

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA LA  
PREPARACIÓN DE MEDICAMENTOS ESPECIALES PARA UNA EMPRESA  
FARMACEUTICA.**

**JOHN ANDRÉS GARCÍA THERÁN**



**UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**BARRANQUILLA**

**2014**

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA LA  
PREPARACIÓN DE MEDICAMENTOS ESPECIALES PARA UNA EMPRESA  
FARMACEUTICA.**

**JOHN ANDRÉS GARCÍA THERÁN**

Proyecto de grado para optar al título de INGENIERO MECÁNICO.

**Director:**

**Ing. Antonio Saltarín Jiménez**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BARRANQUILLA  
AÑO 2014**

**NOTA DE ACEPTACIÓN**

---

---

---

---

**PRESIDENTE DEL JURADO**

---

**JURADO**

---

**JURADO**

Barranquilla, Junio de 2014

## TABLA DE CONTENIDO

<b>INTRODUCCION .....</b>	<b>1</b>
<b>1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....</b>	<b>3</b>
<b>2. JUSTIFICACION. ....</b>	<b>6</b>
<b>3. OBJETIVOS .....</b>	<b>9</b>
3.1. Objetivo general.....	9
3.2. Objetivos específicos.....	9
<b>4. MARCO REFERENCIAL.....</b>	<b>10</b>
4.1. Patrones de Flujo de Aire .....	10
4.2. Carga térmica. ....	11
4.3. Ganancias de calor externa .....	12
4.4. Ganancia de calor por factores internos .....	20
4.4.1. Psicrometría .....	24
4.5. Manejo del aire interno .....	26
4.6. Tasa de Renovaciones de Aire.....	26
4.6.1. Clases de Áreas Limpias.....	27
4.6.2. Clases de Limpieza para partículas contaminantes. ....	28
4.6.3. Consideraciones para el diseño de Áreas Limpias.....	28
4.6.4. Requerimientos tecnológicos básicos para las áreas limpias .....	28
4.7. Áreas Limpias Clase 10.000 (ISO 7) .....	29
4.8. Fuentes de contaminación externas .....	31
4.9. Fuentes Internas de contaminación.....	32

4.9.1.	Controles para la contaminación de partículas .....	34
4.9.2.	Control por aislamiento. ....	34
4.9.3.	Controles por dilución.....	35
4.10.	Filtración de Áreas Limpias. ....	36
4.11.	Sistemas para control del desempeño de los equipos de acondicionamiento.....	37
<b>5.</b>	<b>MARCO CONCEPTUAL .....</b>	<b>39</b>
5.1.	Estado del arte.....	41
<b>6.</b>	<b>METODOLOGÍA.....</b>	<b>44</b>
<b>7.</b>	<b>DISEÑO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO PARA LA SALA   ESPECIAL.....</b>	<b>48</b>
7.1.	Características constructivas del local.....	50
7.2.	Condiciones ambientales.....	51
7.3.	Calculo de la carga térmica. ....	55
7.3.1.	Ganancia de calor por factores externos.....	55
<b>7.3.2.</b>	<b>Ganancia De Calor Por Factores Internos .....</b>	<b>64</b>
7.3.3.	Carga Térmica Total.....	65
7.4.	Condiciones de presión para el local. ....	66
7.5.	Modelado del desempeño mediante análisis psicométrico. ....	70
7.5.1.	Factor de calor sensible efectivo (FCSE).....	75
7.6.	Diseño de Sistemas de Ductos.....	82
7.7.	Especificaciones Técnicas De Los Conductos De Aire.....	89
7.7.1.	Difusores Rectangulares Y Rejillas .....	92

7.7.2. Ventiladores del Sistema de Ductería .....	93
7.8. Selección de Unidades de Acondicionamiento .....	99
7.8.1. Unidad manejadora especial de expansión directa.....	99
7.8.2. Unidad Condensadora Enfriada Por Aire .....	103
7.9. ESTIMADO DE COSTOS DE LA PROPUESTA.....	104
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>106</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>109</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>112</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Carta psicométrica.....	25
Figura 2. Plano del lugar a acondicionar.....	49
Figura 3. Datos ambientales para la ciudad de Santa Marta, año 2013 .....	51
Figura 4. Flujos de aire en la cabina de seguridad biológica clase II B2.....	69
Figura 5. Procesos de acondicionamiento del aire con mezclas.....	71
Figura 6. Condiciones de la mezcla de aire.....	73
Figura 7. Modelado de los Procesos psicométricos del espacio acondicionado.....	79
Figura 8. Plano de diseño del sistema de ductos de suministro del área limpia .....	86
Figura 9. Plano de diseño del sistema de extracción del área limpia.....	86
Figura 10. Plano de diseño de retorno del área limpia.....	88
Figura 11. Ventilador de suministro seleccionado, Modelo A9 - 4At.....	96

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Valores de U para estimar flujos de calor por paredes y techos. ....	15
Tabla 2. Valores de CLDT para paredes. ....	16
Tabla 3. Factor SHFG. Según orientación de la estructura .....	18
Tabla 4. Valores CLF para usar en ecuación 2.....	19
Tabla 5. Valores de ganancia de calor por persona según actividad.....	21
Tabla 6. Valores de ganancia de calor por motores eléctricos.....	23
Tabla 7. Valores de número de cambios de aire para laboratorios clínicos.....	52
Tabla 8. Diferencias de temperatura equivalentes para cielo raso y techos....	56
Tabla 9. Factores de transmisión de calor. ....	56
Tabla 10. Áreas de las paredes del local.....	58
Tabla 11. Diferencias equivalentes de temperaturas para paredes soleadas y sombreadas .....	59
Tabla 12. Factores de transmisión para vidrios. ....	60
Tabla 13. Resumen de la carga térmica del local. ....	65
Tabla 14. Tipos y aplicaciones de sistemas de bloqueo de aire.....	66
Tabla 15. Datos de fugas de aire a través de puertas. ....	68
Tabla 16. Factores de desvío de serpentín.....	78
Tabla 17. Velocidades recomendadas para ductos principal y suministro.....	83
Tabla 18. Normas para la construcción de conductos rectangulares en lámina galvanizada. Presión estática 1 y 2 pulgadas de agua .....	91
Tabla 19. Caída de presión de los componentes del sistema de ductos. ....	94
Tabla 20. Detalles técnicos de unidad manejadora de aire (UMA) .....	102
Tabla 21. Consolidado de costos para componentes del sistema de acondicionamiento propuesto .....	105

## INTRODUCCION

La ingeniería aplica principios físicos y de otra índole, para resolver necesidades y deseos de una sociedad. En este orden de ideas, la ingeniería mecánica, entre sus áreas del saber, resuelve problemas de climatización de diversa complejidad, para mejorar el confort humano, la salud, la seguridad y la calidad ambiental, entre otros aspectos.

En los ambientes de tipo clínico las condiciones ambientales requeridas son extremadamente exigentes, dada la necesidad controlar agentes contaminantes, específicamente los de origen biológico, de diversa naturaleza. Especialmente en requerimientos como renovación de aire total y espacios con tamaños y número de partículas, medidas en partes por millón que no deben exceder valores límites fijados por normas aplicables a estas condiciones. Para satisfacer estas exigentes condiciones ambientales, el ingeniero debe calcular de manera precisa la carga térmica a dominar y perfiles de presiones al interior mayores al exterior de tal manera que se eliminen filtraciones indeseables.

En esta propuesta, se aplican los conocimientos de refrigeración, acondicionamiento de aire, transferencia de calor, termodinámica y mecánica de fluidos, para garantizar una configuración de equipamiento para el tratamiento del aire al interior de un espacio usado para fabricar medicamentos.

En el contenido de la propuesta se explican los aspectos de planteamiento del problema, su justificación, objetivos, metodología, marco teórico, presupuesto y cronograma. Con esto se pretende explicar una panorámica del mismo que facilite la visión y posterior ejecución.

## **1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

El aire que los seres vivos respiran, es una mezcla de gases, que en estado puro son inocuos para la salud humana, animal y vegetal, entre otros. La contaminación del aire es una mezcla de partículas sólidas, líquidas y gaseosas, adicionales a esos gases inocuos. Si se toma una muestra de aire y se realiza un análisis detallado, se encontrarían residuos de emisiones vehiculares, emisiones de plantas generadoras de energía, producción de metales, refinerías de petróleo, plantas químicas y otras fuentes de emisión, partículas como hollín, humo, fibras de animales y vegetales, gases, polen, bacterias y esporas. Teniendo en cuenta que el aire recorre miles de kilómetros, arrastra millones de partículas que llegan a nuestros hogares, a las clínicas, hospitales, farmacias, industrias y a cada rincón de nuestro planeta y que algunos de estos contaminantes son tóxicos y que su inhalación, contacto o similares, puede aumentar las posibilidades de tener problemas de salud, contaminación y otros, puede visualizarse la necesidad de tratar el aire, especialmente en ciertos ambientes que se necesitan libres de estos contaminantes.

Las personas con enfermedades del corazón o de pulmón, pacientes inmune deprimidos, los adultos mayores y los niños, tienen mayor riesgo de tener problemas por la contaminación del aire. Los medicamentos citostáticos, son los fármacos anticancerosos que se utilizan para el tratamiento del cáncer, el empleo terapéutico exitoso de estos, al igual que para las patologías infecciosas, se fundamenta en las diferencias metabólicas existentes entre las células normales y las cancerosas, así como en la velocidad vertiginosa de la multiplicación celular de estas últimas. Los sitios de preparación de estos

medicamentos, exigen rigurosos parámetros para la calidad del aire, solo posibles de conseguir con diseños especiales de sistemas de acondicionamiento de aire.

La polución del aire no ocurre solamente en el exterior, también el aire interior de los edificios puede estar contaminado y afectar su salud. La solución a este problema no es simple. Como ingenieros conocemos que no podemos evitar la contaminación del aire, pero si podemos aislar y adecuar el aire de un espacio cerrado tanto como sea posible, a este espacio libre de contaminación y controlado con respecto a ciertos parámetros físicos, se conoce como área limpia o blanca. Hoy en día en las áreas limpias se puede reducir el número de partículas sólidas contenidas en el aire, hasta valores tan bajos como se desee, mientras que en el sector salud se busca reducir el número de bacterias y virus que perjudican a los hospitalizados, en la industria alimenticia y farmacéutica, se protege el producto y al consumidor de microorganismos vivos.

Teniendo en cuenta esta problemática la empresa QUIMIOSALUD LTDA, localizada en la ciudad de Santa Marta, busca implementar en su sala de preparación de medicamentos un área limpia, para disminuir el riesgo de infección de los pacientes y la contaminación de los medicamentos que allí se preparan como (Bifosfonatos, Denosumab, Radiofármacos) que sirven para combatir el cáncer. La preparación de este tipo de medicamentos debe satisfacer la norma ISO 14644, de obligatorio cumplimiento para garantizar el control de contaminantes durante el proceso de elaboración, dado que Santa Marta es una ciudad con alto contenido de salinidad ya que es una ciudad costera; y con alto contenido de polución, ya que por sus alrededores transportan diferentes tipos de carbón industrial para exportación; esta ciudad

además posee un ambiente de humedad relativa con un promedio de 79% y una temperatura alrededor de los 30°C, es por esto que se ha pensado en diseñar un sistema de acondicionamiento para la preparación de este tipo de medicamentos especiales, principalmente porque la legislación es clara en este tipo de aplicaciones para la calidad de aire requerida en su nivel máximo permitido de contaminantes, pero el diseño y montaje de estas áreas es un proceso complicado: Lo que hace que sea necesario que se estudie la carga térmica del lugar con más detalle. Se requiere de tiempo ya que las áreas limpias exigen estándares de calidad, cumplimientos de las normas para el diseño de las mismas y un proceso de certificación para su funcionamiento. Aunque se mantenga la calidad de las áreas limpias (clase), ni la tecnología, ni los materiales, ni el coste es el mismo, viéndose afectado por la dedicación, el uso, el tamaño, etc. y lo que puede ser adecuado para una sala limpia del área de la microelectrónica puede resultar inaplicable en el área farmacéutica o viceversa. El coste de las áreas limpias crece exponencialmente a medida que decrece el número que identifica su clase y aun así cada día se hace más necesaria su aplicación en la industria.

## **2. JUSTIFICACION.**

Hoy en día las áreas limpias se volvieron tan importantes para el avance de la tecnología como las computadoras. El mercado presente y futuro de las áreas limpias se está expandiendo de tal manera que actualmente existen empresas calificadas y agencias de validaciones para certificar áreas limpias. En los últimos años, se han expandido a campos como la manufactura, aeroespacial, biociencia, farmacéutica, medicina, computación, y procesamiento de alimentos. Esta expansión de la tecnología trajo un incremento de experiencia y conocimientos, no solo en la diversidad de requerimientos de limpieza de aire, sino también en los métodos que se deben emplear para alcanzar esos requerimientos.

Este proyecto contempla realizar un estudio correspondiente, a un sistema de acondicionamiento de aire para la preparación de medicamentos especiales para una farmacéutica, a un bajo coste (sin afectar la utilidad del mismo), y con las garantías de funcionalidad y mantenibilidad, presentando así una nueva propuesta en el mercado para proyectos de acondicionamiento de salas limpias, acorde a las normas de calidad del aire requeridas por este tipo de aplicaciones.

La Universidad Autónoma del Caribe, cuenta con un Departamento de Ingeniería Mecánica que estudia los sistemas de refrigeración, acondicionamiento de aire y ventilación, entre otros. Estos campos son pieza clave en el estudio y diseño de áreas limpias, y su aplicación en la solución del problema, apoyará la línea de investigación en eficiencia energética y medio

ambiente que el programa tiene con el grupo GIMMA, además de servir como caso de aplicación del cuerpo de conocimientos comentado, para que los estudiantes, visionen la aplicación de este tipo de tecnologías, con lo que se mejoran los aspectos académicos, de investigación y de extensión del programa.

Resumiendo la justificación se tiene:

1. A nivel de investigación. Los resultados apoyan el desarrollo de la línea en gestión energética y el grupo de investigación GIMMA del programa de ingeniería mecánica. Se espera crear un artículo de investigación publicable en alguna revista local o regional.
2. A nivel académico. Al ser una aplicación de herramientas de gestión energética, área acondicionamiento de aire en la solución de problemas, los estudiantes del programa podrán analizar y aprender cómo es esta aplicación y las mejoras que se obtienen en los procesos de utilización de recursos energéticos para realizar operaciones tecnológicas.
3. A nivel empresarial. La mejora en el uso eficiente de los recursos energéticos, permite aumentar ingresos operacionales que mejoran la competitividad empresarial.
4. A nivel relación universidad – empresa. Se espera fortalecer esos lazos de unión y desarrollo conjunto, donde la universidad visibiliza ante la sociedad y

el sector industrial local, la capacidad de sus egresados para resolver problemas empresariales con el talento humano local.

5. A nivel personal. Los autores aplican herramientas de trabajo de la ingeniería aprendidas en diversos cursos de formación profesional y pueden realimentar al programa para que ajuste el pensum y cursos de educación continuada a las necesidades actuales del entorno.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1. Objetivo general**

Diseñar un sistema de acondicionamiento de aire para una sala de preparación de medicamentos citostáticos clase 10000 según la norma ISO 14644, para garantizar el control ambiental requerido.

#### **3.2. Objetivos específicos**

- 1.** Determinar los requerimientos de niveles de contaminación, seguridad y calidad, así como la carga térmica del área de trabajo para seleccionar el tipo y tamaño del equipo de acondicionamiento a utilizar.
- 2.** Calcular y modelar la capacidad de la manejadora de aire y los sistemas de filtros, necesarios para satisfacer los requerimientos de la aplicación clase 10000, en el área de preparación y esclusa blanca.
- 3.** Diseñar el sistema de ductos y hacer un análisis de la presión estática ejercida. Que cumpla con los parámetros de diseño de la norma ISO 14644, para garantizar el suministro y retorno de aire a los sitios bajo control.

## **4. MARCO REFERENCIAL.**

Las áreas limpias es un concepto que hace referencia a la calidad del aire al interior de un local, considerada un área cerrada, especialmente construida; controlada con respecto a partículas del aire del medio ambiente, temperatura, humedad, patrones de flujo de aire, movimiento de aire, sonido, vibraciones e iluminación, como factores a controlar bajo los requerimientos de normas aplicables(1). Los sistemas de las áreas y espacios limpios, se deberán desarrollar enfocándose especialmente en esos parámetros, con el objeto de alcanzar las condiciones mencionadas. El control de las partículas del aire requiere filtración especial, mientras los requerimientos de flujo de aire, temperatura y humedad se consiguen con sistemas múltiples HVAC y sistemas de control integrados. Los otros ítems ambientales internos, como patrones de flujo y estanqueidad, también reciben consideraciones especiales.

