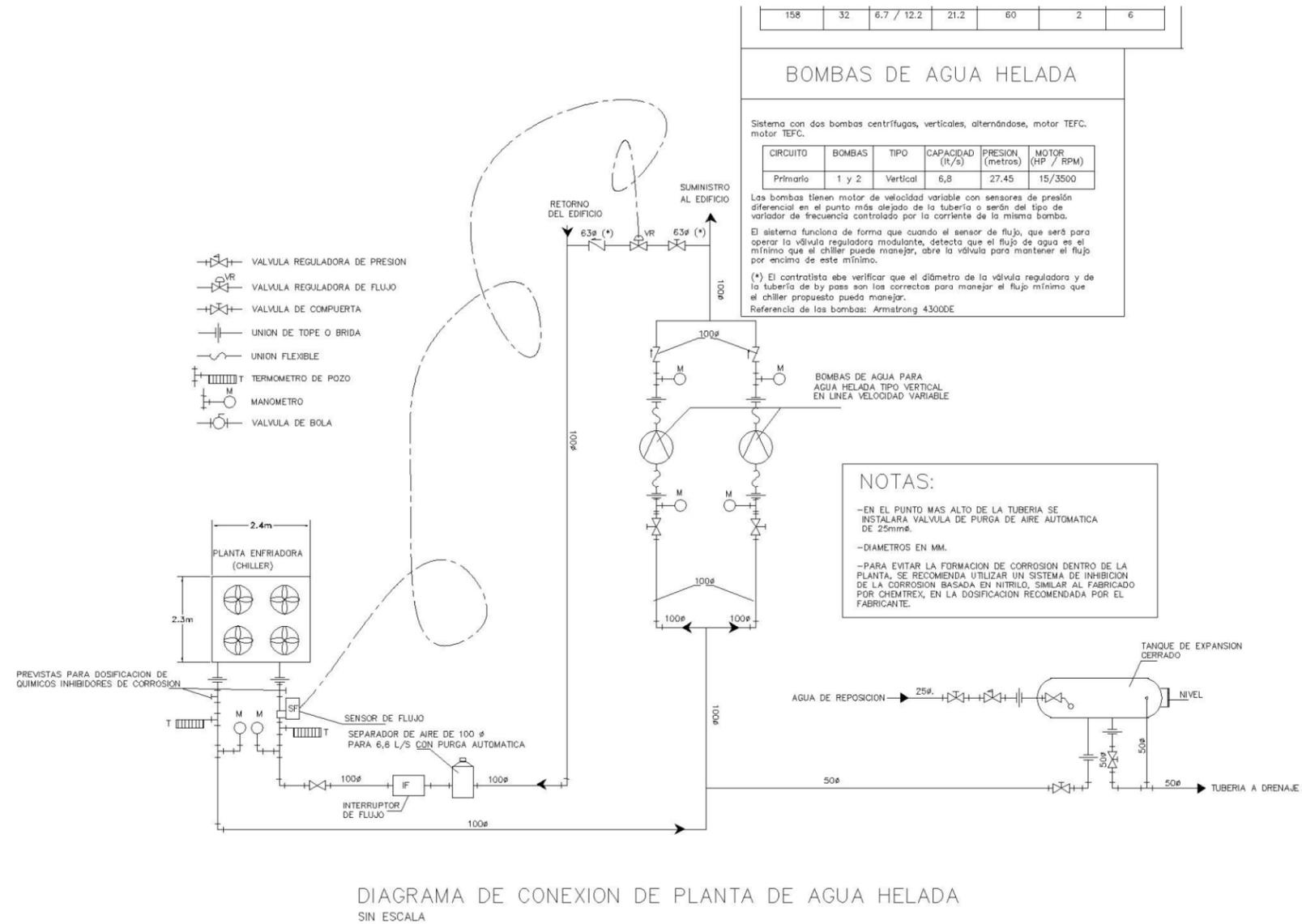
CENTRO NACIONAL DE CONTROL DEL DOLOR Y CUIDADOS PALIATIVOS

SIMBOLOGIA Y TABLAS DE EQUIPOS
SIN ESCALA



ESCALA GRÁFICA





UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE ING. MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA

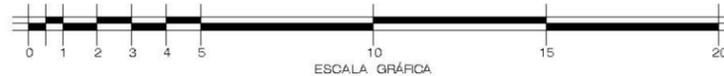
PROYECTO DE GRADUACIÓN

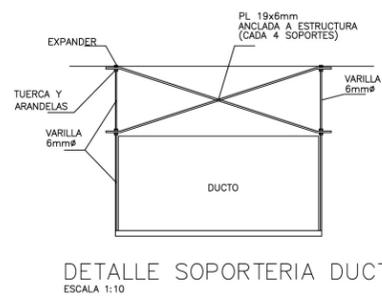
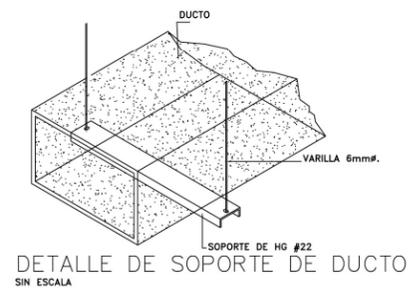
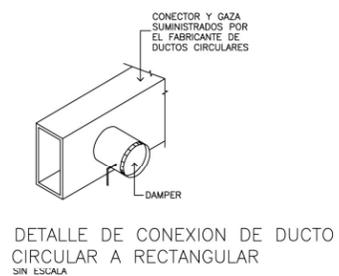
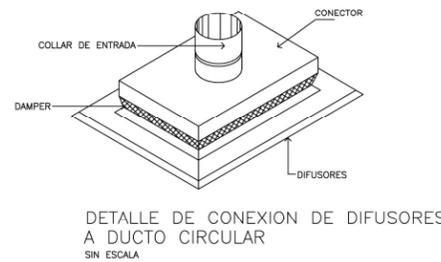
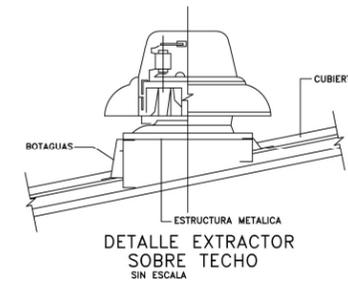
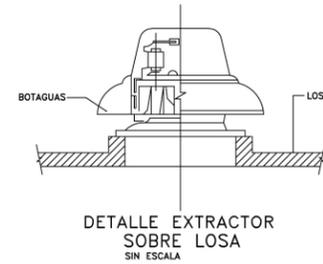
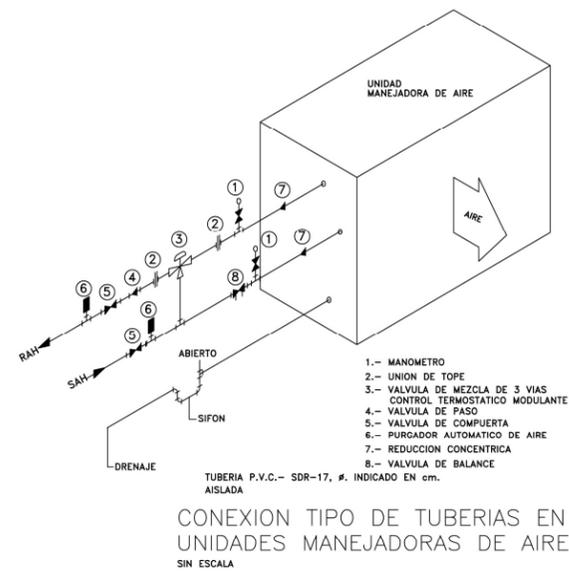
DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO: ING. LUIS A. FLORES QUIROS

DISEÑO ARQUITECTÓNICO:
ARQ. RANDALL CHAVES ARAYA * ARQ. SOFÍA MARTORELL ESQUIVEL
2017

**CENTRO NACIONAL DE CONTROL DEL DOLOR
Y CUIDADOS PALIATIVOS**

DETALLE DE PLANTA DE ENFRIAMIENTO
SIN ESCALA





CALIBRE DE LOS DUCTOS		
DIMENSION (cm)	CALIBRE	TIPO DE DUCTO
20 a 60	22	CIRCULAR
61 a 90	20 Refuerzo cada 180	CIRCULAR
91 a 122	20 Refuerzo cada 240	CIRCULAR
Hasta 75	24	CUADRADO
76 a 150	22	CUADRADO



UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
 FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE ING. MECÁNICA
 MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA

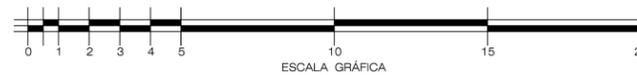
PROYECTO DE GRADUACIÓN

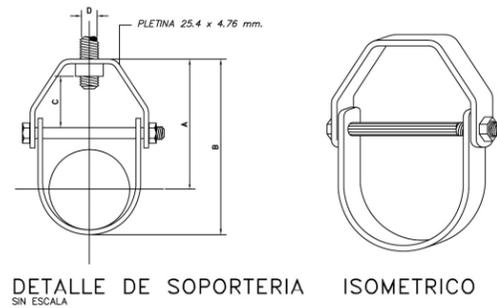
DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO: ING. LUIS A. FLORES QUIROS

DISEÑO ARQUITECTÓNICO:
 ARQ. RANDALL CHAVES ARAYA * ARQ. SOFÍA MARTORELL ESQUIVEL
 2017

CENTRO NACIONAL DE CONTROL DEL DOLOR Y CUIDADOS PALIATIVOS

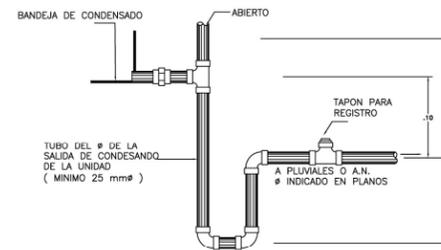
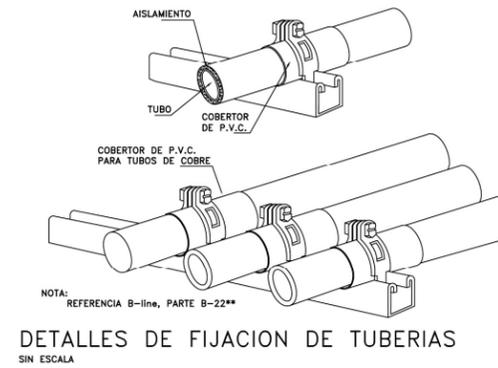
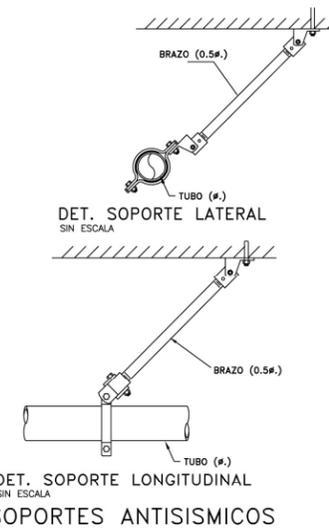
DETALLES DE INSTALACION SISTEMA DE DUCTERIA Y EQUIPOS
 ESCALA INDICADA





DETALLE DE SOPORTERIA ISOMETRICO
SIN ESCALA

TAMAÑO DE SOPORTES				
DIAMETRO TUBO(mm)	A (cm)	B (cm)	C (cm)	D (cm)
13	2.54	6.03	2.06	0.95
19	5.40	6.82	2.54	0.95
25	5.87	7.62	2.54	0.95
32	7.14	9.04	3.18	0.95
38	7.62	9.84	3.18	0.95
50	8.57	11.59	3.81	0.95
63	10.48	14.29	3.81	1.27
76	11.43	15.88	3.81	1.27
100	13.02	18.57	3.81	1.27



DISTANCIA MAXIMA ENTRE SOPORTES PARA TRAMOS DE TUBERIA

DIAMETRO (mm)	DISTANCIA (m)
25	1.2
32	1.5
38 - 75	2.1



UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE ING. MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA

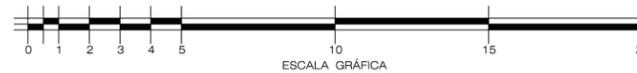
PROYECTO DE GRADUACIÓN

DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO: ING. LUIS A. FLORES QUIROS

DISEÑO ARQUITECTÓNICO:
ARQ. RANDALL CHAVES ARAYA * ARQ. SOFÍA MARTORELL ESQUIVEL
2017

CENTRO NACIONAL DE CONTROL DEL DOLOR Y CUIDADOS PALIATIVOS

DETALLES DE TUBERIAS DE DISTRIBUCION DE AGUA HELADA
ESCALA INDICADA



ESCALA GRÁFICA

A.5. Cálculos de ventilación requerida por recinto

Según Norma ASHRAE 170P, Ventilación para Instalaciones de Cuidado de la Salud												
Número	Recinto	Área (m2)	Volumen (m3)	Cambios/h Externo	Cambios/h Total	Relación presión	Extrac. Exterior	Recirculación	Humedad	Temp. Diseño (°C)	Aire Externo (m3/h)	Aire Total (m3/h)
103	Inhaloterapia	33	85,8	2	12	N	SI		30 - 60	21 - 24	171,6	1030
101	Consultorios	14	36,4	2	6				30 - 60	21 - 24	72,8	218
102	Baños 1º piso	21	54,6	opcional	10	N	SI	NO		22 - 26		546
106	Aseo 1º piso	1,7	4,42	opcional	10	N	SI	NO				44
108	Bodega farmacia	5,8	15,08		8	N	SI					121
108	Farmacia	36	93,6	2	4	P			30 - 60	21 - 24	187,2	374
108	Bodega de paso	4	10,4	2	4	P			30 - 60	22 - 26	20,8	42
108	Bodega	28,5	74,1	2	4	P			30 - 60	22 - 26	148,2	296

Norma ASHRAE 62.1, Ventilación y Calidad Aceptable del Aire Interior							
Número	Recinto	Área (m2)	Personas	Rp (l/s·pers)	Ra (l/s·m2)	Aire Exterior	
						(l/s)	(cfm)
107	Biblioteca	48,5	12	2,5	0,6	59,1	125,3
107	Oficina Biblioteca	8,5	3	2,5	0,3	10,05	21,3
104	Contraloría	9,6	3	2,5	0,3	10,38	22,0
108	Jefatura Farmacia	8,7	3	2,5	0,3	10,11	21,4
101	Sala de espera y recepción	523	250	2,5	0,3	781,9	1657,6

Según Norma ASHRAE 170P, Ventilación para Instalaciones de Cuidado de la Salud												
Número	Recinto	Área (m2)	Volumen (m3)	Cambios/h Externo	Cambios/h Total	Relación presión	Extrac. Exterior	Recirculación	Humedad	Temp. Diseño (°C)	Aire Externo (m3/h)	Aire Total (m3/h)
201	Sala Cirugía	33	85,8	4	20	P		NO	30 - 60	21 - 24	343,2	1716
203	Cuarto Séptico	23	59,8	2	6	N	SI	NO		22 - 26	119,6	359
202	Esterilización (1)	43	111,8	2	4	P	SI	NO		22 - 26	223,6	447
202	Alm. Estéril	5,5	14,3	2	4	P			30 - 60	22 - 26	28,6	57
204	Baños	20	52	Opcional	10	N	SI	NO		22 - 26		520
205	Cuarto Recuperación	48	124,8	2	6			NO	30 - 60	22 - 26	249,6	749
206	Tratamiento	35	91	2	6				30 - 60	22 - 26	182	546
206	Tratamiento	18	46,8	2	6				30 - 60	22 - 26	93,6	281
203	Pasillo estéril (1)	50	130	2	12	P	SI	NO	30 - 60	21 - 24	260	1560
207	Recuperación	27	70,2	2	6			NO	30 - 60	22 - 26	140,4	421
207	Recuperación	19	49,4	2	6			NO	30 - 60	22 - 26	98,8	296