### **4.1. Patrones de Flujo de Aire**

El aire debería dirigirse, de modo tal, de obtener la mayor limpieza en las áreas de trabajo más críticas. A medida que los contaminantes entran al área, se van conduciendo hacia las porciones menos críticas del local para su remoción. Estos criterios para los patrones de flujo del aire interior, se traducen en la introducción de grandes cantidades de aire a bajas velocidades en la zona de las superficies de trabajo más críticas y movimiento unidireccional, generalmente hacia la parte más baja del local, antes de extraerla del espacio (1). La elección de un arreglo de flujo de aire se debería basar en: cuan críticas son las condiciones que se deben mantener en el espacio, el tamaño del local,

y la proporción de espacio ocupado por operaciones críticas con respecto al tamaño total del local (2).

La intención que se persigue con los 'patrones de flujo de aire es asegurar la máxima homogeneidad de la atmosfera al interior del local acondicionado, eliminando estratificaciones.

#### **4.2. Carga térmica.**

Los espacios cerrados que se deben mantener a temperatura inferior a la ambiente, están expuestos a un flujo continuo de calor hacia la parte interna, flujo normalmente variable a través de los días y meses y es lo que se conoce como perfil de carga. La carga térmica es la suma de las ganancias de calor de origen externo e interno, la cual tendrá que ser estimada cuidadosamente, porque el valor resultante, es una de las principales referencias para seleccionar el equipo de enfriamiento en relación a su capacidad de enfriar hasta las condiciones requeridas.

El momento del día durante el cual la carga de enfriamiento llega a su pico máximo no es siempre detectable fácilmente. Esto se debe a que los componentes principales de la carga de enfriamiento no llegan a sus picos individuales simultáneamente. Mientras que la máxima temperatura exterior ocurre cerca de las 3:00 p.m. en los meses de verano, la máxima ganancia solar a través de las ventanas ocurre en cualquier momento de las 7:00 a.m. hasta las 5:00 p.m., dependiendo de qué ventanas estén expuestas al sol.[3]

Además, las ganancias de calor internas pueden llegar a su pico máximo en cualquier momento, por esto se hace necesario efectuar un cálculo de la ganancia total de calor en varios puntos a lo largo del día para poder determinar el pico máximo de la carga de enfriamiento. La ocupación de un local en el transcurso del tiempo, especialmente si existen negocios o aplicaciones con temporadas altas y bajas, debe analizarse cuidadosamente, porque si es por poco tiempo que los picos ocurren, es posible tener equipos de menor capacidad, operando normalmente, pero más eficientes energéticamente y menos costosos en su adquisición e instalación inicial.

#### **4.3. Ganancias de calor externa**

La ganancia de calor por factores externos se debe a tres grandes factores que son: ganancia de calor por paredes, por ventanas y por infiltraciones (4).

La primera ganancia externa a tratar es la que ocurre por techos y paredes. Normalmente las superficies exteriores de un edificio, están expuestas a la luz solar directa durante parte del día. La energía térmica solar es generada por los rayos de sol, irradiados a la tierra. El calor radiante es similar a la luz ya que viaja en línea recta y puede ser reflejada por una superficie brillante. Tanto la luz como el calor radiante, pueden pasar por una superficie transparente (como el vidrio). Cuando los rayos del sol inciden en una superficie opaca una cierta cantidad de calor radiante se transfiere a la superficie, resultando en un aumento de la temperatura en la superficie que depende del color, la suavidad de la superficie y el ángulo en que los rayos del sol inciden sobre la superficie. Cuando los rayos del sol chocan con la superficie en un ángulo de  $90^\circ$  la

cantidad máxima de energía de calor radiante se transfiere a la superficie. Si el ángulo es menor, menos energía radiante se transfiere a la superficie. El ángulo en que los rayos del sol inciden en la superficie depende de la latitud, la hora del día y el mes del año.

Debido a la rotación de la tierra durante todo el día y la tierra en órbita alrededor del sol durante todo el año, el ángulo de los rayos del sol que inciden en una superficie de un edificio, está en constante cambio. Esto varía la intensidad de la radiación solar sobre una superficie exterior de un edificio, dando como resultado una cantidad variable de energía solar térmica transferida a la superficie durante el día y durante todo el año. [5]

La transmisión de calor a través de estas superficies (Q1), se estima con la siguiente fórmula:

$$Q1 = U \times A \times CLDT \qquad \text{Ecuación 1}$$

Q1: ganancia de calor a través de superficies.

U: factor general de transmisión de calor para superficies en Btu/ (h. Ft<sup>2</sup>. 0F)

A: área de la superficie que queda expuesto a las temperaturas interior y exterior.

CLDT: Las diferencias de temperaturas equivalentes en grados Fahrenheit (0F). Como concepto es la diferencia de temperatura que produciría por sí sola, el mismo flujo de calor hacia el espacio interior, que se produce realmente como

resultado de la acción simultánea de la radiación, la convección y la conducción de calor.

Las diferencias de temperaturas equivalentes (CLTD), que se usan para paredes y techos, combinan los efectos de la radiación solar, del retardo o almacenamiento de calor y posibles diferencias en la temperatura del aire.

La tabla 1 expresa valores del factor U a usar para paredes. La tabla 2 muestra valores de CLDT para usar en la ecuación 1.

La tabla 3 contiene el SHFG de las ventanas y la tabla el CLF de las mismas a usar en la ecuación 2. Los valores deben seleccionarse de acuerdo a la información complementaria que cada tabla requiera

Tabla 1. Valores de U para estimar flujos de calor por paredes y techos.

Air-Conditioning Cooling Load

26.35

Table 30 Wall Construction Group Description

Group No.	Description of Construction	Weight (lb/ft <sup>2</sup> )	U-Value (Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°F)	Code Numbers of Layers (see Table 26)
<b>4-in. Face brick + (brick)</b>				
C	Air space + 4-in. face brick	83	0.358	A0, A2, B1, A2, E0
D	4-in. common brick	90	0.415	A0, A2, C4, E1, E0
C	1-in. insulation or air space + 4-in. common brick	90	0.174-0.301	A0, A2, C4, B1/B2, E1, E0
B	2-in. insulation + 4-in. common brick	88	0.111	A0, A2, B3, C4, E1, E0
B	8-in. common brick	130	0.302	A0, A2, C9, E1, E0
A	Insulation or air space + 8-in. common brick	130	0.154-0.243	A0, A2, C9, B1/B2, E1, E0
<b>4-in. Face brick + (heavyweight concrete)</b>				
C	Air space + 2-in. concrete	94	0.350	A0, A2, B1, C5, E1, E0
B	2-in. insulation + 4-in. concrete	97	0.116	A0, A2, B3, C5, E1, E0
A	Air space or insulation + 8-in. or more concrete	143-190	0.110-0.112	A0, A2, B1, C10/11, E1, E0
<b>4-in. Face brick + (light or heavyweight concrete block)</b>				
E	4-in. block	62	0.319	A0, A2, C2, E1, E0
D	Air space or insulation + 4-in. block	62	0.153-0.246	A0, A2, C2, B1/B2, E1, E0
D	8-in. block	70	0.274	A0, A2, C7, A6, E0
C	Air space or 1-in. insulation + 6-in. or 8-in. block	73-89	0.221-0.275	A0, A2, B1, C7/C8, E1, E0
B	2-in. insulation + 8-in. block	89	0.096-0.107	A0, A2, B3, C7/C8, E1, E0
<b>4-in. Face brick + (clay tile)</b>				
D	4-in. tile	71	0.381	A0, A2, C1, E1, E0
D	Air space + 4-in. tile	71	0.281	A0, A2, C1, B1, E1, E0
C	Insulation + 4-in. tile	71	0.169	A0, A2, C1, B2, E1, E0
C	8-in. tile	96	0.275	A0, A2, C6, E1, E0
B	Air space or 1-in. insulation + 8-in. tile	96	0.142-0.221	A0, A2, C6, B1/B2, E1, E0
A	2-in. insulation + 8-in. tile	97	0.097	A0, A2, B3, C6, E1, E0
<b>Heavyweight concrete wall + (finish)</b>				
E	4-in. concrete	63	0.585	A0, A1, C5, E1, E0
D	4-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	63	0.119-0.200	A0, A1, C5, B2/B3, E1, E0
C	2-in. insulation + 4-in. concrete	63	0.119	A0, A1, B6, C5, E1, E0
C	8-in. concrete	109	0.490	A0, A1, C10, E1, E0
B	8-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	110	0.115-0.187	A0, A1, C10, B5/B6, E1, E0
A	2-in. insulation + 8-in. concrete	110	0.115	A0, A1, B3, C10, E1, E0
B	12-in. concrete	156	0.421	A0, A1, C11, E1, E0
A	12-in. concrete + insulation	156	0.113	A0, C11, B6, A6, E0
<b>Light and heavyweight concrete block + (finish)</b>				
F	4-in. block + air space/insulation	29	0.161-0.263	A0, A1, C2, B1/B2, E1, E0
E	2-in. insulation + 4-in. block	29-37	0.105-0.114	A0, A1, B3, C2/C3, E1, E0
E	8-in. block	47-51	0.294-0.402	A0, A1, C7/C8, E1, E0
D	8-in. block + air space/insulation	41-57	0.149-0.173	A0, A1, C7/C8, B1/B2, E1, E0
<b>Clay tile + (finish)</b>				
F	4-in. tile	39	0.419	A0, A1, C1, E1, E0
F	4-in. tile + air space	39	0.303	A0, A1, C1, B1, E1, E0
E	4-in. tile + 1-in. insulation	39	0.175	A0, A1, C1, B2, E1, E0
D	2-in. insulation + 4-in. tile	40	0.110	A0, A1, B3, C1, E1, E0
D	8-in. tile	63	0.296	A0, A1, C6, B1/B2, E1, E0
C	8-in. tile + air space/1-in. insulation	63	0.151-0.231	A0, A1, C6, B1/B2, E1, E0
B	2-in. insulation + 8-in. tile	63	0.099	A0, A1, B3, C6, E1, E0
<b>Metal curtain wall</b>				
G	With/without air space + 1- to 3-in. insulation	5-6	0.091-0.230	A0, A3, B5/B6/B12, A3, E0
<b>Frame wall</b>				
G	1-in. to 3-in. insulation	16	0.081-0.178	A0, A1, B1, B2/B3/B4, E1, E0

	U, Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°F	A, ft <sup>2</sup>
Roof	0.091	3000
South wall	0.115	1000
West wall	0.161	300

The correction factors to be applied to the tabulated CLTDs are:

- Correction factor for outside conditions:  
Average temperature = 90 - (20/2) = 80°F  
Correction ( $t_o - 85$ ) = (80 - 85) = -5°F (Note (2), Table 29)
- Correction factor for inside design dry-bulb temperature:  
Correction ( $t_i - 78$ ) = (78 - 78) = 0°F (Note (2), Table 29)

(3) Latitude-Month correction factor (Table 32):

- Roof, LM = -1°F  
South wall, LM = 1°F  
West wall, LM = 0°F

(4) Color correction:

- Dark roof K = 1 (Note (2), Table 29)  
Medium walls K = 0.83 (Note (2), Table 31)

(5) Corrected CLTDs:

- Roof CLTD<sub>corr</sub> = [K(CLTD - LM) +  $t_{ic}$  +  $t_{oc}$ ]  
South Wall CLTD<sub>corr</sub> = K(CLTD - LM) +  $t_{ic}$  +  $t_{oc}$   
West Wall CLTD<sub>corr</sub> = K(CLTD - LM) +  $t_{ic}$  +  $t_{oc}$

Fuente: Manual norma ASHRAE 1998.

Tabla 2. Valores de CLDT para paredes.

**Table 31 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls**

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h																								Hr of Maxi- mum CLTD	Mini- mum CLTD	Maxi- mum CLTD	Differ- ence CLTD	
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400					
<b>Group A Walls</b>																													
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4	
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5	
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7	
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	22	18	24	6	6	
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	23	14	20	6	
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	18	19	20	22	23	24	24	25	25	24	17	25	8	
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	1	18	27	9	9	
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	14	21	7	7	
<b>Group B Walls</b>																													
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	9	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	21	9	
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24	21	14	26	12	11
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	23	11	22	11	11
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	24	13	28	15	15	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16	16
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	11	23	9	9	9
<b>Group C Walls</b>																													
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	7	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10	10
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13	13
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18	18
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17	17
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17	17
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22	22
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	35	22	12	35	23	23
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	26	22	10	27	17	17	17
<b>Group D Walls</b>																													
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13	13
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18	18
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25	25
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24	24
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23	23
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30	30
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32	32
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	35	35	30	27	7	32	25	25	25
<b>Group E Walls</b>																													
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19	19
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22	22
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33	33
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32	32
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31	31
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40	40
W	25	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43	43
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33	33
<b>Group F Walls</b>																													
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	23	23	23
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	1	1	30	29	29
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43	43
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	35	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41	41
S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38	38	38
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	2	53	48	48
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57	57
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44	44
<b>Group G Walls</b>																													
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27	27
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40	40
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56	56
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52	52
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47	47
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63	63
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71	71
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	1							

La segunda ganancia externa es la que ocurre a través de vidrios de ventanas de la edificación. Para limitar la cantidad de radiación solar que incide en el espacio a través del vidrio se puede utilizar cristal reflectante, dispositivos internos o externos de sombra.

Para realizar el cálculo de radiación solar a través de ventanas se emplea la siguiente fórmula:

$$Q2 = A \times SC \times SHFG \times CLF \qquad \text{Ecuación 2}$$

Dónde:

Q2: ganancia de calor por radiación solar

A: Área de vidrio

SC: Coeficiente de sombra

SHFG: Factor de ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios

CLF: Factor de Radiación.

Tabla 3. Factor SHFG. Según orientación de la estructura

	8° N Lat									HOR
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	
Jan.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300
Apr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277
June	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269
July	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272
Aug.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282
Sep.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273
Dec.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265

	12° N Lat									HOR
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	
Jan.	31	31	71	155	217	246	247	212	182	262
Feb.	34	34	114	186	235	248	226	177	133	286
Mar.	36	58	149	210	240	233	190	124	73	297
Apr.	40	108	177	219	227	200	142	64	40	290
May	60	139	198	220	212	173	105	40	40	280
June	75	149	198	217	204	161	90	40	40	274
July	63	139	191	215	207	168	102	41	41	275
Aug.	42	109	174	212	218	191	135	62	142	282
Sep.	37	57	142	201	229	222	182	121	73	287
Oct.	34	34	103	180	227	238	219	172	130	280
Nov.	32	32	63	153	214	241	243	209	179	260
Dec.	30	30	47	141	207	242	251	223	197	250

Fuente: Tomada de la norma ASHRAE de 1998.

Tabla 4. Valores CLF para usar en ecuación 2.

Fenes- tration Facing	Room Con- struction	Solar Time, h																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N (Shaded)	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.75	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.49	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.72	0.72	0.70	0.70	0.75	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NNE	L	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.26	0.43	0.47	0.44	0.41	0.40	0.39	0.39	0.38	0.36	0.33	0.30	0.26	0.20	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.24	0.38	0.42	0.39	0.37	0.37	0.36	0.36	0.36	0.34	0.33	0.30	0.27	0.22	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.26	0.39	0.42	0.39	0.36	0.35	0.34	0.34	0.33	0.32	0.31	0.28	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.12	0.11	0.10
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
ENE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.21	0.40	0.52	0.57	0.53	0.45	0.39	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.20	0.35	0.45	0.49	0.47	0.41	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.07	0.22	0.36	0.46	0.49	0.45	0.38	0.33	0.30	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.50	0.42	0.37	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.20	0.34	0.45	0.49	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
ESE	L	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.17	0.34	0.49	0.58	0.61	0.57	0.48	0.41	0.36	0.32	0.28	0.24	0.20	0.16	0.13	0.10	0.09	0.07	0.06
	M	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.16	0.31	0.43	0.51	0.54	0.51	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.22	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09
	H	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.19	0.32	0.43	0.50	0.52	0.49	0.41	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
SSE	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.15	0.29	0.43	0.55	0.63	0.64	0.60	0.52	0.45	0.40	0.35	0.29	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08
	M	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.08	0.16	0.26	0.38	0.48	0.55	0.57	0.54	0.48	0.43	0.39	0.35	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12
	H	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09	0.12	0.19	0.29	0.40	0.49	0.54	0.55	0.51	0.44	0.39	0.35	0.31	0.27	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.17	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.11	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.37	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15
SSW	L	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.06	0.09	0.11	0.15	0.19	0.27	0.39	0.52	0.62	0.67	0.65	0.58	0.46	0.36	0.28	0.23	0.19	0.15	0.12
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.25	0.35	0.46	0.55	0.59	0.59	0.53	0.44	0.35	0.30	0.25	0.22	0.19	0.16
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.21	0.27	0.37	0.46	0.53	0.57	0.55	0.49	0.40	0.32	0.26	0.23	0.20	0.18	0.16
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
WSW	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.17	0.26	0.40	0.52	0.62	0.66	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.15
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.24	0.35	0.46	0.54	0.55	0.55	0.42	0.34	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.19	0.26	0.36	0.46	0.53	0.56	0.51	0.38	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18
WNW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.26	0.40	0.53	0.63	0.62	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.24	0.35	0.47	0.55	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.22	0.36	0.46	0.53	0.52	0.38	0.30	0.24	0.20	0.18	0.16
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.42	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.18	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15
NNW	L	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.25	0.27	0.29	0.30	0.33	0.44	0.57	0.62	0.44	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.10	0.12	0.15	0.18	0.21	0.23	0.26	0.27	0.28	0.31	0.39	0.51	0.56	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.23	0.25	0.26	0.28	0.28	0.31	0.38	0.49	0.53	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16
HOR	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.29	0.24	0.19	0.16	0.13
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.56	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.28	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19

Fuente: Tomada de la norma ASHRAE de 1998.

El tercer factor de ganancia de calor exterior es por la infiltración de aire. Esta se calcula con la ecuación 3 para calor sensible y la ecuación 4 para el calor latente. Las infiltraciones y en particular la entrada en el local

El calor sensible ganado es el resultado (Btu/ h) de la diferencia de temperatura (DT) entre el flujo de aire que entra y el que sale, se puede establecer con la siguiente ecuación:

$$q = 1.1 \times \text{CFM} \times \text{DT} \qquad \text{Ecuación 3}$$

El calor latente ganado es la diferencia de relación de humedad entre el flujo de aire que entra y el que sale. Se calcula con la siguiente ecuación:

$$q = 0.68 \times \text{CFM} \times \text{GrDiff} \qquad \text{Ecuación 4}$$

CFM: cantidad de aire requerida como recirculación para ventilación en pies cúbicos por minuto.

GrDiff: Razón de humedad en granos / lbm de aire seco.

#### **4.4. Ganancia de calor por factores internos**

Las fuentes de ganancia de calor internas son: las personas, luces, equipos de cocinas y equipos como motores eléctricos o electrodomésticos. Si bien todas estas fuentes contribuyen a ganancias de calor sensible en el espacio, la gente, la cocina y algunos aparatos también contribuyen con calor latente hacia el espacio.

Para el factor de ganancia por personas, el metabolismo genera calor que se necesita para mantener la temperatura corporal. Este exceso de calor se disipa a los alrededores del aire en forma de calor sensible y latente. La cantidad de calor liberada por el cuerpo varía con la edad, tamaño físico, sexo, tipo de ropa y el nivel de la actividad física. La tabla 5 presenta valores de este factor según la actividad física que se realice por una persona.

Tabla 5. Valores de ganancia de calor por persona según actividad.

Tipo de actividad de las personas	Aplicación típica.	Calor sensible en Btu/h	Calor latente en Btu/h
Sentadas, descansando.	Teatro, salón de clases, escuela matinal.	245	105
Sentadas, trabajo liviano.	Oficina, hotel, apartamento, salón de clases, escuela.	245	155
Trabajo de oficina moderadamente activo	Oficina, hotel, apartamento, salón de clases, universidad.	250	200
De pie, trabajo liviano, caminando lentamente.	Droguería Banco	250	250
Trabajo sedentario.	Restaurante	275	275
Trabajo de Banco liviano.	Factoría	275	475
Baile moderado.	Pista de baile	305	545
Bolos, trabajo pesado.	Pista de bolos, factoría.	580	870

Fuente: Tomada de la norma ASHRAE de 1998.

Para el factor de ganancia de calor por motores eléctricos. La tabla 6 muestra valores de este factor de ganancia de calor en Btu / hr, según potencia del motor y otros aspectos del equipo impulsado.

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible interna. Este calor se emite por radiación, convección y conducción de las luminarias usadas al interior. Un porcentaje de calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificación de calor emitido por convección. Las lámparas incandescentes transforman en luz el 10% de la energía absorbida mientras que el resto se transforma en calor. Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz mientras que el otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local y el resto por conducción y convección. La ecuación 5 se usa para calcular la ganancia por el factor iluminación.

$$Q_{\text{luces fluorescentes}} = 4.1 \times \text{potencia lumínica en watt.} \quad \text{Ecuación 5}$$

La mayor parte de los aparatos son fuente de calor sensible y latente, los aparatos eléctricos solo emiten calor latente en función de su utilización, mientras que, por causa de la combustión los aparatos de gas producen calor latente suplementario. Estas ganancias de calor se pueden disminuir a través de cabinas de extracción ventiladas mecánicamente.

Tabla 6. Valores de ganancia de calor por motores eléctricos.

Potencia del motor	Motor y equipo movido dentro del área.	Motor fuera y equipo movido dentro del área.	Motor dentro del área y equipo movido fuera.
1/8	580	320	260
1/6	710	430	280
1/4	1000	640	380
1/3	1290	850	440
1/2	1820	1280	540
3/4	2680	1930	750
1	3220	2540	680
1 - 1/2	4770	3820	950
2	6380	5100	1280
3	9450	7650	1800
5	15600	12800	2800
7 - 1/2	22500	19100	3400
10	30000	25500	4500
15	44500	38200	6300
20	58500	51000	7500
25	72400	63600	8800

Fuente: Tomada de la norma ASHRAE de 1998.

#### 4.4.1. Psicrometría

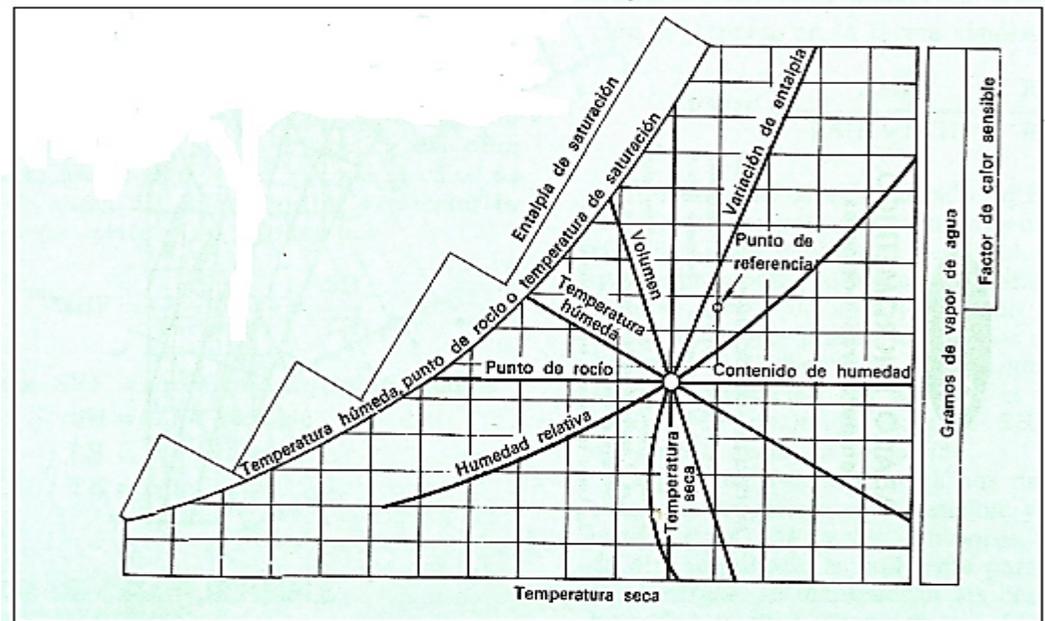
La psicrometría es la ciencia que implica el estudio de las propiedades termodinámicas del aire húmedo, y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano, incluyendo el método de controlar las propiedades térmicas del aire húmedo (mezcla de aire seco y vapor de agua). Lo anterior, se puede llevar a cabo a través del uso de ecuaciones, de tablas psicrométricas o de la carta psicrométrica. Las tablas psicrométricas ofrecen una gran precisión, ya que sus valores son de hasta cuatro cifras decimales; sin embargo, en la mayoría de los casos, no se requiere tanta precisión; y con el uso de la carta psicrométrica, se puede ahorrar mucho tiempo y cálculos. La figura 1 muestra una carta psicrométrica para una presión barométrica de 14.7 psia. La escala del eje X es la temperatura de bulbo seco y el eje Y de la derecha es la escala de humedad absoluta, medida como kilogramos de vapor de agua / kilogramo de aire seco. La línea curva RH representa una humedad relativa del 100% que corresponde al aire saturado.

Existen muchos tipos de cartas psicrométricas, cada una con sus propias ventajas. Algunas se hacen para el rango de bajas temperaturas, otras de media temperatura y otras para el rango de alta temperatura. Algunas de las cartas psicrométricas se les amplían su longitud y se recorta su altura; mientras que otras son más altas que anchas y otras tienen forma de triángulo. Todas tienen básicamente la misma función; y la carta a usar, deberá seleccionarse para el rango de temperaturas y el tipo de aplicación.

En una carta psicrométrica se encuentran todas las propiedades del aire, de las cuales las de mayor importancia son las siguientes:

- ❖ Temperatura de bulbo seco ( $bs$ ).
- ❖ Temperatura de bulbo húmedo ( $bh$ ). (wetbulb line)
- ❖ Temperatura de punto de rocío ( $pr$ ).
- ❖ Humedad relativa ( $hr$ ).
- ❖ Humedad absoluta ( $ha$ ).
- ❖ Entalpía ( $h$ ).
- ❖ Volumen específico.

**Figura1.** Carta psicrométrica



Fuente: Guanipa Gelis; “validación de proyectos de acondicionamiento de ambientes”.

En la carta de la figura 1 se pueden representar estados de la mezcla de aire mediante puntos en el diagrama, así como diversos procesos experimentados por las mezclas de aire y vapor de agua, mediante líneas entre estados, cuando se realizan los procesos de acondicionamiento como se detallará en el desarrollo de la propuesta.

#### **4.5. Manejo del aire interno**

El flujo del aire debería dirigirse, de modo tal, de obtener la mayor limpieza en las áreas de trabajo más críticas. A medida que los contaminantes entran al área, se van conduciendo hacia las porciones menos críticas del local para su remoción. Estos criterios para los patrones de flujo del aire interior, se traducen en: (1) la introducción de grandes cantidades de aire a bajas velocidades en la zona de las superficies de trabajo más críticas y. (2) movimiento unidireccional, generalmente hacia la parte más baja del local, antes de extraerla del espacio. La elección de un arreglo de flujo de aire se debería basar en: cuan críticas son las condiciones que se deben mantener en el espacio, el tamaño del local, y la proporción de espacio ocupado por operaciones críticas con respecto al tamaño total del local.

#### **4.6. Tasa de Renovaciones de Aire**

La tasa de renovaciones de aire (el número de veces que el volumen total de un local dado en pies cúbicos o metros cúbicos se cambia y se filtra en un minuto o en una hora), junto con la eficiencia del filtro son los dos factores más importantes en la provisión y mantenimiento de las condiciones ambientales libres de contaminantes.

Las tasas de renovaciones de aire en áreas limpias varía desde tanto como 30 por hora en locales de clase 100.000 (ISO 8) hasta 600 a 720 por hora en locales de clase 100 (ISO 5).

Se debe tener mucho cuidado cuando se regulan locales con una alta tasa de renovaciones para asegurar el control de temperatura y humedad y la presurización del local bajo condiciones tan dinámicas.

#### **4.6.1. Clases de Áreas Limpias**

Las áreas limpias, usadas en hospitales, manufactura de productos farmacéuticos y semiconductores y biociencia por ejemplo, se clasifican por niveles de limpieza. Como consecuencia de la necesidad de ambientes ultra limpios, se han desarrollado nuevos estándares de limpieza de aire en los años recientes (2).

Los estándares establecidos para definir clasificaciones de áreas limpias están en términos de partículas de 0.5 micrones o micrómetros ( $\mu\text{m}$ ) de tamaño. Tradicionalmente, en los Estados Unidos, se usaron designaciones de clase 1 a clase 100.000 de áreas limpias. Estos números se refieren al número máximo permitido de partículas de 0.5 micrones o mayores por pie cúbico de aire.

#### **4.6.2. Clases de Limpieza para partículas contaminantes.**

El nivel de limpieza está especificado por el número máximo permitido de partículas por metro cúbico de aire (pie cúbico de aire). El nombre de la clase en unidades del SI esta tomado por el logaritmo (en base 10) del número máximo permitido de partículas de 0.5  $\mu\text{m}$  y mayores, por metro cúbico. El nombre de la clase en unidades U.S: está tomado del máximo número permitido de partículas de 0.5  $\mu\text{m}$  y mayores por pie cúbico. Las clases de limpieza de partículas del aire se determinarán midiendo para cada uno de los tamaños de partículas listados para la clase. Se considera que se alcanzó la clase si la medición de la concentración de partículas está dentro de los límites especificados, en cada uno de los tamaños de partículas, como se determina por el análisis estadístico.

#### **4.6.3. Consideraciones para el diseño de Áreas Limpias**

En el desarrollo de los sistemas de las áreas limpias, es imperativo que los equipos de diseñadores de la parte mecánica y de arquitectura trabajen juntos. Las paredes se transforman en ductos, los locales en recipientes a presión, y los cielorrasos en difusores. Veamos una lista de consideraciones para el diseño mecánico(8).

#### **4.6.4. Requerimientos tecnológicos básicos para las áreas limpias**

De modo genérico, la norma ISO 14644 identifica los siguientes requerimientos para salas limpias:

- ✓ Requerimientos de temperatura y humedad.
- ✓ Disponibilidad de instalaciones eléctricas en niveles de voltaje y potencia requeridos por los equipos de la aplicación y los de acondicionamiento.
- ✓ Posibilidad del techo de soportar peso adicional.
- ✓ Análisis cuidadoso de la posible presión estática que pueda experimentar el sistema de conductos.
- ✓ Requerimientos de un posible control de presión estática.
- ✓ Provisión de dispositivos adecuados para el balanceo del aire.
- ✓ Necesidad de equipamiento de respaldo (back-up).
- ✓ Revisión de los sistemas de insuflación.
- ✓ Disponibilidad de fuentes de calor, 24 horas todos los días del año.
- ✓ Disponibilidad de fuentes de frío, 24 horas todos los días del año.
- ✓ Cantidad de extracciones requeridas.
- ✓ Integridad arquitectónica de la estructura para mantener la presurización.
- ✓ Disponibilidad de espacio dentro de los límites arquitectónicos para posibles pleno de pared y/o cielorraso, ubicación de equipamiento mecánicos y espacio para los sistemas de ductos principales.
- ✓ Análisis de la performance del ventilador con respecto a un sistema de presión estática variable.

#### **4.7. Áreas Limpias Clase 10.000 (ISO 7)**

En una disposición típica para un área clase 10.000 la unidad manejadora de aire consiste en un pleno de mezcla, una sección filtrado con pre-filtro de dos pulgadas y filtros bolsa de 95 por ciento de eficiencia ASHRAE, una sección serpentina de enfriamiento, una serpentina de calefacción y una sección ventilador de inyección con un ventilador centrifugo air-foil aislado internamente.

El aire se distribuye a través de un sistema de conductos de media presión y es inyectado en los espacios a través de filtros HEPA con conductos independientes. Para áreas clase 10.000 (ISO 7) se proveen filtros HEPA testeados para un 99.97 por ciento de eficiencia DOP.

El aire de las áreas limpias se transfiere a los conductos de retorno a través de rejillas regulables de pared ubicadas en la parte inferior de las mismas. Desde el pleno de retorno se conduce el aire hasta el pleno de mezcla de la unidad manejadora de aire.

El corredor adyacente al área limpia tiene un nivel de limpieza clase 100.000. El aire que se inyecta a través de una rejilla de inyección o difusor, pasa a través de filtros HEPA montados en el conducto.

El aire exterior lo provee una unidad de pre-tratamiento de aire. El aire exterior pre-acondicionado y el aire de retorno se mezclan en el pleno de mezcla de la unidad de tratamiento de aire. Una parte del aire mezclado se enfría y deshumidifica por medio de la serpentina de frío. La función de las unidades manejadoras de aire AHU primaria y secundaria se combina en la unidad manejadora de aire simple.