(1) Tomado de los valores solicitados por la CCSS

Según Norma ASHRAE 170P, Ventilación para Instalaciones de Cuidado de la Salud												
Número	Recinto	Área (m2)	Volumen (m3)	Cambios/h Externo	Cambios/h Total	Relación presión	Extrac. Exterior	Recirculación	Humedad	Temp. Diseño (°C)	Aire Externo (m3/h)	Aire Total (m3/h)
301	Fisioterapia	181	470,6	2	6	N				22 - 26	941,2	2824
301	Baños F.T.	40	104	opcional	10	N	SI	NO		22 - 26	opcional	1040
307	Baños	20	52	Opcional	10	N	SI	NO		22 - 26	opcional	520
307	Baños Pub.	8	20,8	opcional	10	N	SI	NO		22 -26	opcional	208

Norma ASHRAE 62.1, Ventilación y Calidad Aceptable del Aire Interior							
Número	Recinto	Área (m2)	Personas	Rp (l/s·pers)	Ra (l/s·m2)	Aire Exterior	
						(l/s)	(cfm)
306	Asist. Esp.	14	3	2,5	0,3	11,7	24,8
305	Capilla	34	26	2,5	0,3	75,2	159,4
303	Aula	38	25	3,8	0,3	106,4	225,6
302	Area Adm.	266	20	2,5	0,3	129,8	275,2
304	Biblioteca	40	5	2,5	0,6	36,5	77,4
309	Comedor E.	50	35	3,8	0,9	178	377,4

A.6. Resultados del cálculo de carga térmica para los diferentes recintos

Programa de cálculo utilizado: Elite Software HVAC

***Clínica Del Dolor
HVAC Load Analysis***

for

Clínica De Cuidados Paliativos
CCSS



CHVAC COMMERCIAL
HVAC LOADS

Prepared By:

Luis Andrés Flores

Tuesday, September 04, 2012

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.				Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 2			
Building Summary Loads							
Building peaks in May at 4pm.							
Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	7,592	0	0.00	0	62,042	62,042	11.47
Wall	3,330	0	0.00	0	15,626	15,626	2.89
Glass	1,020	0	0.00	0	60,332	60,332	11.15
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		0	0.00	0	138,000	138,000	25.51
Lighting	21,318	0	0.00	0	72,740	72,740	13.45
Equipment	29,200	0	0.00	5,000	99,635	104,635	19.34
People	272	0	0.00	43,740	66,760	110,500	20.43
Partition	9,396	0	0.00	0	20,295	20,295	3.75
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	2,803	0	0.00	56,699	26,784	83,483	15.43
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	4,347	4,347	0.80
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	6,890	6,890	1.27
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Return Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Supply	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Return	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Building Totals		0	0.00	105,439	435,451	540,890	100.00
Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain	
Ventilation	0	0.00	56,699	26,784	83,483	15.43	
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00	
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00	
Zone Loads	0	0.00	48,740	404,320	453,060	83.76	
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00	
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	4,347	4,347	0.80	
Building Totals	0	0.00	105,439	435,451	540,890	100.00	
Check Figures							
Total Building Supply Air (based on a 21 ° TD):			20,887	CFM			
Total Building Vent. Air (13.42% of Supply):			2,803	CFM			
Total Conditioned Air Space:			10,659	Sq.ft			
Supply Air Per Unit Area:			1.9595	CFM/Sq.ft			
Area Per Cooling Capacity:			236.4778	Sq.ft/Ton			
Cooling Capacity Per Area:			0.0042	Tons/Sq.ft			
Heating Capacity Per Area:			0.00	Btuh/Sq.ft			
Total Heating Required With Outside Air:			0	Btuh			
Total Cooling Required With Outside Air:			45.07	Tons			

Air Handler #1 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
1	Biblioteca 6pm May	540 12 4,320	0 0 0.00	13,475 679 1.26	1,860 0 0	None 0 0	Direct 126 126
Zone Peak Totals:		540	0	13,475	1,860		
Total Zones: 1		12	0	679	0	0	126
Unique Zones: 1		4,320	0.00	1.26	0	0	126

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 4	
Air Handler #1 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.06 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.88	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 13,475.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	13,358 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	141 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			13,500 Btuh
Cooling Supply Air: $13,616 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		679 CFM	
Summer Vent Outside Air (18.6% of supply) =		126 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,084 Btuh	126 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,084 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			14,583 Btuh
Zone space latent gain:	1,860 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,670 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,530 Btuh
Total system sensible and latent gain:			19,113 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		679 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (18.57% of Supply):		126 CFM	
Total Conditioned Air Space:		540 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.2565 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		339.0400 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0029 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.59 Tons	

Air Handler #2 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
2	Jefe Biblioteca 6pm May	100 3 800	0 0 0.00	3,134 158 1.58	465 0 0	None 0 0	Direct 22 22
Zone Peak Totals:		100	0	3,134	465		
Total Zones: 1		3	0	158	0	0	22
Unique Zones: 1		800	0.00	1.58	0	0	22

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 6	
Air Handler #2 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.01 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.87	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 3,134.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	3,134 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	33 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			3,167 Btuh
Cooling Supply Air: $3,167 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		158 CFM	
Summer Vent Outside Air (13.9% of supply) =		22 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	189 Btuh	22 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			189 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			3,357 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	466 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			931 Btuh
Total system sensible and latent gain:			4,288 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		158 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (13.94% of Supply):		22 CFM	
Total Conditioned Air Space:		100 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.5782 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		279.8753 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0036 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.36 Tons	

Air Handler #3 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
3	Contraloria 4pm May	105 3 840	0 0 0.00	3,689 186 1.77	465 0 0	None 0 0	Direct 22 22
Zone Peak Totals:		105	0	3,689	465		
Total Zones: 1		3	0	186	0	0	22
Unique Zones: 1		840	0.00	1.77	0	0	22

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 8	
Air Handler #3 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.02 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.89	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	3,689 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	39 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			3,728 Btuh
Cooling Supply Air: $3,728 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		186 CFM	
Summer Vent Outside Air (11.8% of supply) =		22 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	210 Btuh	22 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			210 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			3,938 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	445 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			910 Btuh
Total system sensible and latent gain:			4,848 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		186 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (11.84% of Supply):		22 CFM	
Total Conditioned Air Space:		105 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.7691 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		259.8972 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0038 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.40 Tons	

Air Handler #4 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
4	Jefatura 6pm May	95 3 760	0 0 0.00	2,660 128 1.34	465 0 0	None 0 0	22/P 66 66
Zone Peak Totals:		95	0	2,660	465		
Total Zones: 1		3	0	128	0	0	66
Unique Zones: 1		760	0.00	1.34	0	0	66

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 10	
Air Handler #4 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.01 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.85	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 2,660.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	2,660 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	27 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			2,687 Btuh
Cooling Supply Air: $2,687 / (.869 \times 1.1 \times 22) =$		128 CFM	
Summer Vent Outside Air (51.7% of supply) =		66 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	568 Btuh	66 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			568 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			3,254 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,398 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,863 Btuh
Total system sensible and latent gain:			5,118 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		128 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (51.65% of Supply):		66 CFM	
Total Conditioned Air Space:		95 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.3445 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		222.8583 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0045 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.43 Tons	

Air Handler #5 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
5	Consulta 6pm May	64 3 512	0 0 0.00	2,198 106 1.65	465 0 0	None 0 0	Direct 20 20
Zone Peak Totals:		64	0	2,198	465		
Total Zones: 1		3	0	106	0	0	20
Unique Zones: 1		512	0.00	1.65	0	0	20

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 12	
Air Handler #5 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.01 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.83	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 2,198.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	2,198 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	22 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			2,220 Btuh
Cooling Supply Air: $2,220 / (.869 \times 1.1 \times 22) =$		106 CFM	
Summer Vent Outside Air (18.9% of supply) =		20 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	172 Btuh	20 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			172 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			2,392 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	424 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			889 Btuh
Total system sensible and latent gain:			3,280 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		106 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (18.94% of Supply):		20 CFM	
Total Conditioned Air Space:		64 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.6495 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		234.1249 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0043 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.27 Tons	

Air Handler #6 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
6	Farmacia 6pm May	404 6 3,232	0 0 0.00	9,151 484 1.20	930 0 0	None 0 0	Direct 101 101
Zone Peak Totals:		404	0	9,151	930		
Total Zones: 1		6	0	484	0	0	101
Unique Zones: 1		3,232	0.00	1.20	0	0	101

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 14	
Air Handler #6 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.05 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.91	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 9,151.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	9,151 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	101 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			9,252 Btuh
Cooling Supply Air: $9,252 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		484 CFM	
Summer Vent Outside Air (20.9% of supply) =		101 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	869 Btuh	101 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			869 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			10,121 Btuh
Zone space latent gain:	930 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,140 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,070 Btuh
Total system sensible and latent gain:			13,190 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		484 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (20.86% of Supply):		101 CFM	
Total Conditioned Air Space:		404 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.1983 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		367.5403 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0027 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.10 Tons	

Air Handler #7 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
7	Bodega De Paso 6pm May	49 0 392	0 0 0.00	939 52 1.07	0 0 0	None 0 0	Direct 5 5
Zone Peak Totals:		49	0	939	0		
Total Zones: 1		0	0	52	0	0	5
Unique Zones: 1		392	0.00	1.07	0	0	5

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 16	
Air Handler #7 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.00 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	1.00	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 939.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	939 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	11 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			950 Btuh
Cooling Supply Air: $950 / (.869 \times 1.1 \times 19) =$		52 CFM	
Summer Vent Outside Air (9.6% of supply) =		5 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	43 Btuh	5 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			43 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			993 Btuh
Zone space latent gain:	0 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	106 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			106 Btuh
Total system sensible and latent gain:			1,099 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		52 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (9.56% of Supply):		5 CFM	
Total Conditioned Air Space:		49 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.0678 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		535.0248 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0019 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.09 Tons	

Air Handler #8 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
8	Bodega 6pm May	304 1 2,432	0 0 0.00	4,685 261 0.86	155 0 0	None 0 0	Direct 40 40
Zone Peak Totals:		304	0	4,685	155		
Total Zones: 1		1	0	261	0	0	40
Unique Zones: 1		2,432	0.00	0.86	0	0	40

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 18	
Air Handler #8 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.02 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 4,685.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	4,685 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	54 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			4,739 Btuh
Cooling Supply Air: $4,739 / (.869 \times 1.1 \times 19) =$		261 CFM	
Summer Vent Outside Air (15.3% of supply) =		40 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	344 Btuh	40 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			344 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			5,083 Btuh
Zone space latent gain:	155 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	847 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,002 Btuh
Total system sensible and latent gain:			6,085 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		261 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (15.33% of Supply):		40 CFM	
Total Conditioned Air Space:		304 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		0.8585 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		599.4662 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0017 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.51 Tons	

Air Handler #9 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
9	Sala Cirugía Izq 6pm May	378 5 3,024	0 0 0.00	16,662 1,030 2.72	1,250 0 0	None 0 0	Direct 200 200
Zone Peak Totals:		378	0	16,662	1,250		
Total Zones: 1		5	0	1,030	0	0	200
Unique Zones: 1		3,024	0.00	2.72	0	0	200

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 20	
Air Handler #9 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.10 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 16,662.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	16,245 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	214 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	2,798 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			19,258 Btuh
Cooling Supply Air: $19,675 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		1,029 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.4% of supply) =		200 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,720 Btuh	200 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,720 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			20,978 Btuh
Zone space latent gain:	1,250 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	4,237 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			5,487 Btuh
Total system sensible and latent gain:			26,465 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		1,029 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.43% of Supply):		200 CFM	
Total Conditioned Air Space:		378 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.7234 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:	171.3959	Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:	0.0058	Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.21 Tons	

Air Handler #10 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
10	Sala Cirugía Der 6pm May	378 5 3,024	0 0 0.00	16,095 1,030 2.72	1,250 0 0	None 0 0	Direct 200 200
Zone Peak Totals:		378	0	16,095	1,250		
Total Zones: 1		5	0	1,030	0	0	200
Unique Zones: 1		3,024	0.00	2.72	0	0	200

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 22	
Air Handler #10 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.10 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 16,095.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	15,979 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	214 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	3,363 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			19,556 Btuh
Cooling Supply Air: $19,673 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		1,029 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.4% of supply) =		200 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,720 Btuh	200 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,720 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			21,276 Btuh
Zone space latent gain:	1,250 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	4,237 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			5,487 Btuh
Total system sensible and latent gain:			26,763 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		1,029 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.43% of Supply):		200 CFM	
Total Conditioned Air Space:		378 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.7231 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:	169.4866	Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:	0.0059	Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.23 Tons	

Air Handler #11 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
11	Preparación Cirugía 6pm May	260 4 2,080	0 0 0.00	7,180 418 1.61	800 0 0	None 0 0	Direct 130 130
Zone Peak Totals:		260	0	7,180	800		
Total Zones: 1		4	0	418	0	0	130
Unique Zones: 1		2,080	0.00	1.61	0	0	130

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 24	
Air Handler #11 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.04 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.91	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 7,180.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	7,180 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	87 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	729 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,996 Btuh
Cooling Supply Air: $7,996 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		418 CFM	
Summer Vent Outside Air (31.1% of supply) =		130 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,118 Btuh	130 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,118 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			9,114 Btuh
Zone space latent gain:	800 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,754 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,554 Btuh
Total system sensible and latent gain:			12,668 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		418 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (31.08% of Supply):		130 CFM	
Total Conditioned Air Space:		260 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.6090 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		246.2843 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0041 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.06 Tons	

Air Handler #12 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
12	Tratamientos 6pm May	390 10 3,120	0 0 0.00	15,752 793 2.03	2,000 0 0	None 0 0	Direct 106 106
Zone Peak Totals:		390	0	15,752	2,000		
Total Zones: 1		10	0	793	0	0	106
Unique Zones: 1		3,120	0.00	2.03	0	0	106

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 26	
Air Handler #12 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.07 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.89	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 15,752.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	15,691 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	165 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			15,856 Btuh
Cooling Supply Air: $15,917 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		793 CFM	
Summer Vent Outside Air (13.4% of supply) =		106 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,013 Btuh	106 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,013 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			16,868 Btuh
Zone space latent gain:	2,000 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,144 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,144 Btuh
Total system sensible and latent gain:			21,013 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		793 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (13.36% of Supply):		106 CFM	
Total Conditioned Air Space:		390 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.0338 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		222.7229 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0045 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.75 Tons	

Air Handler #13 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
13	Asistente Espiritual 3pm May	150 3 1,200	0 0 0.00	6,543 346 2.31	465 0 0	None 0 0	Direct 25 25
Zone Peak Totals:		150	0	6,543	465		
Total Zones: 1		3	0	346	0	0	25
Unique Zones: 1		1,200	0.00	2.31	0	0	25

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 28	
Air Handler #13 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.03 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.93	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	2pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 3pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 6,543.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	6,534 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	72 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,606 Btuh
Cooling Supply Air: $6,615 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		346 CFM	
Summer Vent Outside Air (7.2% of supply) =		25 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	239 Btuh	25 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			239 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,845 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	506 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			971 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,816 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		346 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (7.22% of Supply):		25 CFM	
Total Conditioned Air Space:		150 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.3072 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		230.3047 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0043 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.65 Tons	

Air Handler #14 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
14	Capilla 3pm May	360 40 2,880	0 0 0.00	21,092 928 2.58	6,200 0 0	None 0 0	Direct 160 160
Zone Peak Totals:		360	0	21,092	6,200		
Total Zones: 1		40	0	928	0	0	160
Unique Zones: 1		2,880	0.00	2.58	0	0	160

Air Handler #14 Total Load Summary

Air Handler Description: Constant Volume - Proportion
 Supply Air Fan: Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.09 HP
 Fan Input: 0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan
 Sensible Heat Ratio: 0.77 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---

Air System Peak Time: 2pm in May.
 Outdoor Conditions: 80° DB, 68° WB, 98.99 grains

Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 3pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 21,092.

Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh

Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	

Zone space sensible gain:	21,063 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	193 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			21,256 Btuh

Cooling Supply Air: $21,285 / (.869 \times 1.1 \times 24) =$		928 CFM	
Summer Vent Outside Air (17.2% of supply) =		160 CFM	

Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,529 Btuh	160 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,529 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			22,785 Btuh

Zone space latent gain:	6,200 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	3,236 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			9,436 Btuh
Total system sensible and latent gain:			32,222 Btuh

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 24° TD):	928 CFM
Total Air Handler Vent. Air (17.24% of Supply):	160 CFM
Total Conditioned Air Space:	360 Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	2.5781 CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	134.0714 Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0075 Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00 Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0 Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	2.69 Tons

Air Handler #15 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
15	Aulas 3pm May	396 30 3,168	0 0 0.00	26,144 1,256 3.17	4,650 0 0	None 0 0	Direct 226 226
The above zone occurs 3 times throughout this air system.							
Zone Peak Totals:		1,188	0	78,432	13,950		
Total Zones: 3		90	0	3,768	0	0	678
Unique Zones: 1		9,504	0.00	3.17	0	0	678

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 32	
Air Handler #15 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.36 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.85	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	2pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 3pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 78,432.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	78,340 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	784 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			79,124 Btuh
Cooling Supply Air: $79,216 / (.869 \times 1.1 \times 22) =$		3,768 CFM	
Summer Vent Outside Air (18.0% of supply) =		678 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	6,479 Btuh	678 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			6,479 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			85,603 Btuh
Zone space latent gain:	13,950 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	13,715 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			27,665 Btuh
Total system sensible and latent gain:			113,268 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		3,768 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (17.99% of Supply):		678 CFM	
Total Conditioned Air Space:		1,188 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.1719 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		125.8611 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0079 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		9.44 Tons	

Air Handler #16 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
16	Area Administrativa 3pm May	3,520 30 28,160	0 0 0.00	113,930 6,027 1.71	4,650 0 0	None 0 0	Direct 276 276
Zone Peak Totals:		3,520	0	113,930	4,650		
Total Zones: 1		30	0	6,027	0	0	276
Unique Zones: 1		28,160	0.00	1.71	0	0	276

Air Handler #16 Total Load Summary

Air Handler Description: Constant Volume - Proportion
 Supply Air Fan: Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.57 HP
 Fan Input: 0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan
 Sensible Heat Ratio: 0.96 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---

Air System Peak Time: 3pm in May.
 Outdoor Conditions: 81° DB, 68° WB, 98.31 grains

Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	0 Btuh	
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh	
Return Duct sensible loss:	0 Btuh	
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh	
Total System sensible loss:		0 Btuh

Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM

Zone space sensible gain:	113,930 Btuh	
Infiltration sensible gain:	0 Btuh	
Draw-thru fan sensible gain:	1,254 Btuh	
Supply duct sensible gain:	0 Btuh	
Reserve sensible gain:	0 Btuh	
Total sensible gain on supply side of coil:		115,184 Btuh

Cooling Supply Air: $115,184 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		6,027 CFM
Summer Vent Outside Air (4.6% of supply) =		276 CFM

Return duct sensible gain:	0 Btuh	
Return plenum sensible gain:	0 Btuh	
Outside air sensible gain:	2,637 Btuh	276 CFM
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh	
Total sensible gain on return side of coil:		2,637 Btuh
Total sensible gain on air handling system:		117,822 Btuh

Zone space latent gain:	4,650 Btuh	
Infiltration latent gain:	0 Btuh	
Outside air latent gain:	5,318 Btuh	
Total latent gain on air handling system:		9,968 Btuh
Total system sensible and latent gain:		127,790 Btuh

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		6,027 CFM
Total Air Handler Vent. Air (4.58% of Supply):		276 CFM
Total Conditioned Air Space:		3,520 Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:		1.7122 CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:		330.5420 Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:		0.0030 Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:		10.65 Tons

Air Handler #17 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
17	Terapia Fisica 5pm May	1,954 34 15,632	0 0 0.00	69,405 3,495 1.79	10,270 0 0	None 0 0	Direct 546 546
Zone Peak Totals:		1,954	0	69,405	10,270		
Total Zones: 1		34	0	3,495	0	0	546
Unique Zones: 1		15,632	0.00	1.79	0	0	546

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 36	
Air Handler #17 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.33 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.87	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	69,405 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	727 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			70,132 Btuh
Cooling Supply Air: $70,132 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		3,495 CFM	
Summer Vent Outside Air (15.6% of supply) =		546 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	4,696 Btuh	546 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			4,696 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			74,828 Btuh
Zone space latent gain:	10,270 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	11,568 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			21,838 Btuh
Total system sensible and latent gain:			96,666 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		3,495 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (15.62% of Supply):		546 CFM	
Total Conditioned Air Space:		1,954 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.7886 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		242.5681 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0041 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		8.06 Tons	

Air Handler #18 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
18	Biblioteca 3pm May	420 20 3,360	0 0 0.00	19,845 999 2.38	3,100 0 0	None 0 0	Direct 80 80
Zone Peak Totals:		420	0	19,845	3,100		
Total Zones: 1		20	0	999	0	0	80
Unique Zones: 1		3,360	0.00	2.38	0	0	80

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 38	
Air Handler #18 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.09 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.86	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	2pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 3pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 19,845.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	19,815 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	208 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			20,023 Btuh
Cooling Supply Air: $20,053 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		999 CFM	
Summer Vent Outside Air (8.0% of supply) =		80 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	764 Btuh	80 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			764 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			20,787 Btuh
Zone space latent gain:	3,100 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,618 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,718 Btuh
Total system sensible and latent gain:			25,505 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		999 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (8.01% of Supply):		80 CFM	
Total Conditioned Air Space:		420 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.3793 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:	197.6069	Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:	0.0051	Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.13 Tons	

***Clínica Del Dolor
HVAC Load Analysis***

for

Clínica De Cuidados Paliativos
CCSS



CHVAC COMMERCIAL
HVAC LOADS

Prepared By:

Luis Andrés Flores

Tuesday, September 04, 2012

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.				Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 2			
Building Summary Loads							
Building peaks in May at 4pm.							
Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	7,592	0	0.00	0	62,042	62,042	11.47
Wall	3,330	0	0.00	0	15,626	15,626	2.89
Glass	1,020	0	0.00	0	60,332	60,332	11.15
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		0	0.00	0	138,000	138,000	25.51
Lighting	21,318	0	0.00	0	72,740	72,740	13.45
Equipment	29,200	0	0.00	5,000	99,635	104,635	19.34
People	272	0	0.00	43,740	66,760	110,500	20.43
Partition	9,396	0	0.00	0	20,295	20,295	3.75
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	2,803	0	0.00	56,699	26,784	83,483	15.43
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	4,347	4,347	0.80
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	6,890	6,890	1.27
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Return Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Supply	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Return	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Building Totals		0	0.00	105,439	435,451	540,890	100.00
Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain	
Ventilation	0	0.00	56,699	26,784	83,483	15.43	
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00	
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00	
Zone Loads	0	0.00	48,740	404,320	453,060	83.76	
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00	
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	4,347	4,347	0.80	
Building Totals	0	0.00	105,439	435,451	540,890	100.00	
Check Figures							
Total Building Supply Air (based on a 21 ° TD):			20,887	CFM			
Total Building Vent. Air (13.42% of Supply):			2,803	CFM			
Total Conditioned Air Space:			10,659	Sq.ft			
Supply Air Per Unit Area:			1.9595	CFM/Sq.ft			
Area Per Cooling Capacity:			236.4778	Sq.ft/Ton			
Cooling Capacity Per Area:			0.0042	Tons/Sq.ft			
Heating Capacity Per Area:			0.00	Btuh/Sq.ft			
Total Heating Required With Outside Air:			0	Btuh			
Total Cooling Required With Outside Air:			45.07	Tons			

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.				Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 3			
Air Handler #1 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
1	Biblioteca 6pm May	540 12 4,320	0 0 0.00	13,475 679 1.26	1,860 0 0	None 0 0	Direct 126 126
Zone Peak Totals:		540	0	13,475	1,860		
Total Zones: 1		12	0	679	0	0	126
Unique Zones: 1		4,320	0.00	1.26	0	0	126

Air Handler #1 Total Load Summary

Air Handler Description: Constant Volume - Proportion
 Supply Air Fan: Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.06 HP
 Fan Input: 0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan
 Sensible Heat Ratio: 0.88 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---

Air System Peak Time: 5pm in May.
 Outdoor Conditions: 79° DB, 68° WB, 100.58 grains

Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 13,475.

Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh

Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	

Zone space sensible gain:	13,358 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	141 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			13,500 Btuh

Cooling Supply Air: $13,616 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		679 CFM	
Summer Vent Outside Air (18.6% of supply) =		126 CFM	

Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,084 Btuh	126 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,084 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			14,583 Btuh

Zone space latent gain:	1,860 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,670 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,530 Btuh
Total system sensible and latent gain:			19,113 Btuh

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):	679 CFM
Total Air Handler Vent. Air (18.57% of Supply):	126 CFM
Total Conditioned Air Space:	540 Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	1.2565 CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	339.0400 Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0029 Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00 Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0 Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	1.59 Tons

Air Handler #2 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
2	Jefe Biblioteca 6pm May	100 3 800	0 0 0.00	3,134 158 1.58	465 0 0	None 0 0	Direct 22 22
Zone Peak Totals:		100	0	3,134	465		
Total Zones: 1		3	0	158	0	0	22
Unique Zones: 1		800	0.00	1.58	0	0	22

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 6	
Air Handler #2 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.01 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.87	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 3,134.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	3,134 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	33 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			3,167 Btuh
Cooling Supply Air: $3,167 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		158 CFM	
Summer Vent Outside Air (13.9% of supply) =		22 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	189 Btuh	22 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			189 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			3,357 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	466 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			931 Btuh
Total system sensible and latent gain:			4,288 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		158 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (13.94% of Supply):		22 CFM	
Total Conditioned Air Space:		100 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.5782 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		279.8753 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0036 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.36 Tons	

Air Handler #3 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
3	Contraloria 4pm May	105 3 840	0 0 0.00	3,689 186 1.77	465 0 0	None 0 0	Direct 22 22
Zone Peak Totals:		105	0	3,689	465		
Total Zones: 1		3	0	186	0	0	22
Unique Zones: 1		840	0.00	1.77	0	0	22

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 8	
Air Handler #3 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.02 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.89	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	3,689 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	39 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			3,728 Btuh
Cooling Supply Air: $3,728 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		186 CFM	
Summer Vent Outside Air (11.8% of supply) =		22 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	210 Btuh	22 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			210 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			3,938 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	445 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			910 Btuh
Total system sensible and latent gain:			4,848 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		186 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (11.84% of Supply):		22 CFM	
Total Conditioned Air Space:		105 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.7691 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		259.8972 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0038 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.40 Tons	

Air Handler #4 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
4	Jefatura 6pm May	95 3 760	0 0 0.00	2,660 128 1.34	465 0 0	None 0 0	22/P 66 66
Zone Peak Totals:		95	0	2,660	465		
Total Zones: 1		3	0	128	0	0	66
Unique Zones: 1		760	0.00	1.34	0	0	66

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 10	
Air Handler #4 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.01 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.85	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 2,660.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	2,660 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	27 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			2,687 Btuh
Cooling Supply Air: $2,687 / (.869 \times 1.1 \times 22) =$		128 CFM	
Summer Vent Outside Air (51.7% of supply) =		66 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	568 Btuh	66 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			568 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			3,254 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,398 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,863 Btuh
Total system sensible and latent gain:			5,118 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		128 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (51.65% of Supply):		66 CFM	
Total Conditioned Air Space:		95 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.3445 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		222.8583 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0045 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.43 Tons	

Air Handler #5 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
5	Consulta 6pm May	64 3 512	0 0 0.00	2,198 106 1.65	465 0 0	None 0 0	Direct 20 20
Zone Peak Totals:		64	0	2,198	465		
Total Zones: 1		3	0	106	0	0	20
Unique Zones: 1		512	0.00	1.65	0	0	20

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 12	
Air Handler #5 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.01 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.83	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 2,198.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	2,198 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	22 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			2,220 Btuh
Cooling Supply Air: $2,220 / (.869 \times 1.1 \times 22) =$		106 CFM	
Summer Vent Outside Air (18.9% of supply) =		20 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	172 Btuh	20 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			172 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			2,392 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	424 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			889 Btuh
Total system sensible and latent gain:			3,280 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		106 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (18.94% of Supply):		20 CFM	
Total Conditioned Air Space:		64 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.6495 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		234.1249 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0043 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.27 Tons	

Air Handler #6 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
6	Farmacia 6pm May	404 6 3,232	0 0 0.00	9,151 484 1.20	930 0 0	None 0 0	Direct 101 101
Zone Peak Totals:		404	0	9,151	930		
Total Zones: 1		6	0	484	0	0	101
Unique Zones: 1		3,232	0.00	1.20	0	0	101

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 14	
Air Handler #6 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.05 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.91	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 9,151.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	9,151 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	101 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			9,252 Btuh
Cooling Supply Air: $9,252 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		484 CFM	
Summer Vent Outside Air (20.9% of supply) =		101 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	869 Btuh	101 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			869 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			10,121 Btuh
Zone space latent gain:	930 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,140 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,070 Btuh
Total system sensible and latent gain:			13,190 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		484 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (20.86% of Supply):		101 CFM	
Total Conditioned Air Space:		404 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.1983 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		367.5403 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0027 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.10 Tons	

Air Handler #7 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
7	Bodega De Paso 6pm May	49 0 392	0 0 0.00	939 52 1.07	0 0 0	None 0 0	Direct 5 5
Zone Peak Totals:		49	0	939	0		
Total Zones: 1		0	0	52	0	0	5
Unique Zones: 1		392	0.00	1.07	0	0	5

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 16	
Air Handler #7 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.00 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	1.00	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 939.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	939 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	11 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			950 Btuh
Cooling Supply Air: $950 / (.869 \times 1.1 \times 19) =$		52 CFM	
Summer Vent Outside Air (9.6% of supply) =		5 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	43 Btuh	5 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			43 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			993 Btuh
Zone space latent gain:	0 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	106 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			106 Btuh
Total system sensible and latent gain:			1,099 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		52 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (9.56% of Supply):		5 CFM	
Total Conditioned Air Space:		49 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.0678 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		535.0248 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0019 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.09 Tons	

Air Handler #8 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
8	Bodega 6pm May	304 1 2,432	0 0 0.00	4,685 261 0.86	155 0 0	None 0 0	Direct 40 40
Zone Peak Totals:		304	0	4,685	155		
Total Zones: 1		1	0	261	0	0	40
Unique Zones: 1		2,432	0.00	0.86	0	0	40

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 18	
Air Handler #8 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.02 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 4,685.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	4,685 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	54 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			4,739 Btuh
Cooling Supply Air: $4,739 / (.869 \times 1.1 \times 19) =$		261 CFM	
Summer Vent Outside Air (15.3% of supply) =		40 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	344 Btuh	40 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			344 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			5,083 Btuh
Zone space latent gain:	155 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	847 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,002 Btuh
Total system sensible and latent gain:			6,085 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		261 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (15.33% of Supply):		40 CFM	
Total Conditioned Air Space:		304 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		0.8585 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		599.4662 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0017 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.51 Tons	

Air Handler #9 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
9	Sala Cirugía Izq 6pm May	378 5 3,024	0 0 0.00	16,662 1,030 2.72	1,250 0 0	None 0 0	Direct 200 200
Zone Peak Totals:		378	0	16,662	1,250		
Total Zones: 1		5	0	1,030	0	0	200
Unique Zones: 1		3,024	0.00	2.72	0	0	200

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 20	
Air Handler #9 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.10 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 16,662.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	16,245 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	214 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	2,798 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			19,258 Btuh
Cooling Supply Air: $19,675 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		1,029 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.4% of supply) =		200 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,720 Btuh	200 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,720 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			20,978 Btuh
Zone space latent gain:	1,250 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	4,237 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			5,487 Btuh
Total system sensible and latent gain:			26,465 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		1,029 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.43% of Supply):		200 CFM	
Total Conditioned Air Space:		378 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.7234 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:	171.3959	Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:	0.0058	Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.21 Tons	