En las instalaciones en donde no sea posible el control de la Humedad máxima a partir de la condensación de agua provocada con la baja del punto de rocío

del aire durante la refrigeración, se podrá recurrir a la extracción del contenido de agua en el aire por medios físico-químicos.

Con equipos Deshumidificadores Continuos de la capacidad adecuada, es posible lograr una considerable reducción del contenido de agua en el aire, a partir de un proceso de adsorción en ruedas de Sílica-Gel.

Los Deshumidificadores continuos deberán reunir las siguientes características:

En los cálculos termodinámicos, se deberá contemplar, la carga térmica adicional que incorporan estos equipos a los sistemas, por lo que se deberá considerar la utilización de adecuadas baterías de refrigeración pre y pos-deshumidificador.

Mediante un adecuado controlador de humedad y su sensor de humedad ambiente, este último ubicado en el área, será posible mantener las condiciones requeridas.

#### **4.8. Fuentes de contaminación externas**

Las fuentes de contaminación externas, son aquellas partículas que entran al espacio limpio. La mayor fuente de contaminación externa, es el aire exterior entrando por los sistemas de aire acondicionado. Además de los sistemas de aire, la contaminación puede darse por el aire que trata de infiltrarse en las áreas de trabajo a través de puertas, ventanas, penetración de paredes por cañerías y ductos, y juntas de construcción del edificio.

La polución de las áreas urbanas incluye emisiones vehiculares, emisiones sólidas y gaseosas de plantas generadoras de energía, producción de metales, refinerías de petróleo, plantas químicas, y muchas otras fuentes de emisión. La polución en áreas rurales incluye hollín y humo, fibras animales y vegetales, gases, polen y otros misceláneos. También contienen microorganismos: bacterias, esporas y polen. Las partículas transportadas por el viento pueden viajar grandes distancias.

En un área limpia operacional, las partículas de fuentes exteriores normalmente presentarán un impacto pequeño sobre el total de la concentración de partículas del área limpia. Sin embargo, algunos estudios han mostrado una correlación directa entre la concentración de partículas en el medio ambiente y la concentración de partículas adentro del área limpia en la condición estable. La contaminación externa de partículas se puede controlar primariamente a través de filtración, presurización de los locales y sellando todas las penetraciones de los espacios controlados y limpios.

#### **4.9. Fuentes Internas de contaminación**

La contaminación de partículas generadas dentro del área limpia es resultado del personal al interior, la cobertura de las superficies y pisos, equipamiento de proceso, ingreso de materiales, y el proceso de producción en sí mismo. La contaminación interna es generada principalmente por la actividad que realizan los equipos en servicio y el personal del área.

Restos de productos farmacéuticos y sólidos tales como berilio, carbón y sílice pueden producir contaminación. Equipamiento de servicios y productos de limpieza se deben considerar como posibles agentes de contaminación. La fricción entre partes móviles también genera contaminación.

Sin embargo, el personal de las áreas limpias es potencialmente la mayor fuente interna de generación de partículas, generando desde varios miles a varios millones de partículas por minuto dependiendo de la actividad individual y la ropa. Estas partículas son generalmente escamas de piel, mezcla de fluidos, residuos de humos de exhalación, cosméticos y pelo. La piel está constantemente emitiendo y generando partículas del orden de 1 micrón ( $\mu\text{m}$ ) y el aire exhalado en la respiración contiene una gran cantidad de partículas que van del tamaño submicrónico, hasta varios cientos de micrones. Las partículas generadas por el personal se controlan con el diseño del flujo de aire (que continuamente "lava" al personal con aire limpio), con la ropa y con procedimientos adecuados para vestirse. Como el personal trabaja dentro del área limpia, los movimientos de su cuerpo pueden retener partículas de otras fuentes.

Además del personal, cada actividad que involucre contacto entre superficies crea algún tipo de contaminación. Actividades tales como escribir con un lápiz sobre un pedazo de papel, pueden causar muy altas concentraciones de partículas de fino carbón y fibras de papel. Hasta el movimiento de dos piezas juntas de metal genera material particulado, que forman una fina contaminación de partículas metálicas dispersas si no existe lubricación y juntas en presencia de aceite o líquidos similares (4).

#### **4.9.1. Controles para la contaminación de partículas**

La contaminación del aire, si son generadas internamente o externamente a las áreas limpias, se controla generalmente, aislando las partículas con barreras o diluyendo el aire contaminado con aire limpio, filtrado con HEPA o ULPA.

#### **4.9.2. Control por aislamiento.**

Las partículas que contaminan se pueden aislar conteniendo a las mismas en las fuentes generadoras, o colocando barreras entre las fuente generadoras y las áreas críticas. Ejemplos de contención podrían ser equipos de extracción o sistemas de vacío acoplados a las instalaciones que producen la contaminación. Un ejemplo de aislación son las más recientes aplicaciones de mini áreas limpias o "*Soft-sided*". En el caso de los mini-ambientes, las áreas críticas están aisladas por una barrera física o escudo, generalmente vidriado y con un sistema de apertura para trabajar, que permita el progresivo acceso de productos y actividades. Estas aperturas para acceder están referidas a un puerto I/O.

También nos podemos referir a equipos aisladores (*Isolator*). El entorno no limpio o menos limpio está aislado del área de trabajo por barreras y sistemas de filtración. Las puertas de acceso y pasajes internos, que permiten el movimiento de productos y personal son puertos I/O. Con aislación, se entiende que se debe mantener una presurización con respecto a las áreas adyacentes.

### **4.9.3. Controles por dilución.**

Este es el mecanismo que se ha usado históricamente para controlar la contaminación que existe o se genera en las áreas críticas. Esto está demostrado por el uso de flujos no laminares en áreas clase 1.000, 10.000, y 100.000. Una cierta cantidad de aire contaminado es reemplazado por aire limpio filtrado con HEPA cada minuto. Todo el volumen de aire es diluido con aire limpio. La cantidad de aire limpio inyectado en el espacio contaminado efectuará, en un periodo predecible, la "limpieza" del aire. Este periodo está referido a la tasa de renovaciones de aire o al tiempo requerido para reemplazar todo el aire con aire filtrado. La tasa de renovaciones de aire esta expresada en renovaciones por minuto o por hora. Esta información se puede utilizar para predecir el periodo de tiempo para alcanzar el estatus de área limpia en cada espacio dado, con sus respectivos sistemas generadores de contaminación. Generalmente este no es el caso para áreas limpias. Se deben considerar información adicional cuando se decide el nivel de dilución (tasa de renovaciones) requerido para producir el nivel de limpieza. Para asegurar una buena dilución se debe prever que no exista cortocircuito entre la inyección y retorno de aire.

Para entender bien el concepto de dilución o tasa de renovaciones de aire, uno debe conocer la tasa de generación de contaminación presente en las áreas de trabajo consideradas. Por ejemplo, si asumimos que los factores de contaminación, de las áreas limpias de trabajo, se pueden dividir en categorías tales como, bajo a moderado, moderado a alto, y alto a gran generación de partículas de contaminación, y luego asumiendo que se puede asignar un valor numérico para cada condición, entonces el cálculo de la tasa de dilución o

renovaciones de aire requeridas podría ser diferente para cada uno de varios locales idénticos con un proceso o generación de contaminación característico. Es por ello que normalmente existe un rango recomendado de renovaciones de aire para cada clase de área limpia, por ejemplo la Clase 1.000 puede requerir desde 90 a 200 renovaciones por hora o 180 a 240 renovaciones por hora u otra tasa según sea necesario.

#### **4.10. Filtración de Áreas Limpias.**

Mediante el uso de filtros apropiados se previene la entrada de la mayoría de las partículas que se generan externamente. Hay dos tecnologías para filtros de aire de alta eficiencia: filtros *High Efficiency Particulate Air* (HEPA) y filtros *Ultra Low Penetrating Air* (ULPA). Los filtros HEPA tienen una eficiencia nominal de 99.97 a 99.997 por ciento de remover partículas de 0.3 micrones ( $\mu\text{m}$ ), y el filtro ULPA 99.9997 por ciento de eficiencia para remover partículas de 0.12 micrones ( $\mu\text{m}$ ). Ambos filtros el HEPA y el ULPA usan tecnología de papel de fibra de vidrio.

Los filtros HEPA y ULPA generalmente están contruidos en un formato plisado profundo, con un marco de aluminio, sellados y con papel de filtro como separadores de los pliegues. Los filtros tiene una profundidad que puede variar de 2 a 12 pulgadas (50 a 300 mm.). Los filtros de mayores áreas de filtración se corresponden con los filtros más profundos y de mayor cantidad de pliegues.

Se han desarrollado teorías y modelos que describen los mecanismos de captura por medio de las fibras de los filtros que luego se verificaron con datos empíricos. El consenso es que la intercepción y la difusión son los mecanismos dominantes para los filtros HEPA de áreas limpias.

#### **4.11. Sistemas para control del desempeño de los equipos de acondicionamiento.**

Los controles se pueden basar en el control de la presión, la humedad, la temperatura u otros parámetros deseados.

Para el caso del enfoque basado en presiones diferentes, en el área acondicionada. Se debe tener claro, que una instalación de áreas limpias puede consistir de múltiples locales con diferentes requerimientos de control de contaminación. Todos los locales de una instalación de áreas limpias se debería mantener a una presión estática, suficientemente elevada por sobre la atmosférica para prevenir la infiltración por efecto del viento u otras causas. Se debería mantener un diferencial de presión suficiente para asegurar un flujo de aire progresivamente hacia fuera desde los locales más limpios hacia los menos limpios en operación normal y durante los periodos de desbalances temporarios, como cuando se conectan dos locales por la repentina apertura de una puerta.

Los reguladores de presión estática pueden mantener las presiones deseadas en los locales mediante la apertura de *dámpers* o compuertas de control del flujo, control de caudal de aire de entrada a los ventiladores, control de ventiladores axiales, palas de ventiladores variables o una combinación de

estos para variar la relación entre el aire de inyección y el de extracción. Para proveer control sobre las presiones del local, se deberían minimizar las variaciones de flujo de aire. El flujo de aire de extracción de los locales a través de campanas se debería mantener constante con la operación continua de las mismas con bypass apropiados. En muchos sistemas, la apertura de puertas está protegida con air-locks, y se toman provisiones para compensar las pérdidas por ensuciamiento de filtros y ensuciamiento de los conductos.

Para el caso del control de temperaturas. El mismo se requiere para proveer condiciones estables para los materiales e instrumentos y para confort del personal. El calentamiento por iluminación es alto pero es estable; la carga térmica por personal varia; el calor generado por procesos de operación, soldaduras, tratamientos térmicos; calentamiento de recipientes bajo presión, normalmente es elevado y variable. La gran cantidad de aire que se inyecta en las áreas limpias disipa la ganancia de calor interna de modo que el diferencial de temperatura entre el aire de inyección y la temperatura del local es bastante bajo. Sin embargo, en las áreas con equipamiento que produzca una gran concentración de calor, se deberían analizar la inyección y el gradiente de temperatura resultante. Las áreas limpias grandes deberían tener control de temperatura para múltiples zonas debido a los diferentes requerimientos de refrigeración de las distintas áreas localizadas. Debido al gran volumen de aire recirculado, comparado con el volumen de instalaciones auxiliares, se pueden usar controles estándar en los sistemas de aire acondicionado.

Para aplicaciones críticas, se podría considerar un control proporcional e integral o derivativo para ajustarse a las tolerancias. Algunos espacios críticos requieren un control de  $\pm 0.3^{\circ}$  F ( $0.17^{\circ}$  C) o menores.

## 5. MARCO CONCEPTUAL

- Filtros HEPA (*High Efficiency particle arresting*).

Son filtros de alta capacidad de captura de suspensiones solidas en las corrientes de aire, capaces de capturar en su malla interna, partículas diminutas, incluyendo alérgenos, moho y similares.

- Instalaciones *As-Built*.

Una instalación *As-Built* es un espacio de trabajo, limpio, libre de contaminantes según dictan normas aplicables, funcionando con todos los servicios conectados, pero sin equipos de producción ni personal operativo en su interior.

- Instalaciones *At-Rest*.

Una instalación *At-Rest* es un espacio de trabajo limpio, con todos los equipos de producción instalados y en estado funcional normal, pero sin personal operativo y administrativo.

- Instalaciones en Operación.

Una instalación en operación es un área limpia completa operando normalmente, incluyendo equipos y personal de operación. Muchas veces puede haber desviaciones de estas definiciones. (Por ejemplo: parcialmente los equipos de producción pueden estar instalado pero no operando; equipos de

extracción de procesos pueden no estar operando). Estas situaciones deben estar contempladas reconocidas en un acuerdo entre el propietario y la empresa constructora y pueden afectar los resultados de los test.

Nivel de Limpieza: El nivel de limpieza está especificado por el número máximo permitido de partículas por metro cúbico de aire (pie cúbico de aire). El nombre de la clase en unidades del SI esta tomado por el logaritmo (en base 10) del número máximo permitido de partículas de 0,5  $\mu\text{m}$  y mayores, por metro cúbico. El nombre de la clase en unidades U.S: está tomado del máximo número permitido de partículas de 0,5  $\mu\text{m}$  y mayores por pie cúbico.

Tasa de renovación de aire: Las tasas de renovaciones o cambio de aire en áreas limpias, varían desde 30 renovaciones por hora en locales de clase 100.000 (ISO 8) hasta 600 a 720 por hora en locales de clase 100 (ISO 5).

Velocidades para flujos de aire: según el Doctor Jonas E Salk, de la empresa Tecno ingeniería HVAC S.A, se recomienda una velocidad de flujo de aire de aproximadamente 90 pies por minuto  $\pm$  20 pies por minuto (0.45 m/s  $\pm$  0.1 m/s) como estándar en los diseños de áreas limpias, con flujos unidireccionales para proveer una buena dilución y suficiente movimiento de aire para prevenir el establecimiento de partículas. Se pueden usar estos promedios de velocidades en locales de flujos laminares, porque se minimizan las áreas de alta velocidad local. Se encontró que es más fácil que la contaminación cruzada ocurra cuando la velocidad del aire es menor a 70 pies por minuto (0.35 m/s) y menos probable que ocurra a velocidades mayores a 70 pies por minuto (0.35 m/s) Las velocidades del aire por encima de 110 a 120 pies por minuto (0.56 a 0.66 m/s)

contribuyen muy poco al control de la contaminación y pueden generar turbulencia en las obstrucciones.

### **5.1. Estado del arte.**

Para la revisión del arte, se evalúa un trabajo sobre controles que aseguran maximizar la eficiencia energética por los ingenieros Félix Sáenz e Ivon Badillo, de la empresa Danfoss.s.a, en España. Ellos proponen una estrategia de control sobre un compresor *scroll*, para mejorar el desempeño energético de los equipos de acondicionamiento, mediante la regulación de la velocidad del rotor, que realmente regula el flujo de refrigerante, complementado con controles sobre el evaporador y el condensador del equipo, confirmando los resultados lo mencionado en la llamada tecnología *inverter*. Con esto se definen la tecnología de control, diferente a las típicas on / off, para asegurar que la capacidad del equipo se ajuste a la demanda y no que mediante de ciclos de apagado arranque, se controlen factores como la temperatura y la humedad, porque los motores eléctricos sufren en los transitorios, se acorta su vida útil y se consume gran cantidad de energía durante los arranques, problema que se agrava si la capacidad del equipo es excesiva para la carga que se maneja.

El artículo de los ingenieros M gracia y Adriano Muñoz, “Ventilación general de hospitales, hospital Sant Pau de Barcelona” , aplican la norma ISO 14644, ilustrando diversos aspectos sobre requerimientos de humedad, temperatura, ventilación, tasas de renovación de aire, patrones de flujo, que aplican para salas limpias de diversas aplicación en hospitales como son: salas de urgencia, salas de atención primaria, secundaria y terciaria, salas de cirugía especializada, salas de laboratorios y otros. Detallan datos relevantes sobre

estas aplicaciones especializadas y como se usan en estimar los equipos de acondicionamiento para refrigeración y calefacción. Sin embargo no aplican criterios sobre diferenciales de presiones entre zonas, por no ser necesarias en el hospital analizado.

A nivel local, en la Universidad del Atlántico, se han desarrollado trabajos de grado como “cálculo de carga térmica para el edificio de postgrado de Uniatlantico”, donde se muestra que los cálculos manuales tienen porcentajes de error bajo respecto a los cálculos computacionales, si se realiza un cuidadoso proceso de cálculo manual e información y toma de datos desde la ASHRAE (*americansocietyheating , air conditioning and refrigeration*) o sociedad americana de aire acondicionado, refrigeración y calefacción. También se ha desarrollado un proyecto de grado en la Universidad autónoma del Caribe, referente al cálculo de un sistema de aire acondicionado para una empresa de productos lácteos, donde se evidencia un procedimiento de cálculo según las normas ASHRAE, complementado con datos sobre procesos de transferencia de calor, de materiales de uso local, para ajustar el cálculo de la carga térmica lo más próximo posible a la realidad.