Air Handler #10 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
10	Sala Cirugía Der 6pm May	378 5 3,024	0 0 0.00	16,095 1,030 2.72	1,250 0 0	None 0 0	Direct 200 200
	Zone Peak Totals:	378	0	16,095	1,250		
	Total Zones: 1	5	0	1,030	0	0	200
	Unique Zones: 1	3,024	0.00	2.72	0	0	200

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 22	
Air Handler #10 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.10 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 16,095.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	15,979 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	214 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	3,363 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			19,556 Btuh
Cooling Supply Air: $19,673 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		1,029 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.4% of supply) =		200 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,720 Btuh	200 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,720 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			21,276 Btuh
Zone space latent gain:	1,250 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	4,237 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			5,487 Btuh
Total system sensible and latent gain:			26,763 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		1,029 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.43% of Supply):		200 CFM	
Total Conditioned Air Space:		378 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.7231 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:	169.4866	Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:	0.0059	Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.23 Tons	

Air Handler #11 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
11	Preparación Cirugía 6pm May	260 4 2,080	0 0 0.00	7,180 418 1.61	800 0 0	None 0 0	Direct 130 130
Zone Peak Totals:		260	0	7,180	800		
Total Zones: 1		4	0	418	0	0	130
Unique Zones: 1		2,080	0.00	1.61	0	0	130

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 24	
Air Handler #11 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.04 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.91	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 7,180.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	7,180 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	87 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	729 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,996 Btuh
Cooling Supply Air: $7,996 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		418 CFM	
Summer Vent Outside Air (31.1% of supply) =		130 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,118 Btuh	130 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,118 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			9,114 Btuh
Zone space latent gain:	800 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,754 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,554 Btuh
Total system sensible and latent gain:			12,668 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		418 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (31.08% of Supply):		130 CFM	
Total Conditioned Air Space:		260 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.6090 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		246.2843 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0041 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.06 Tons	

Air Handler #12 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
12	Tratamientos 6pm May	390 10 3,120	0 0 0.00	15,752 793 2.03	2,000 0 0	None 0 0	Direct 106 106
Zone Peak Totals:		390	0	15,752	2,000		
Total Zones: 1		10	0	793	0	0	106
Unique Zones: 1		3,120	0.00	2.03	0	0	106

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 26	
Air Handler #12 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.07 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.89	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 15,752.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	15,691 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	165 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			15,856 Btuh
Cooling Supply Air: $15,917 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		793 CFM	
Summer Vent Outside Air (13.4% of supply) =		106 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,013 Btuh	106 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,013 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			16,868 Btuh
Zone space latent gain:	2,000 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,144 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,144 Btuh
Total system sensible and latent gain:			21,013 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		793 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (13.36% of Supply):		106 CFM	
Total Conditioned Air Space:		390 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.0338 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		222.7229 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0045 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.75 Tons	

Air Handler #13 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
13	Asistente Espiritual 3pm May	150 3 1,200	0 0 0.00	6,543 346 2.31	465 0 0	None 0 0	Direct 25 25
Zone Peak Totals:		150	0	6,543	465		
Total Zones: 1		3	0	346	0	0	25
Unique Zones: 1		1,200	0.00	2.31	0	0	25

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 28	
Air Handler #13 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.03 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.93	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	2pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 3pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 6,543.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	6,534 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	72 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,606 Btuh
Cooling Supply Air: $6,615 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		346 CFM	
Summer Vent Outside Air (7.2% of supply) =		25 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	239 Btuh	25 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			239 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,845 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	506 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			971 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,816 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		346 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (7.22% of Supply):		25 CFM	
Total Conditioned Air Space:		150 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.3072 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		230.3047 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0043 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.65 Tons	

Air Handler #14 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
14	Capilla 3pm May	360 40 2,880	0 0 0.00	21,092 928 2.58	6,200 0 0	None 0 0	Direct 160 160
	Zone Peak Totals:	360	0	21,092	6,200		
	Total Zones: 1	40	0	928	0	0	160
	Unique Zones: 1	2,880	0.00	2.58	0	0	160

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 30																																	
Air Handler #14 Total Load Summary																																			
Air Handler Description: Constant Volume - Proportion Supply Air Fan: Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.09 HP Fan Input: 0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan Sensible Heat Ratio: 0.77 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---																																			
Air System Peak Time: 2pm in May. Outdoor Conditions: 80° DB, 68° WB, 98.99 grains																																			
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 3pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 21,092.																																			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.																																			
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 60%;">Zone Space sensible loss:</td> <td style="width: 20%; text-align: right;">0 Btuh</td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td>Infiltration sensible loss:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td style="text-align: right;">0 CFM</td> </tr> <tr> <td>Outside Air sensible loss:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td style="text-align: right;">0 CFM</td> </tr> <tr> <td>Supply Duct sensible loss:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Return Duct sensible loss:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Return Plenum sensible loss:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total System sensible loss:</td> <td></td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> </tr> </table>			Zone Space sensible loss:	0 Btuh		Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		Return Duct sensible loss:	0 Btuh		Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		Total System sensible loss:		0 Btuh												
Zone Space sensible loss:	0 Btuh																																		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM																																	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM																																	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh																																		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh																																		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh																																		
Total System sensible loss:		0 Btuh																																	
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 60%;">Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$</td> <td style="width: 20%; text-align: right;">0 CFM</td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td>Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =</td> <td></td> <td style="text-align: right;">0 CFM</td> </tr> </table>			Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$	0 CFM		Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM																											
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$	0 CFM																																		
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM																																	
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 60%;">Zone space sensible gain:</td> <td style="width: 20%; text-align: right;">21,063 Btuh</td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td>Infiltration sensible gain:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Draw-thru fan sensible gain:</td> <td style="text-align: right;">193 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Supply duct sensible gain:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Reserve sensible gain:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total sensible gain on supply side of coil:</td> <td></td> <td style="text-align: right;">21,256 Btuh</td> </tr> </table>			Zone space sensible gain:	21,063 Btuh		Infiltration sensible gain:	0 Btuh		Draw-thru fan sensible gain:	193 Btuh		Supply duct sensible gain:	0 Btuh		Reserve sensible gain:	0 Btuh		Total sensible gain on supply side of coil:		21,256 Btuh															
Zone space sensible gain:	21,063 Btuh																																		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh																																		
Draw-thru fan sensible gain:	193 Btuh																																		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh																																		
Reserve sensible gain:	0 Btuh																																		
Total sensible gain on supply side of coil:		21,256 Btuh																																	
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 60%;">Cooling Supply Air: $21,285 / (.869 \times 1.1 \times 24) =$</td> <td style="width: 20%; text-align: right;">928 CFM</td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td>Summer Vent Outside Air (17.2% of supply) =</td> <td></td> <td style="text-align: right;">160 CFM</td> </tr> </table>			Cooling Supply Air: $21,285 / (.869 \times 1.1 \times 24) =$	928 CFM		Summer Vent Outside Air (17.2% of supply) =		160 CFM																											
Cooling Supply Air: $21,285 / (.869 \times 1.1 \times 24) =$	928 CFM																																		
Summer Vent Outside Air (17.2% of supply) =		160 CFM																																	
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 60%;">Return duct sensible gain:</td> <td style="width: 20%; text-align: right;">0 Btuh</td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td>Return plenum sensible gain:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Outside air sensible gain:</td> <td style="text-align: right;">1,529 Btuh</td> <td style="text-align: right;">160 CFM</td> </tr> <tr> <td>Blow-thru fan sensible gain:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total sensible gain on return side of coil:</td> <td></td> <td style="text-align: right;">1,529 Btuh</td> </tr> <tr> <td>Total sensible gain on air handling system:</td> <td></td> <td style="text-align: right;">22,785 Btuh</td> </tr> </table>			Return duct sensible gain:	0 Btuh		Return plenum sensible gain:	0 Btuh		Outside air sensible gain:	1,529 Btuh	160 CFM	Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		Total sensible gain on return side of coil:		1,529 Btuh	Total sensible gain on air handling system:		22,785 Btuh															
Return duct sensible gain:	0 Btuh																																		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh																																		
Outside air sensible gain:	1,529 Btuh	160 CFM																																	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh																																		
Total sensible gain on return side of coil:		1,529 Btuh																																	
Total sensible gain on air handling system:		22,785 Btuh																																	
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 60%;">Zone space latent gain:</td> <td style="width: 20%; text-align: right;">6,200 Btuh</td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td>Infiltration latent gain:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Outside air latent gain:</td> <td style="text-align: right;">3,236 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total latent gain on air handling system:</td> <td></td> <td style="text-align: right;">9,436 Btuh</td> </tr> <tr> <td>Total system sensible and latent gain:</td> <td></td> <td style="text-align: right;">32,222 Btuh</td> </tr> </table>			Zone space latent gain:	6,200 Btuh		Infiltration latent gain:	0 Btuh		Outside air latent gain:	3,236 Btuh		Total latent gain on air handling system:		9,436 Btuh	Total system sensible and latent gain:		32,222 Btuh																		
Zone space latent gain:	6,200 Btuh																																		
Infiltration latent gain:	0 Btuh																																		
Outside air latent gain:	3,236 Btuh																																		
Total latent gain on air handling system:		9,436 Btuh																																	
Total system sensible and latent gain:		32,222 Btuh																																	
Check Figures																																			
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 60%;">Total Air Handler Supply Air (based on a 24° TD):</td> <td style="width: 20%; text-align: right;">928 CFM</td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td>Total Air Handler Vent. Air (17.24% of Supply):</td> <td></td> <td style="text-align: right;">160 CFM</td> </tr> <tr> <td colspan="3"> </td> </tr> <tr> <td>Total Conditioned Air Space:</td> <td style="text-align: right;">360 Sq.ft</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Supply Air Per Unit Area:</td> <td style="text-align: right;">2.5781 CFM/Sq.ft</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Area Per Cooling Capacity:</td> <td style="text-align: right;">134.0714 Sq.ft/Ton</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Cooling Capacity Per Area:</td> <td style="text-align: right;">0.0075 Tons/Sq.ft</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Heating Capacity Per Area:</td> <td style="text-align: right;">0.00 Btuh/Sq.ft</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="3"> </td> </tr> <tr> <td>Total Heating Required With Outside Air:</td> <td style="text-align: right;">0 Btuh</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total Cooling Required With Outside Air:</td> <td style="text-align: right;">2.69 Tons</td> <td></td> </tr> </table>			Total Air Handler Supply Air (based on a 24° TD):	928 CFM		Total Air Handler Vent. Air (17.24% of Supply):		160 CFM				Total Conditioned Air Space:	360 Sq.ft		Supply Air Per Unit Area:	2.5781 CFM/Sq.ft		Area Per Cooling Capacity:	134.0714 Sq.ft/Ton		Cooling Capacity Per Area:	0.0075 Tons/Sq.ft		Heating Capacity Per Area:	0.00 Btuh/Sq.ft					Total Heating Required With Outside Air:	0 Btuh		Total Cooling Required With Outside Air:	2.69 Tons	
Total Air Handler Supply Air (based on a 24° TD):	928 CFM																																		
Total Air Handler Vent. Air (17.24% of Supply):		160 CFM																																	
Total Conditioned Air Space:	360 Sq.ft																																		
Supply Air Per Unit Area:	2.5781 CFM/Sq.ft																																		
Area Per Cooling Capacity:	134.0714 Sq.ft/Ton																																		
Cooling Capacity Per Area:	0.0075 Tons/Sq.ft																																		
Heating Capacity Per Area:	0.00 Btuh/Sq.ft																																		
Total Heating Required With Outside Air:	0 Btuh																																		
Total Cooling Required With Outside Air:	2.69 Tons																																		