Resumiendo lo encontrado, se han revisado diversos artículos sobre la temática de áreas limpias a diversos niveles profesionales de orden tecnológico. Algunos generan soluciones a mano sobre las instalaciones a mejorar y otros realizan modelados matemáticos y computacionales sobre el probable desempeño de los sistemas de acondicionamiento, tanto en estado transitorio como en estado estable. Para los fines de esta investigación, se usaran herramientas computacionales, como hojas de cálculo y algunos lenguajes de programación básica, donde se modelará el desempeño de los flujos internos, de tal manera

que se garanticen las condiciones y control sobre las fuentes externas de contaminación y en referencia a las fuentes internas, crear los procesos de control y de concientización del personal para mantener la solución al menor costo posible, que aun satisfaga los requerimientos de norma, principalmente porque de seleccionar de manera sobredimensionada los equipos, acarrea altas ineficiencias energéticas en este tipo de sistemas.

## 6. METODOLOGÍA.

El esquema de investigación para la ejecución de este proyecto es de Investigación Descriptiva aplicada, esto se define así porque se deberá describir detalladamente la tecnología usada para resolver este tipo especializado de climatizaciones de manera conceptual y básica. Luego se pasa a la fase de diseño de detalle, donde mediante modelación, cálculos y apoyo computacional se define la estructura final del sistema que cumpla los requerimientos y restricciones planteadas. Los conocimientos previamente adquiridos en las aulas, complementándolos con la experiencia adquirida por parte de personal que labora en el gremio de la Refrigeración y el Aire Acondicionado.

La población sobre la que aplica el proyecto, es en términos generales las directivas y personal técnico de soporte, junto con agentes gubernamentales que controlen y garantizan el cumplimiento de los requerimientos legales requeridos. A esta población se les realizan entrevistas para definir datos e información clave para el proyecto.

El método a seguir para la realización de este proyecto es el siguiente:

- ✓ Definición de datos e información en forma de tablas, nomogramas, ecuaciones y otros sobre restricciones y diseños de sistemas de acondicionamiento para salas limpias. Esto se obtiene, mediante recopilación de información sobre áreas limpias y las normas que las

regulan. Además se aplica una revisión de trabajos de grado similares, en la Universidad Autónoma del Caribe y en otras de la región y el país.

- ✓ Definición de la forma de asegurar un diferencial de presión estable, entre zonas acondicionadas para tener en control fugas o infiltraciones no permitidas por norma. Esto se obtiene con charlas con expertos sobre la temática de la refrigeración y el acondicionamiento, especialmente en aplicaciones críticas en hospitales. Además se revisan artículos sobre equipamiento usado en esta investigación y visitas a hospitales que permitan observar sus instalaciones sobre control en ambientes especiales.
  
- ✓ Determinación de equipos usados en clínicas y laboratorios especiales y análisis de la diversidad de tecnología de control que se usan, esto se logra mediante visita a distribuidores de equipos de acondicionamiento y tratamiento de aire y ventilación especializada, para tener información adicional de la normativa que aplican en la ciudad de Barranquilla y por qué. Finalizando el proceso de desarrollo con una sistematización de la información recopilada. Se define que se tengan controles de tipo adaptivo entre la capacidad y la carga, eliminando aquellas marcas con control on / off.
  
- ✓ Definición de características del local a climatizar en forma especial. Mediante un análisis detallado de las condiciones del laboratorio tanto en interiores como en exteriores, su geometría, localización, orientación, materiales usados, características de construcción, locales aledaños y otros. Con esta información, el conocimiento resumido en el marco

teórico y la ayuda de Excel, se procede a complementar este paso con la Determinación de la carga térmica crítica.

- ✓ Definición del diseño conceptual de la instalación de climatización. Se define la geometría del sistema de ventilación, tanto de suministro, retorno, como renovación de aire y se procede a la Selección de los componentes de la manejadora de aire, según los cálculos de carga térmica y las especificaciones dadas por el cliente, teniendo como referente el cumplir los requerimientos de la norma ISO 14644 y lo que define la ASHRAE.
  
- ✓ Definición del diseño de detalle, a través de la elaboración de cálculos, planos, diagramas y comprobación del sistema propuesto. Después, mediante su representación o modelado en la carta psicrométrica, se asegura la información final que permite, conocer que los componentes seleccionados para el sistema de climatización cumplen los requerimientos impuestos.
  
- ✓ Cuantificación de costos del sistema propuesto. Mediante cotizaciones de equipos adquiridos localmente, además de los componentes que deban fabricarse como la ductería, se realiza un consolidado de valores para tener el costo global de la solución y la posibilidad de compararla con otras opciones como cotizaciones con empresas del área de la climatización.

Las fuentes de información se toman de los manuales d equipos de fabricantes como Carrier, York y otros. También se utilizan libros, revistas y folletos para tener datos e información complementaria. Además se tiene disponible información valiosa en internet y mediante visitas, encuestas, charlas y lluvias de ideas, se definirán los requerimientos funcionales, estructurales y las restricciones presentes.

Los resultados finales se presentaran ante la revista Prospectiva al interior del alma mater y se piensa en publicar como ejemplo especializado de aplicación en futuros manuales e instructivos de los cursos de acondicionamiento de aire en la institución.

## **7. DISEÑO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO PARA LA SALA ESPECIAL.**

El lugar a acondicionar se encuentra en la ciudad de Santa Marta, departamento del Magdalena. Consta de una planta, donde se encuentra el área de admisión de pacientes, la sala de preparación, la sala de espera, el área de labores, la esclusa y el laboratorio biológico.

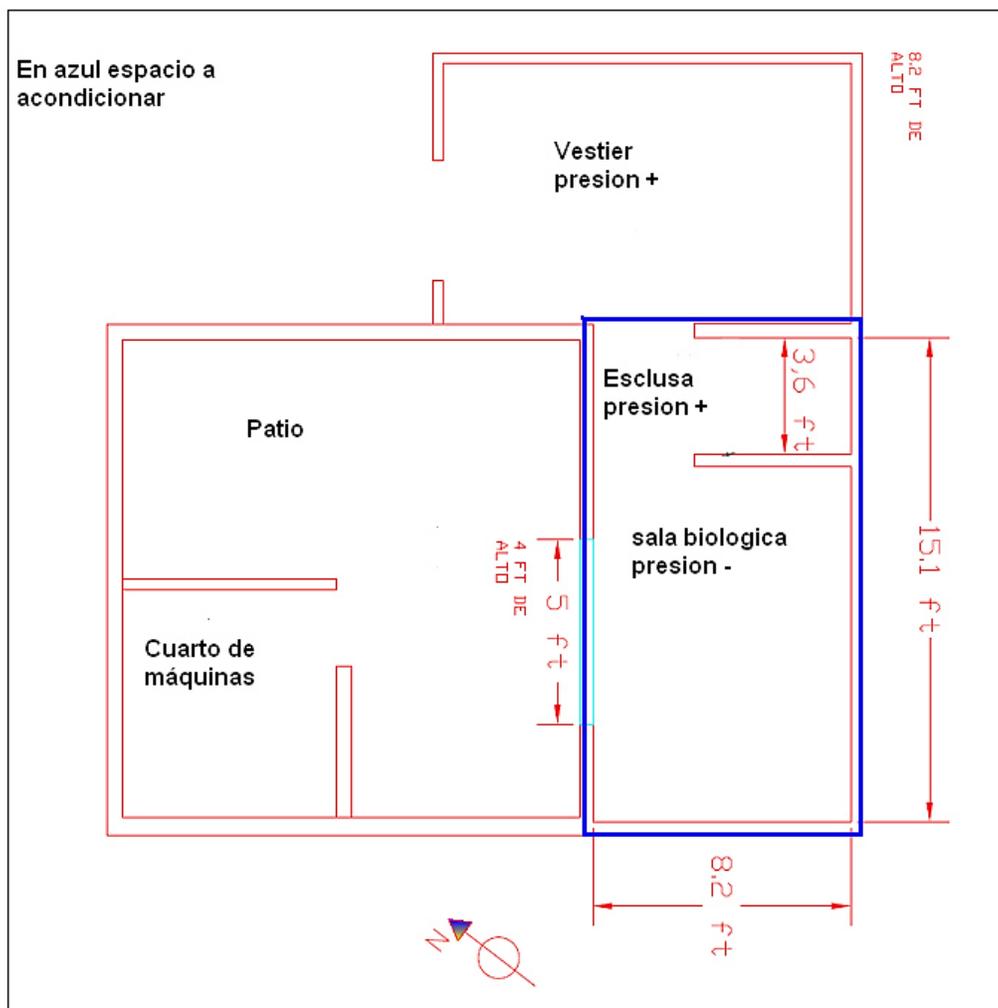
En este proyecto solo se cubrirá la parte de esclusa y el laboratorio biológico con un área total de 622 Ft<sup>2</sup> de construcción y altura real entre el piso y el cielo raso de 8.2 Ft<sup>2</sup>. Los otros espacios están climatizados y tienen un nivel de limpieza clase 100000. La figura 2 muestra el plano en vista superior del área a acondicionar, identificado como encerrado en el cuadro de color azul.

La zona de trabajo tendrá una relación de presurización tipo burbuja constituida por una esclusa con presión positiva que previene la entrada de agentes contaminantes del corredor o áreas adyacentes al laboratorio biológico. El área del laboratorio manipulara materiales tóxicos los cuales no pueden ser expuestos al medio ambiente por la seguridad de los pacientes y del operador.

En el área del laboratorio biológico trabajara una cabina de seguridad biológica clase 2 tipos B2, con un flujo de entrada frontal de 100 pies cúbicos por minuto y 100% del aire de la sala.

Todo el aire reciclado y extraído pasa a través de dos filtros HEPA en serie. Los ductos internos (contaminados) y el plenum están presurizados negativamente, así como el laboratorio biológico. Disponen de su propio ducto de extracción, el cual transporta el flujo contaminado a la atmósfera, previa filtración en el filtro HEPA de extracción.

Figura 2. Plano del lugar a acondicionar.



Fuente: empresa QUIMIOSALUD LTDA.

## 7.1. Características constructivas del local.

Las características constructivas y otros detalles del lugar a acondicionar son:

- Paredes: Ladrillo común de 4 pulgadas de espesor, repello de cemento con agregado de arena de 1/2 de pulgada, color blanco.
- Techo, cielo falso: Techo inclinado con estructura de madera, cielo falso terminado contra las vigas, sin aislamiento.
- Piso: Lozas de cemento.
- Ventana: vidrio plano doble claro de 1/4 de pulgada, empotrado en pared, ubicado al noroeste, sin sombra.
- Puertas: vidrio sencillo templado de espesor 10 mm.
- Iluminación: Cinco lámparas fluorescentes de 20 watts c/u.
- Equipos: AC2-2E2 CABINA BIOSEG CLASE II - AIRSTREAM LATERALES  
VIDRIO MARCA: ESCO.

Dimensiones exteriores (largo x ancho x alto): 2.4 x 2.4 x 4.5 Ft

Dimensiones útiles (largo x ancho x alto): 2 x 2 x 2 Ft

Volumen del flujo frontal de entrada: 100 CFM

Volumen del flujo vertical (que baja): 100 CFM

Volumen del flujo que sale: 100 CFM

Motor de 3/4 Hp

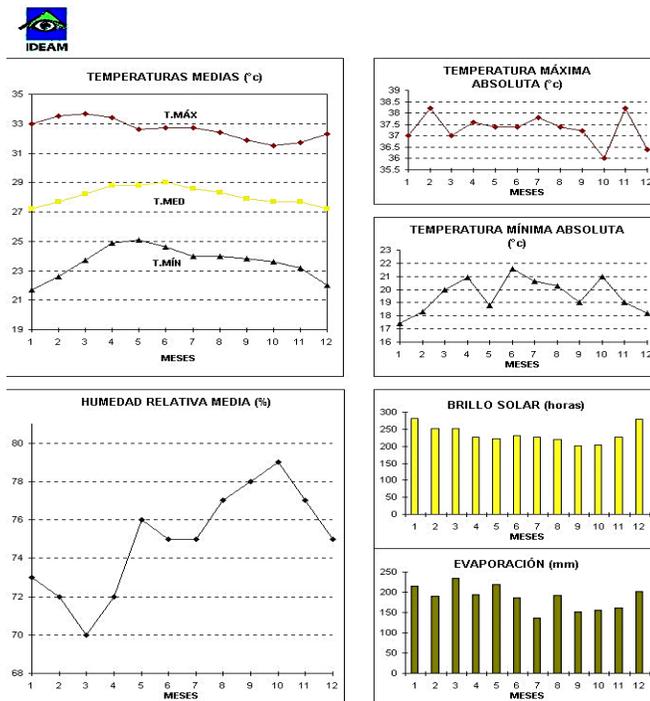
Peso neto: 353 lbs

- Ocupantes: Dos personas en la sala biológica, tiempo promedio dentro de la sala 10 horas.
- Tiempo de recuperación o transitorio: máximo 10 minutos.

## 7.2. Condiciones ambientales

Los datos de condiciones ambientales externas al local se toman de reportes del IDEAM (instituto de hidrología, meteorología y estudios ambientales de Colombia), para la ciudad de Santa Marta, año 2013, que es el último reporte disponible. La figura 3 muestra estos datos.

Figura 3. Datos ambientales para la ciudad de Santa Marta, año 2013



Fuente: IDEAM. Año 2013.

De la base de datos del IDEAM Se toman los valores de temperatura de bulbo seco, y humedad relativa para la ciudad de Santa marta.

- temperatura exterior máxima de 95 °F (35°C)
- humedad relativa del 79 % aproximadamente.

Según el IDEAM, la intensidad de la radiación solar en los confines de la atmosfera es de 1209 Kcal/ h.m<sup>2</sup> aproximadamente cuando la tierra está en su perigeo (21 de diciembre), y de 1125 Kcal/ h.m<sup>2</sup> cuando está en su afelio (21 de junio). El resto del año los valores fluctúan entre estas dos cantidades. Colombia está situada sobre la línea del ecuador y por lo tanto se ve afectado en gran medida por este efecto terrestre y es en estos meses en los que se procederá a realizar los cálculos respectivos a cargas solares.

Las condiciones interiores de este tipo de locales según la norma ISO 7, se muestran en la tabla 7.

Tabla 7. Valores de número de cambios de aire para laboratorios clínicos.

Requisitos de ventilación para las áreas que afectan la atención al paciente en el hospital y centros de atención ambulatoria.
--

Áreas auxiliares	Relación de presión a zonas adyacente	Mínimo de cambios de aire exterior por hora.	Cambios mínimos totales de aire por hora.	Todo el aire expulsado directamente afuera.	Aire re circulado dentro de las habitaciones	Humedad relativa. %	Temperatura de diseño. °F
Laboratorio general.	Negativa	2	10	Si	No	30-60	70-75
Laboratorio de patología	Negativa	2	6	Si	No	30-60	70-75
Laboratorio de Citología	Negativa	2	6	Si	No	30-60	70-75
Laboratorio de Microbiología	Negativa	2	6	Si	No	30-60	70-75
Laboratorio de bacteriología	Negativa	2	6	Si	No	30-60	70-75
Laboratorio de histología	Negativa	2	6	Si	No	30-60	70-75
Laboratorio de esterilización	Negativa	Opc.	10	Si	No	30-60	70-75

**Fuente: Tomada de la norma ASHRAE de 1998.**

Como se describe en la tabla anterior las condiciones interiores de diseño para laboratorios son:

- Presion negativa
- No se admite recirculacion del aire

- La temperatura de diseño se encuentra en un rango de 70 a 75 °F
- La humedad relativa no debe ser menos del 30% ni exceder el 60%.

El área limpia se clasifica como clase 10.000 donde se designa el número mínimo de cambios por hora. La norma ASHRAE lo presenta de la siguiente manera: *Cleanrooms and associated controlled environments*.

*Part 1: Classification of air cleanliness.*

Class 10.000/ ISO Class 7

45 a 60 cambios por hora.

99.99% filtros HEPA.

Retorno de aire aceptable en la mayoría de las aplicaciones

Las condiciones de diseño para acondicionamiento se detallan así:

Temperatura de bulbo seco exterior: 95 °F

Humedad relativa exterior: 79%

Temperatura de bulbo seco interior: 75 °F

Humedad relativa interior: 50%

Renovaciones de aire según la norma ISO 14644: 45

Flujo de aire multidireccional según norma ISO 14644 - 4

Relaciones de presurización:

- Presión positiva en esclusa.
- Presión negativa en laboratorio biológico.

- Presión negativa en Cabina de seguridad biológica.
- Presión diferencial: 0.05 pulgadas de agua.
- Fuga de aire a través de puertas para un área de 0.01 ft<sup>2</sup>: 50 cfm

### **7.3. Cálculo de la carga térmica.**

#### **7.3.1. Ganancia de calor por factores externos**

El calor ganado por el techo inclinado con estructura de madera, cielo falso terminado contra las vigas, sin aislamiento, con un área igual a 124 pies cuadrados, se estima así.

$$A = 124 \text{ Ft}^2$$

De la tabla 8. Diferencias de temperatura equivalentes para ganancias de calor a través de techos color oscuro con una temperatura de diseño igual a 95 °F.

$$\text{CLTD} = 44$$

De la tabla 9, factores de transmisión de calor:

$$U = 0.28 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = U \times A \times \text{CLTD}$$

$$Q_1 = 0.28 \times 124 \times 44 = 1527 \text{ Btu/h (para ganancia de calor por el techo).}$$

Tabla 8. Diferencias de temperatura equivalentes para cielo raso y techos

Temperatura de diseño. °F	85	90	95	100	105	110
Exterior oscuro.	34	39	<b>44</b>	49	49	54
Exterior claro.	26	11	36	41	41	46

Fuente. Adaptación de ASHRAE

Tabla 9. Factores de transmisión de calor.

CONSTRUCCION	VALOR U VERANO
Techo cielo falso	
Cubierta de concreto liviano de 6 pulgadas, sin aislamiento.	0.1
Cubierta de concreto liviano de 8 pulgadas, sin aislamiento	0.08

Cubierta de concreto pesado de 2 pulgadas. Sin aislamiento. Con aislamiento de 1 pulgada. Con aislamiento de 2 pulgadas.	0.32 0.17 0.11
Cubierta de concreto pesado de 4 pulgadas. Sin aislamiento. Con aislamiento de 1 pulgada Con aislamiento de 2 pulgadas	0.3 0.16 0.11
Cubierta de concreto pesado de 6 pulgadas. Sin aislamiento. Con aislamiento de 1 pulgada Con aislamiento de 2 pulgadas	0.28 0.16 0.11
Techo inclinado con estructura de madera, cielo falso terminado contra las vigas. Sin aislamiento Con aislamiento	<b>0.28</b> 0.05

Fuente: Tomada de la norma ASHRAE de 1998

Las paredes están constituidas por varios materiales, cada uno de los cuales presenta un tipo distinto de resistencia térmica.

Resistencia térmica total de la pared (h. ft<sup>2</sup>. °F/ Btu).

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$$

R<sub>1</sub> capa de aire exterior = 0.25

Superficie de aire quieta, dirección de flujo de calor abajo, no reflectivo.

R<sub>2</sub> Repello de cemento con agregado de arena 1/2 de pulgada = 0.1

R<sub>3</sub> ladrillo hueco de 4 pulgadas = 1

R<sub>4</sub> Repello de cemento con agregado de arena 1/2 de pulgada = 0.1

R<sub>5</sub> capa de aire interior= 0.92

Superficie de aires móviles para cualquier dirección o posición. Viento verano, no reflectivo.

$$R_t = 0.25 + 0.1 + 1 + 0.1 + 0.92 = \frac{2.4 \text{ hft}^2}{\text{Btu}}$$

$$U \text{ total de la pared} = \frac{1}{R} = \frac{1}{2.4} = 0.42 \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ F}}$$

$$U \text{ total de la pared} = \mathbf{0.42} \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ F}}$$

La tabla 10 muestra las áreas de las paredes del local a resolver.

Tabla 10. Áreas de las paredes del local.

Área de la pared (ft <sup>2</sup> ).	Ubicación de la pared.
67	Oeste
124	Suroeste
67	Este
104	Noreste
362	Área total de las paredes

Fuente: autor.

De la tabla 11. Diferencias equivalentes de temperaturas para paredes soleadas y sombreadas. Construcción medio liviana, hora 3:00 pm; se tomó el CLTD para las paredes según la orientación solar:

Pared suroeste = 16<sup>0</sup>F

Pared este = 23<sup>0</sup>F

Pared noroeste = 11<sup>0</sup>F

$$Q_2 = U \times A \times CLTD$$

$$q_{\text{pared suroeste}} = 124 \times 0.42 \times 16 = 833 \text{ Btu/h}$$

$$q_{\text{pared este}} = 67 \times 0.42 \times 23 = 647 \text{ Btu/h}$$

$$q_{\text{pared noreste}} = 104 \times 0.42 \times 11 = 480 \text{ Btu/h}$$

La suma de las ganancias anteriores de calor por paredes totaliza  $Q_{\text{total}}$  por paredes = 1960 Btu/h (para ganancia de calor por paredes)

Tabla 11. Diferencias equivalentes de temperaturas para paredes soleadas y sombreadas

Construcción de la pared	Hora estándar	NE		E		SE		S		SO		O		NO		N O C Con sombra.	
		O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C
Construcción	9:00 am	28	17	35	20	29	17	16	10	18	12	18	12	15	10	14	9

liviana	12:00 m	27 17	38 22	38 23	27 17	24 15	24 15	20 14	17 12
	3:00 pm	24 17	29 20	31 21	32 21	37 24	34 22	26 18	20 15
	6:00 pm	23 17	26 19	26 18	26 18	41 25	47 30	37 24	21 16
Construcción medio-liviana	9:00 am	12 8	14 9	11 7	6 4	8 5	9 6	7 5	7 5
	12:00 m	25 14	34 18	27 15	11 7	9 7	9 6	9 4	10 6
	3:00 pm	29 18	35 23	39 22	26 16	21 16	18 12	15 11	16 11
	6:00 pm	30 20	37 24	39 25	36 24	41 24	38 25	29 20	22 17
Construcción medio-pesada	9:00 am	14 11	17 13	16 12	14 11	18 12	20 16	17 11	12 10
	12:00 m	17 11	21 14	19 12	13 9	15 10	16 11	14 10	11 8
	3:00 pm	21 14	28 19	25 15	16 11	14 11	17 11	14 10	12 9
	6:00 pm	25 16	32 19	30 18	23 15	23 15	22 15	18 12	15 11
Construcción pesada	9:00 am	20 14	26 16	23 15	20 14	24 16	26 17	21 15	15 11
	12:00 m	19 13	24 15	22 14	19 13	24 15	24 16	20 14	14 11
	3:00 pm	20 13	24 16	22 15	18 13	22 14	23 15	19 13	14 10
	6:00 pm	20 14	26 16	25 16	19 13	22 14	23 15	18 13	14 11

Fuente. Tomada de la norma ASHRAE de 1998.

O: oscuro

C: claro

La tabla 11 está basada en una temperatura exterior de diseño de 95 °F y en una temperatura interior de diseño de 75 °F. Cuando la diferencia de temperatura entre el interior y exterior sea más o menos de 20 °F, sume el exceso o reste la diferencia a los valores de la tabla 11.

La ganancia de calor por vidrios se estima así:

De la tabla 12. Factores de transmisión de calor para vidrios: Vidrio doble de ¼ de pulgada sin sombra:

$$U = 0.61 \text{ Btu/h ft}^2$$

$$DT = 20$$

$$\text{Área} = 20 \text{ ft}^2$$

Tabla 12. Factores de transmisión para vidrios.

Tipo de vidrio	Valor U Btu/h ft <sup>2</sup> °F
----------------	----------------------------------

	Verano		Invierno
	Sin sombra	Con sombra	
Vidrio sencillo	1.06	0.81	1.13
Vidrio doble ( 1/ 4 de pulgada con espacio de aire)	<b>0.61</b>	0.52	0.65
Ventana corriente + ventana para tormentas.	0.54	0.47	0.56

Fuente: Tomada de la norma ASHRAE de 1998.

El factor de corrección de temperatura para las 3:00 pm es cero.[13]

$$Q3 = 20 \times 0.61 \times 20 = 244 \text{ Btu/h (para Ganancia de calor a través de vidrios)}$$

La ganancia de calor por el factor de aire externo (ventilación o infiltración). Usando el método de cambios de aire por hora, se estima así.

$$\text{CFM} = (\text{AC/Hr} \times W \times L \times H) / 60$$

AC/Hr: Cambios de aire por hora

W: ancho

L: largo

H: altura

CFM para la esclusa:

$$\text{AC/Hr} = 45$$

$$W = 8.2 \text{ Ft}$$

$$L = 3.6 \text{ Ft}$$

$$H = 8.2 \text{ Ft}$$

$$\text{CFM} = (45 \times 8.2 \times 3.6 \times 8.2) / 60 = 182$$

Para mantener la esclusa presurizada con un diferencial de presión mínimo de 0.05 pulgadas de columna de agua con respecto al área contigua (Valor recomendado para áreas con distintos niveles de limpieza), se debe añadir 100 cfm (50 cfm por cada puerta) a la carga de ventilación.

$$\text{CFM}_{\text{Total}} = 182 + 100 = 282$$

Carga ventilación recomendada para la esclusa de 300 cfm.

CFM para laboratorio biológico:

Para hallar las cfm del laboratorio biológico se deben tener en cuenta los siguientes parámetros de diseño.

- 100% de aire externo.
- No admite recirculación debido a los materiales tóxicos empleados en la CSB (cabina de la seguridad biológica).

$$\text{AC/Hr} = 45$$

$$W = 8.2 \text{ Ft}$$

$$L = 11.5 \text{ Ft}$$

$$H = 8.2 \text{ Ft}$$

$$\text{CFM} = (45 \times 8.2 \times 11.5 \times 8.2) / 60$$

$$\text{CFM laboratorio clínico} = 580$$

En el laboratorio biológico trabaja una cabina de seguridad biológica (CSB) que extrae 100 cfm de la sala, agregando este valor a la carga de ventilación:

$$CFM_{TOTAL} = 580 + 100 = 680cfm.$$

Valor recomendado para la carga total de ventilación del laboratorio biológico 700 CFM.

$$\text{Total de flujo de aire} = 300 + 700 = 1000 \text{ cfm.}$$

Las condiciones del aire serán:

Aire re circulado: 200 cfm

Aire exterior: 800 cfm

$$DT = 20$$

Carga sensible:

$$q = 1.1 \times 800 \times 20 = 17600 \text{ Btu/h}$$

La ganancia de calor sensible debida a aire externo es de 17600 Btu/h

Para el cálculo de la Carga latente se tiene:

Con la carta psicrométrica se determinan el valor de la humedad absoluta en granos por libra para las condiciones interiores y exteriores de diseño. (Figura 6. Carta psicrométrica a temperaturas normales y presión barométrica de 29.914 in de HG).

Condiciones exteriores: 200 granos de humedad

Condiciones interiores: 66 granos de humedad

Gr Diff: 134 granos de humedad

$$q = 0.68 \times 800 \times 134 = 72.896 \text{ Btu/h}$$

Carga Latente: 72.896 Btu/h

### 7.3.2. Ganancia De Calor Por Factores Internos

- Ganancias de calor debido a personas.

Siempre estarán dos personas en el área. De la tabla 4. Carga térmica generada por personas. De pie, trabajo liviano, caminando lentamente.

Carga Sensible: 250 Btu/h

Carga latente: 250 Btu/h

Carga Sensible =  $250 \times 2 = 500 \text{ Btu/h}$

Carga latente =  $250 \times 2 = 500 \text{ Btu/h}$

- Ganancia de calor por iluminación.

100 Vatios de luces fluorescentes.

$$q = 4.1 * 100 = 410 \text{ Btu/h}$$

- Ganancia de calor por equipos.

Motor de 3/4 de Hp movido dentro del área.

De la tabla 5. Ganancia de calor por motores eléctricos,  $q = 2680 \text{ Btu/h}$

Este valor obtenido se multiplica por un factor de trabajo razonable, en este caso es 0.25 (8 horas de trabajo del equipo).

$$q = 2680 \times 0.25 = 670 \text{ Btu/h.}$$

### 7.3.3. Carga Térmica Total

Las cargas térmicas del sistema son las siguientes:

Carga Sensible parcial: 25.431 Btu/h

Carga Latente parcial: 73.396 Btu/h

En la tabla 13 se muestra un resumen de las ganancias de calor para el área limpia.

**Tabla 13.** Resumen de la carga térmica del local.

Ganancias de calor en Btu / h	Calor sensible	Calor latente	Calor sensible con factor de seguridad de 10 %	Calor latente con factor de seguridad de 10 %
Ganancias de calor por transmisión a través de techo	1527		1640	
. Ganancias de calor por radiación	2540		2794	
Ganancias de calor por transmisión a través de paredes.	1.960		2.140	
Ganancias de calor por transmisión a través de vidrios.	244		215	

Ganancias debido a personas.	500	500	550	550
Ganancias debido a iluminación.	410		451	
Ganancias debido a equipos.	670		737	
Ganancias por ventilación	17.600	72.896	19.360	80.186
Ganancias totales.	25.431	73.396	27.974	80.736

Fuente: autor.

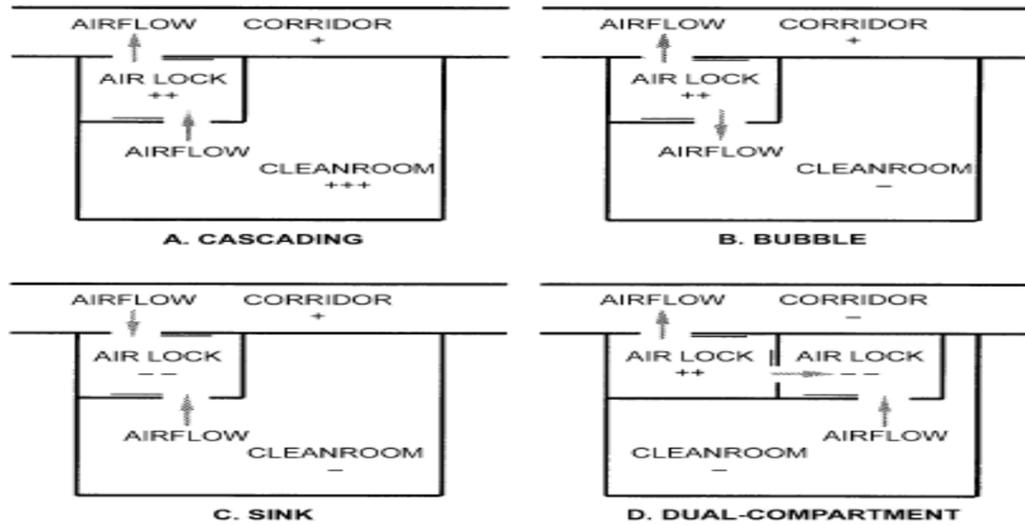
La carga sensible y latente parcial se hallan sumando las ganancias de calor calculadas anteriormente. Se adiciona un factor de seguridad de 10% a la carga total de refrigeración.

Carga termica Total ajustada: 108.700 Btu/h (Suma de la carga sensible y latente)

#### **7.4. Condiciones de presión para el local.**

Normalmente un sistema de presurización normal no tiene un tiempo de respuesta lo suficientemente rápido como para compensar bruscas variaciones en la presión diferencial, así algunas referencias (5), indican que los tiempos de respuestas más rápidos son de 30 minutos y la sala requiere un máximo de 10 minutos en el tiempo de respuesta, por ello es necesario diseñar esclusas que puedan presurizarse previamente y que atenúen los cambios bruscos de presión (y posibilidades de contaminación), que de no ser así podrían producirse. La tabla 14 con su correspondiente gráfico, muestra las opciones disponibles para resolver este problema.

Tabla 14. Tipos y aplicaciones de sistemas de bloqueo de aire.