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.				Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 31			
Air Handler #15 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
15	Aulas 3pm May	396 30 3,168	0 0 0.00	26,144 1,256 3.17	4,650 0 0	None 0 0	Direct 226 226
The above zone occurs 3 times throughout this air system.							
Zone Peak Totals:		1,188	0	78,432	13,950		
Total Zones: 3		90	0	3,768	0	0	678
Unique Zones: 1		9,504	0.00	3.17	0	0	678

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 32	
Air Handler #15 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.36 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.85	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	2pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 3pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 78,432.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	78,340 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	784 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			79,124 Btuh
Cooling Supply Air: $79,216 / (.869 \times 1.1 \times 22) =$		3,768 CFM	
Summer Vent Outside Air (18.0% of supply) =		678 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	6,479 Btuh	678 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			6,479 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			85,603 Btuh
Zone space latent gain:	13,950 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	13,715 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			27,665 Btuh
Total system sensible and latent gain:			113,268 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		3,768 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (17.99% of Supply):		678 CFM	
Total Conditioned Air Space:		1,188 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.1719 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		125.8611 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0079 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		9.44 Tons	

Air Handler #16 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
16	Area Administrativa 3pm May	3,520 30 28,160	0 0 0.00	113,930 6,027 1.71	4,650 0 0	None 0 0	Direct 276 276
Zone Peak Totals:		3,520	0	113,930	4,650		
Total Zones: 1		30	0	6,027	0	0	276
Unique Zones: 1		28,160	0.00	1.71	0	0	276

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 34	
Air Handler #16 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.57 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.96	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in May.		
Outdoor Conditions:	81° DB, 68° WB, 98.31 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	113,930 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	1,254 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			115,184 Btuh
Cooling Supply Air: $115,184 / (.869 \times 1.1 \times 20) =$		6,027 CFM	
Summer Vent Outside Air (4.6% of supply) =		276 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	2,637 Btuh	276 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			2,637 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			117,822 Btuh
Zone space latent gain:	4,650 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	5,318 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			9,968 Btuh
Total system sensible and latent gain:			127,790 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		6,027 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (4.58% of Supply):		276 CFM	
Total Conditioned Air Space:		3,520 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.7122 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		330.5420 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0030 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		10.65 Tons	

Air Handler #17 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
17	Terapia Fisica 5pm May	1,954 34 15,632	0 0 0.00	69,405 3,495 1.79	10,270 0 0	None 0 0	Direct 546 546
Zone Peak Totals:		1,954	0	69,405	10,270		
Total Zones: 1		34	0	3,495	0	0	546
Unique Zones: 1		15,632	0.00	1.79	0	0	546

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 36	
Air Handler #17 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.33 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.87	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in May.		
Outdoor Conditions:	79° DB, 68° WB, 100.58 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	69,405 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	727 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			70,132 Btuh
Cooling Supply Air: $70,132 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		3,495 CFM	
Summer Vent Outside Air (15.6% of supply) =		546 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	4,696 Btuh	546 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			4,696 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			74,828 Btuh
Zone space latent gain:	10,270 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	11,568 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			21,838 Btuh
Total system sensible and latent gain:			96,666 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		3,495 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (15.62% of Supply):		546 CFM	
Total Conditioned Air Space:		1,954 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.7886 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		242.5681 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0041 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		8.06 Tons	

Air Handler #18 Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
18	Biblioteca 3pm May	420 20 3,360	0 0 0.00	19,845 999 2.38	3,100 0 0	None 0 0	Direct 80 80
Zone Peak Totals:		420	0	19,845	3,100		
Total Zones: 1		20	0	999	0	0	80
Unique Zones: 1		3,360	0.00	2.38	0	0	80

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program Zenrus S.A.		Elite Software Development, Inc. Clinica Del Dolor Page 38	
Air Handler #18 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.09 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.86	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	2pm in May.		
Outdoor Conditions:	80° DB, 68° WB, 98.99 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in May at 3pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 19,845.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.869 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	19,815 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	208 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			20,023 Btuh
Cooling Supply Air: $20,053 / (.869 \times 1.1 \times 21) =$		999 CFM	
Summer Vent Outside Air (8.0% of supply) =		80 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	764 Btuh	80 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			764 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			20,787 Btuh
Zone space latent gain:	3,100 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,618 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,718 Btuh
Total system sensible and latent gain:			25,505 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		999 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (8.01% of Supply):		80 CFM	
Total Conditioned Air Space:		420 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.3793 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:	197.6069	Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:	0.0051	Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.13 Tons	