CLEANROOM AIR LOCK APPLICATION STRATEGIES

Type of Cleanroom	Air Lock Type	Purpose of Air Lock	Relative Pressure Relationship
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Positive pressure</li> <li>• No fume or bio agent</li> <li>• No containment needed</li> </ul>	Cascading	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Prevent cleanroom being contaminated by dirty corridor air</li> <li>• Prevent cleanroom being contaminated from surrounding spaces through cracks</li> </ul>	Cleanroom: +++ Air lock: ++ Corridor: +
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Negative pressure</li> <li>• Has fume or bio agent contamination</li> <li>• Containment needed</li> </ul>	Bubble	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Prevent cleanroom being contaminated by dirty corridor air</li> <li>• Prevent cleanroom fume or bio agent releasing to corridor</li> </ul>	Cleanroom: - Air lock: ++ Corridor: +
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Negative pressure</li> <li>• Has fume or bio agent contamination</li> <li>• Containment needed</li> </ul>	Sink	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Prevent cleanroom being contaminated by dirty corridor air</li> <li>• Allow cleanroom fume or bio agent releasing to air lock. No personal protective equipment is needed</li> </ul>	Cleanroom: - Air lock: -- Corridor: +
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Negative pressure</li> <li>• Has toxic fume or hazardous bio agent contamination, or has potent compound substances</li> <li>• Containment needed</li> <li>• Personal protection needed</li> </ul>	Dual-Compartment	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Prevent cleanroom being contaminated by dirty corridor air</li> <li>• Prevent cleanroom fume or bio agent releasing to corridor</li> <li>• Personal protective equipment (such as pressurized suit and respirator) is required</li> </ul>	Cleanroom: - Neg. Air lock: -- Pos. Air lock: ++ Corridor: -

Fuente: ASHRAE HVAC Applications Handbook - fundamental, 2007.Espacios limpios farmacéuticos y laboratorios.

De la tabla anterior, se selecciona un sistema de presurización tipo burbuja para prevenir la entrada de agentes contaminantes al área de laboratorio biológico y la salida de materiales tóxicos de la misma. Se presuriza la sala estimando el caudal de fuga de acuerdo a la Tabla 15. Datos de fuga de aire a través de puertas, incluidas en la norma UNE-12101-6: 2006, se estima el valor para un área de fuga de 0,01 ft<sup>2</sup>:

Tabla 15. Datos de fugas de aire a través de puertas.

Tipo de puerta	Área de fuga (Ft <sup>2</sup> )	Diferencial de presión (pulgadas de agua)	Fuga de aire (ft <sup>3</sup> / min)
Puerta de una hoja que abre hacia un espacio presurizado.	0.1	0.03	42
		0.06	60
		0.08	85
		0.1	85
		0.2	127
Puerta de una hoja que abre hacia afuera de un espacio presurizado.	0.2	0.03	106
		0.06	127
		0.08	148
		0.1	170
		0.2	254

Puerta de dos hojas.	0.3	0.03	148
		0.06	210
		0.08	233
		0.1	254
		0.2	382

**Fuente: Norma UNE-12101-6: 2006**

➤ Fuga de aire: 50 cfm\*

Este valor se halla por interpolación lineal ya que la presión diferencial requerida es de 0.05 pulgadas de agua y no esta especificada en la tabla 15.

El valor recomendado para presurización de áreas limpias es de 0.05 pulgadas de agua (12.5 Pa) o menos, los cuartos herméticos son elementos claves entre el valor del caudal compensado de la habitación y la presión diferencial.[11]

En el área crítica se trabaja con sustancias que no deben contaminar al operador, pacientes o salas cercanas, entonces la presión manométrica del interior de la CSB (cuarto de seguridad biológica), respecto a la sala debe ser negativa y a su vez la presión manométrica de la sala donde se encuentra la cabina respecto a la sala contigua también debe ser negativa. La figura 4 indica como debe ser el flujo para este caso-

Figura 4. Flujos de aire en la cabina de seguridad biológica clase II B2

Cabinas de Seguridad Biológica  
Clase II B2

Clase	Tipo	Velocidad Frontal fpm – cms	Flujo de Aire cfm m <sup>3</sup> / hora	Químicos tóxicos/ radionúclidos	Nivel de bioseguridad	Tipo de Protección
II	B.2	100 – 50.8	Ingreso Frontal	No	2 - 3	A, P

Fuente: Fuente: Norma UNE-12101-6: 2006

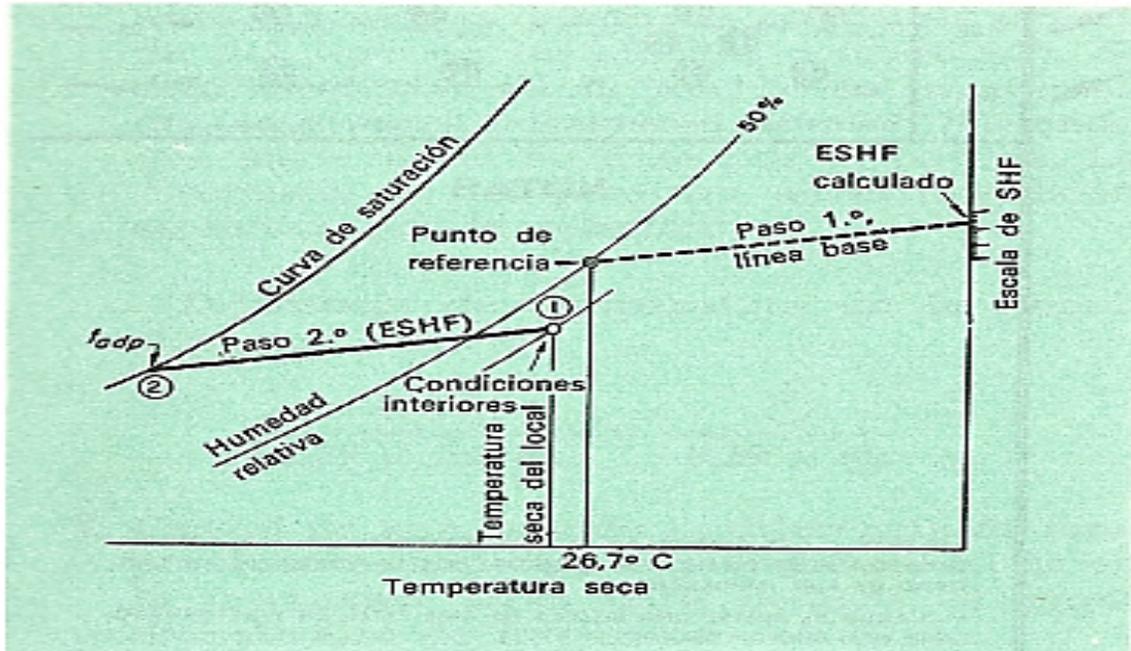
### 7.5. Modelado del desempeño mediante análisis psicométrico.

El análisis psicométrico es necesario para determinar la capacidad del equipo y el caudal de aire que manejará el mismo. El procedimiento apoyado en la figura 5, para determinar la temperatura de punto de rocío del serpentín es:

- Se conocen las condiciones externas e internas. Estos dos puntos se unen con una línea recta.
- Se determina el valor de FCSE (ESHF por sus siglas en ingles) de la escala a mano derecha en la carta psicrométrica.

- Se tiene el punto de referencia a 26.7 °C y 50 % de humedad relativa. Desde el punto de ESHF hasta el de referencia se traza una línea recta, llamada línea base en la figura 5.
- Desde el punto correspondiente a las condiciones internas se traza una línea recta paralela a la anterior y donde intercepte a la curva de saturación se define el punto de temperatura del punto de rocío del serpentín.

Figura 5. Procesos de acondicionamiento del aire con mezclas.



Dado que el flujo de aire total es de 1000 CFM, con 800 CFM de renovación, se debe realizar un análisis del comportamiento psicrométrico del proceso requerido.

Condiciones exteriores del aire:

TBS = 95 0F

HR = 79%

TBH = 88 0F

TR = 86 0F

HABSOLUTA = 200 granos/ lb

Condiciones interiores de diseño para el aire:

TBS = 75 0F

HR = 50%

TBH = 71 0F

TR = 68 0F

HABSOLUTA = 66 granos/ lb

Las dos corrientes de aire, una externa de 800 CFM y una de recirculación de 200 CFM se mezclan, con lo cual debe estimarse la temperatura de la mezcla.

800 cfm de aire exterior a 95 0F entrando a la máquina, mezclado con 200 cfm de aire re circulado a 75 0F, como muestra la figura 6.

Los resultados de la temperatura de la mezcla son:

80% de aire a 95 0F

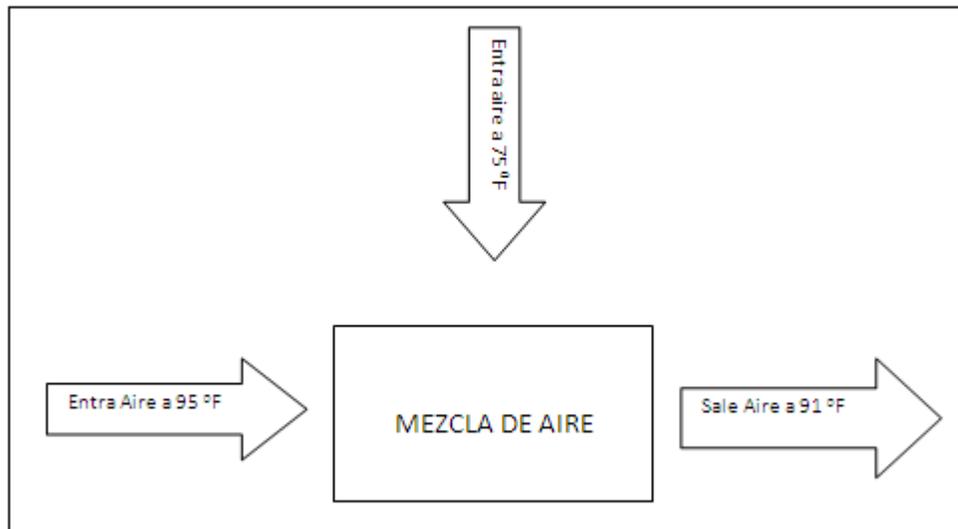
20% de aire a 75 0F.

Con esto la temperatura de la mezcla  $T_m$  es:

$$T_m = (95\text{ }^{\circ}\text{F} \times 0.8) + (75\text{ }^{\circ}\text{F} \times 0.2) = 91\text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_m = 91\text{ }^{\circ}\text{F}$$

**Figura 6. Condiciones de la mezcla de aire.**



Fuente: autor.

Mezclar dos cantidades de aire a diferentes temperaturas y contenidos de humedad, se usa extensivamente en el acondicionamiento del aire, donde se requieren condiciones de abastecimiento de aire constantes, sin importar las condiciones del aire a la entrada. En este método, una porción del aire entrante es desviada del serpentín de enfriamiento (o del de calefacción), y luego mezclada con el aire tratado para proporcionar las condiciones deseadas. Otro método, es desviar una parte del aire de retorno y la otra mezclarla con el aire exterior, antes de entrar al aparato acondicionado. Desde luego, cuando no sea necesario, se pueden mezclar cantidades de aire exterior con aire de retorno, sin hacer ningún desvío. La mezcla completa pasa a través del aparato acondicionador.

En cualquiera de estos procesos de mezclado, la condición resultante de la mezcla, dependerá del peso o de la temperatura de cada cantidad individual de

aire. De nuevo, para una precisión absoluta, deberán emplearse los pesos de las mezclas, aunque para pequeñas diferencias en temperaturas y sacar los cálculos respectivos en el campo, se pueden emplear las relaciones de los m<sup>3</sup>/min individuales con los m<sup>3</sup>/min totales (9).

### **7.5.1. Factor de calor sensible efectivo (FCSE)**

Este factor, es la relación del calor sensible efectivo del cuarto, con los calores latente y sensible efectivos dentro del mismo. Fue desarrollado para relacionar el factor de desvío (FD) propio del equipo acondicionador y el efecto de impulsión del aire correspondiente a los estimados de la carga, lo cual simplifica los cálculos de la cantidad de aire y de selección del equipo. Esta relación se expresa con la siguiente fórmula:

$$FCSE = CSCE / (CSCE + CLCE) \qquad \text{Ecuación 6.}$$

Dónde:

FCSE. Factor de calor sensible efectivo.

CSCE: Calor sensible del cuarto efectivo.

CLCE: Calor latente del cuarto efectivo.

El calor sensible efectivo del cuarto, es la suma del calor sensible del mismo (CSC), más el calor sensible del aire exterior, la cual se considera que es desviada inalterada a través del equipo acondicionador. A su vez, el calor latente efectivo del cuarto, se compone del calor latente del cuarto (CLT) más la

porción del calor latente del aire exterior, la cual se considera que es desviada inalterada a través del equipo acondicionador. Al igual que la carga procedente de infiltraciones a través de puertas y ventanas, el calor desviado del aire exterior es considerado como una infiltración a través del sistema de distribución de aire.

El cálculo del calor sensible del cuarto efectivo se estima con la ecuación 7.

$$\text{CSCE} = \text{CSC} + (\text{FD}) (\text{CSAE}) \quad \text{Ecuación 7.}$$

Dónde:

CSAE: Calor sensible del aire exterior

CSC: Calor sensible del cuarto

FD: Factor de desviación

$$\text{CSCE} = 8.526 / (0.05) \times 19.360 = 9.224 \text{ Btu / h}$$

El cálculo del calor latente del cuarto efectivo se estima con la ecuación 8.

$$\text{CLCE} = \text{CLC} + (\text{FD}) (\text{CLAE}) \quad \text{Ecuación 8.}$$

Dónde:

CLCE: Calor latente del cuarto exterior.

CLC: Calor latente del cuarto.

CLAE: Calor latente de aire exterior.

$$\text{CLCE} = 550 + (0.05) (70.611) = 4.081 \text{ Btu/h.}$$

Con estos valores de CSEC Y CLEC, el valor de FCSC es.

$$FCSC = 9224 / 9224 + 4081 = 0.7$$

$$FCSC = 0.7$$

El calor sensible del cuarto se halló sumando las ganancias de calor sensible con un factor de seguridad del 10%, omitiendo la ganancia de calor sensible por ventilación.

De la tabla 16. Factores de desvío (FD) típicos para diferentes aplicaciones. Se tomó el valor de FD 0.05 para todas las aplicaciones de aire exterior. La variación del FD afecta la posición relativa de GFCS (gran factor de calor sensible), con respecto a FCSC, y cuando la posición de GFCS cambia, también cambian el punto de rocío del aparato (*pra*), la cantidad de aire requerido, el FD y las condiciones del aire a la entrada y a la salida del equipo. Para mantener las condiciones de diseño del cuarto adecuadas, el aire deberá abastecerse en algún punto a lo largo de la línea FCSC. Los efectos de variar el FD en el equipo acondicionador, son como sigue:

- **Factor de Desvío más pequeño:** Punto de rocío del aparato (*pra*) más alto, Menos aire - motor y ventilador más chicos, más superficie de transferencia de calor – disponibles más hileras del serpentín o más superficie del serpentín, tubería más chica si se usa menos agua fría.
- **Factor de desvío más grande:** *pra* más chico, más aire - ventilador y motor más grande, menos superficie de transferencia de calor – menos hileras de

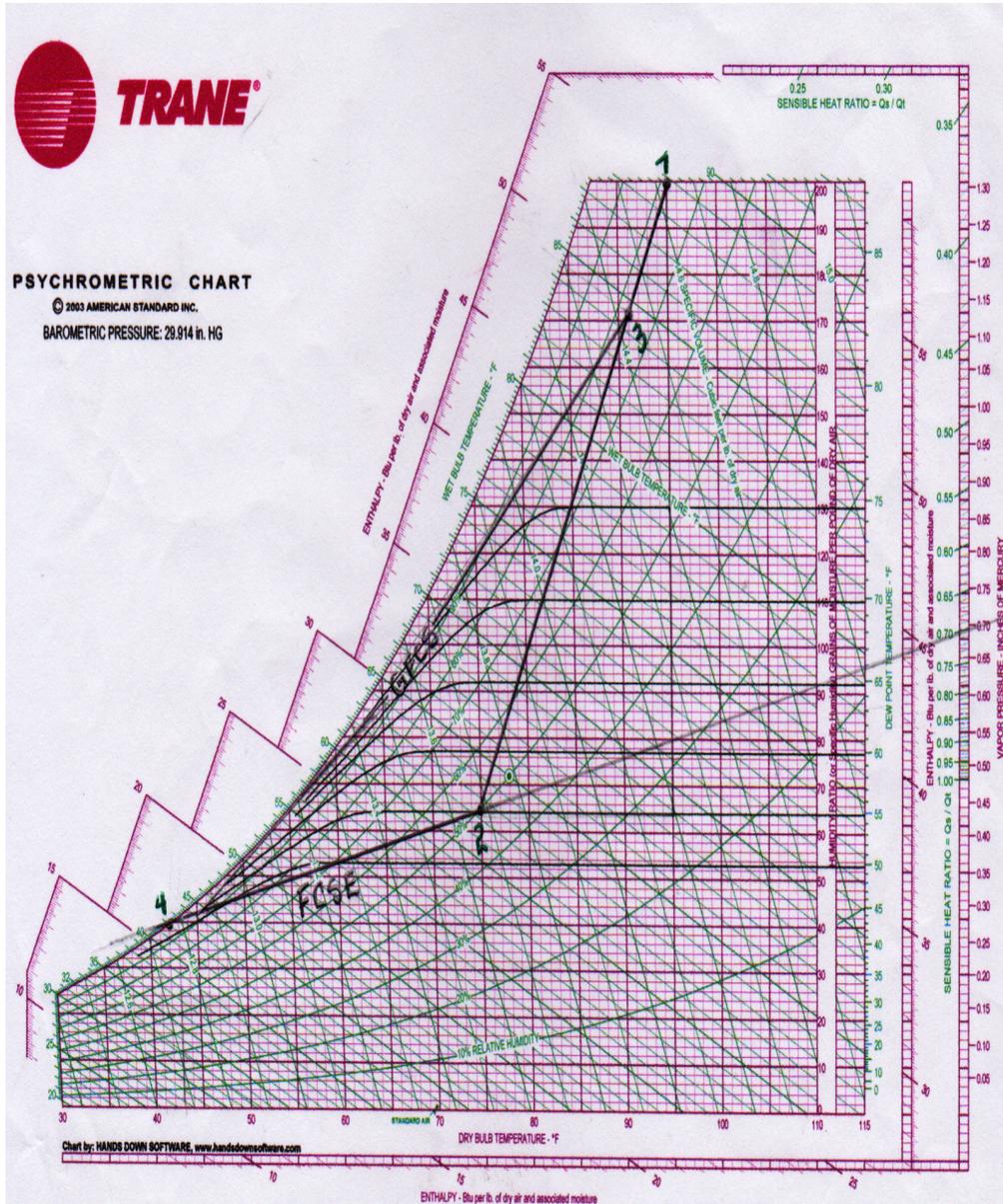
serpentín o menos superficie de serpentín disponibles, tubería más grande si se usa más agua fría.

Tabla 16. Factores de desvío de serpentín.

FACTOR DE DESVIO DEL SERPENTIN	TIPO DE APLICACION	EJEMPLO
0.03 a 0.50	Una carga total pequeña o una carga que es algo más grande con un factor de calor sensible bajo (alta carga latente).	Residencial.
0.20 a 0.30	Típica aplicación de confort con una carga total relativamente pequeña o un bajo factor de calor sensible con una carga algo más grande.	Residencial, tiendas pequeñas y fábricas.
0.10 a 0.20	Típica aplicación de confort.	Tiendas departamentales, bancos y fábricas.
0.05 a 0.10	Aplicaciones con altas cargas internas sensibles o que requieren una gran cantidad de aire exterior para ventilación.	Tiendas departamentales, restaurantes y fábricas.
0.00 a 0.10	Todas las aplicaciones de aire exterior.	Sala de operaciones de un hospital y fábricas.

En la carta psicrométrica trazamos el valor de FCSC para hallar la temperatura del punto de rocío del aparato (ver figura 7, punto 4), con lo que la temperatura de rocío del serpentín es:  $T_{Pra} = 42^{\circ}\text{F}$

Figura 7. Modelado de los Procesos psicrométricos del espacio acondicionado



El punto 1 de la figura 5, es la condición del aire exterior, el punto 2 es la condición del aire interno y el punto 3 la condición de mezcla. Con la pendiente de la línea de FCSE de 0.7 se toca el punto 4 en la línea de aire saturado correspondiente al serpentín del equipo acondicionador.

Temperatura del aire que entra al aparato:

$$t_{ae} = (800 \times 95) + (200 \times 75) / 1000 = 91 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$t_{ae} = 91 \text{ }^{\circ}\text{F (BS)}$$

$$t_{ae} = 84 \text{ }^{\circ}\text{F (BH)}$$

$$t_{ae} = T_m$$

Temperatura del aire que sale del aparato:

$$t_{as} = t_{pra} + FD (t_{ae} - t_{pra})$$

$$t_{as} = 42 + 0.05 (91 - 42) = 45 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$t_{as} = 45 \text{ }^{\circ}\text{F (BH)}$$

$$t_{as} = 44 \text{ }^{\circ}\text{F (BS)}$$

Flujo de aire deshumificado:

$$\text{CST} = 1.1 \times \text{CFM} (T_m - T_{as})$$

CST: Calor sensible total.

CFM: flujo de aire deshumificado en pies cúbicos por minuto.

$T_m$  = Temperatura de la mezcla.

$$\text{CFM} = 27.886 / 1.1 (91 - 44) = 539$$

El Flujo de aire deshumificado es 539 cfm.

### **Gran factor de calor sensible**

$$\text{GFCS} = \text{CST} / \text{GCT}$$

CST: Calor sensible total.

GCT: Gran calor total.

$GFCS = 27.886 / 108.700 = 0.26.$

El enfriamiento y des humidificación simultanea ocurren cuando el FCSE Y GFCS son menores que 1.0

El serpentín del evaporador, encargado de enfriar o enfriar y des humectar el aire tratado, está formado por una serie de tubos, a través de los cuales circula un refrigerante, agua fría, salmuera. El aire es inducido o forzado a pasar por entre los tubos mediante ventiladores, y al estar en contacto con la superficie del serpentín, dependiendo de la temperatura del fluido dentro de los tubos, se enfría o se enfría y se deshumidifica. A su vez, el fluido dentro de los tubos se calienta.

La cantidad de calor transferido y el factor de desvío (FD) del serpentín, van en función de la superficie del serpentín, así como de la velocidad del aire; es decir, del tiempo que el aire esté en contacto con la superficie del serpentín al pasar a través de él.

Existe gran diversidad de distribuidores que nos facilitan catálogos para la selección del equipo. Con los parámetros calculados anteriormente se puede seleccionar perfectamente el equipo que cumpla con los requerimientos y garantice el confort necesario.

## **7.6. Diseño de Sistemas de Ductos**

Los ductos se dimensionan usando el método de la pérdida de fricción constante a través del ducto principal. Cuando se usa este método se supone la velocidad del aire a la salida del ventilador.

De la tabla 17. Velocidades recomendadas para ductos de aire. Se tomó la velocidad del ducto principal de suministro de 1200 fpm y velocidad del ducto de retorno principal de 1000 fpm para hospitales. Con esta velocidad se calcula la pérdida de presión que se conserva en todo el sistema. El control de flujo en los ramales se lleva a cabo con la ayuda de compuertas.

Tabla 17. Velocidades recomendadas para ductos principal y suministro

Tipo de edificio.	Descargas de aires.	Bocas de retorno.	Descarga principal.	Descarga ramificación	Retorno principal	Retorno ramificación
Viviendas.	500-750	500	1000	600	800	600
Apartamentos, hoteles, hospitales.	500-750	500	1200	800	1000	800
Despachos particulares, iglesias, bibliotecas, escuelas.	500-1000	600	1500	1200	1200	1000
Oficinas, restaurantes, almacenes, bancos.	1200-1500	700	1700	1600	1500	1200
Tiendas, cafeterías.	1500	800	2000	1600	1500	1200

Fuente: Tomada de la norma ASHRAE de 1998.

Usando el ductulador de la compañía TRANE como herramienta de cálculo, se procede a diseñar el sistema de ductos.

Con las velocidades recomendadas y el valor de la cfm se establece la presión estática ejercida a lo largo de todo el sistema.

- ✓ Carga de ventilación para esclusa : 300 cfm
- ✓ Carga de ventilación para laboratorio biológico: 700 cfm
- ✓ Carga de ventilación total: 1000 cfm
- ✓ Velocidad recomendada para ducto principal de suministro: 1200 fpm.
- ✓ Perdidas por fricción en el ducto de suministro: 0.18 pulgadas de agua.
- \* Cantidad de aire de retorno: 200 cfm
- \* Velocidad recomendada para el ducto principal de retorno: 1000 fpm.
- \* Perdidas por fricción en el ducto de retorno: 0.13 pulgadas de agua.
  
- ❖ Cantidad de aire extraído: 650 cfm
- ❖ Velocidad recomendada para el ducto principal de extracción: 1000 fpm
- ❖ Perdidas por fricción en el ducto de extracción: 0.15 pulgadas de agua

Los difusores de suministro y rejillas de extracción son seleccionados de acuerdo al catálogo.

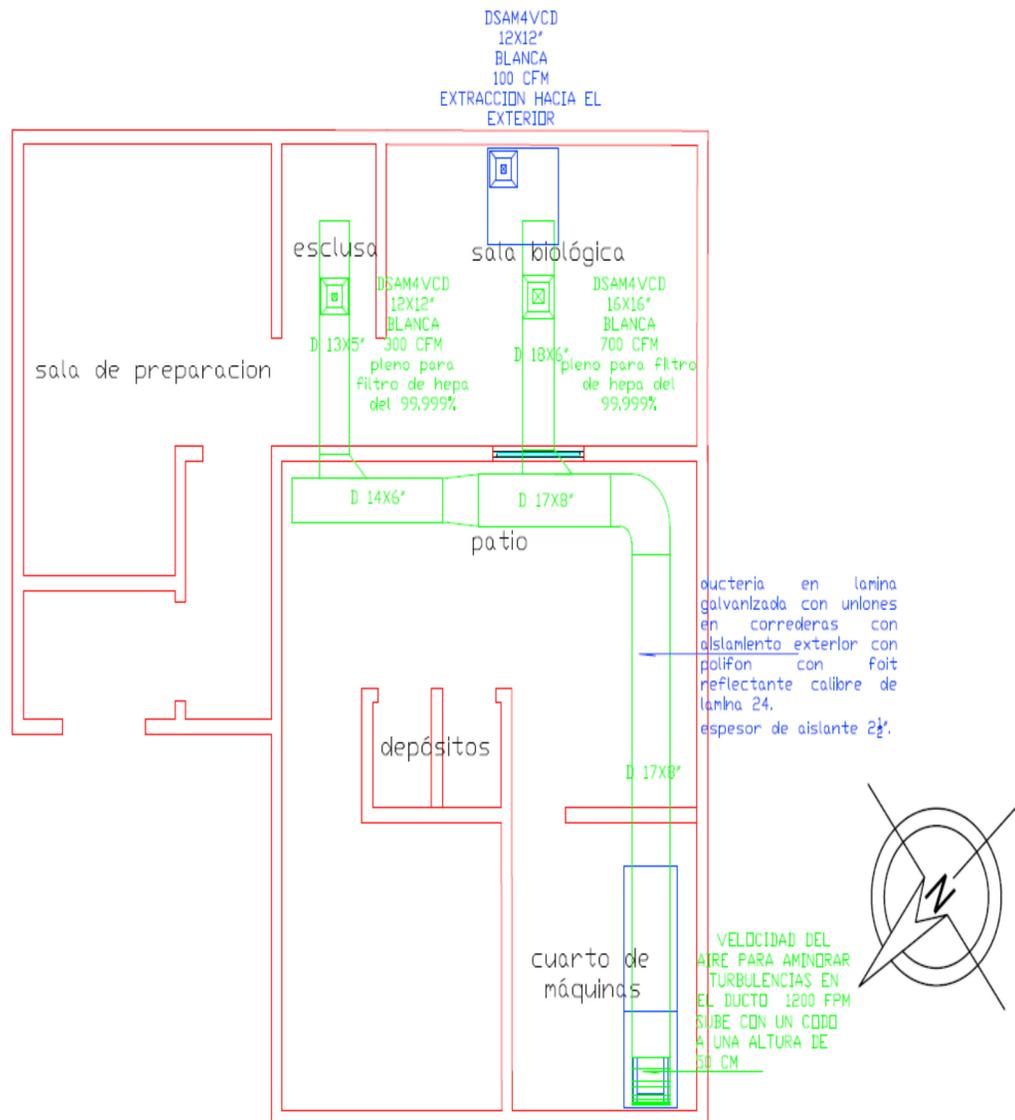
Los ductos son de tipo rectangular en su sección transversal, para tener control sobre la geometría de la planta en caso de cubrir los trayectos en curvas, descensos y ascensos.

En las figuras 8, 9 y 10 se muestran los ductos para el suministro, la extracción y el retorno del aire. La manejadora se instala en el cuarto de máquinas y la salida de la extracción se ubica sobre el área del patio. El trazado resultante es el obligado por la instalación según las restricciones que la misma impone.

El conducto de suministro y el de retorno se aíslan con papel foil para reducir la ganancia de calor por radiación.

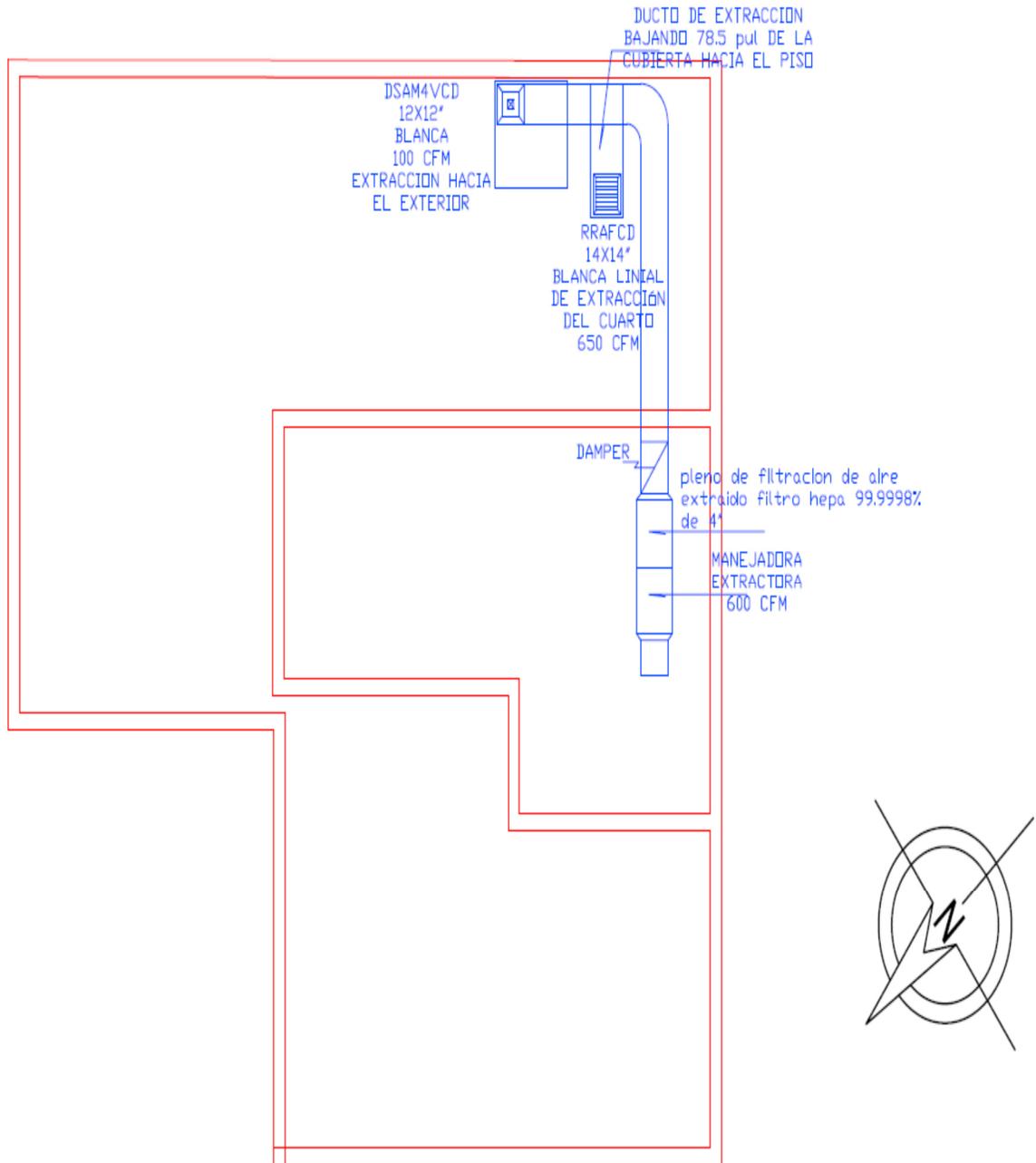
En las figuras se indican las dimensiones en pulgadas para cada sección transversal de la ductería dimensionada. El ducto de suministro maneja hasta la sala biológica 1000 CFM, luego descarga 700 en esta sala y los restantes 300 CFM los descarga en la esclusa de estabilización de la presión. El ducto de extracción se diseña para 800 CFM y el de retorno para 300 CFM, de tal manera que pueda garantizarse control del envejecimiento del equipamiento.

Figura 8. Plano de diseño del sistema de ductos de suministro del área limpia



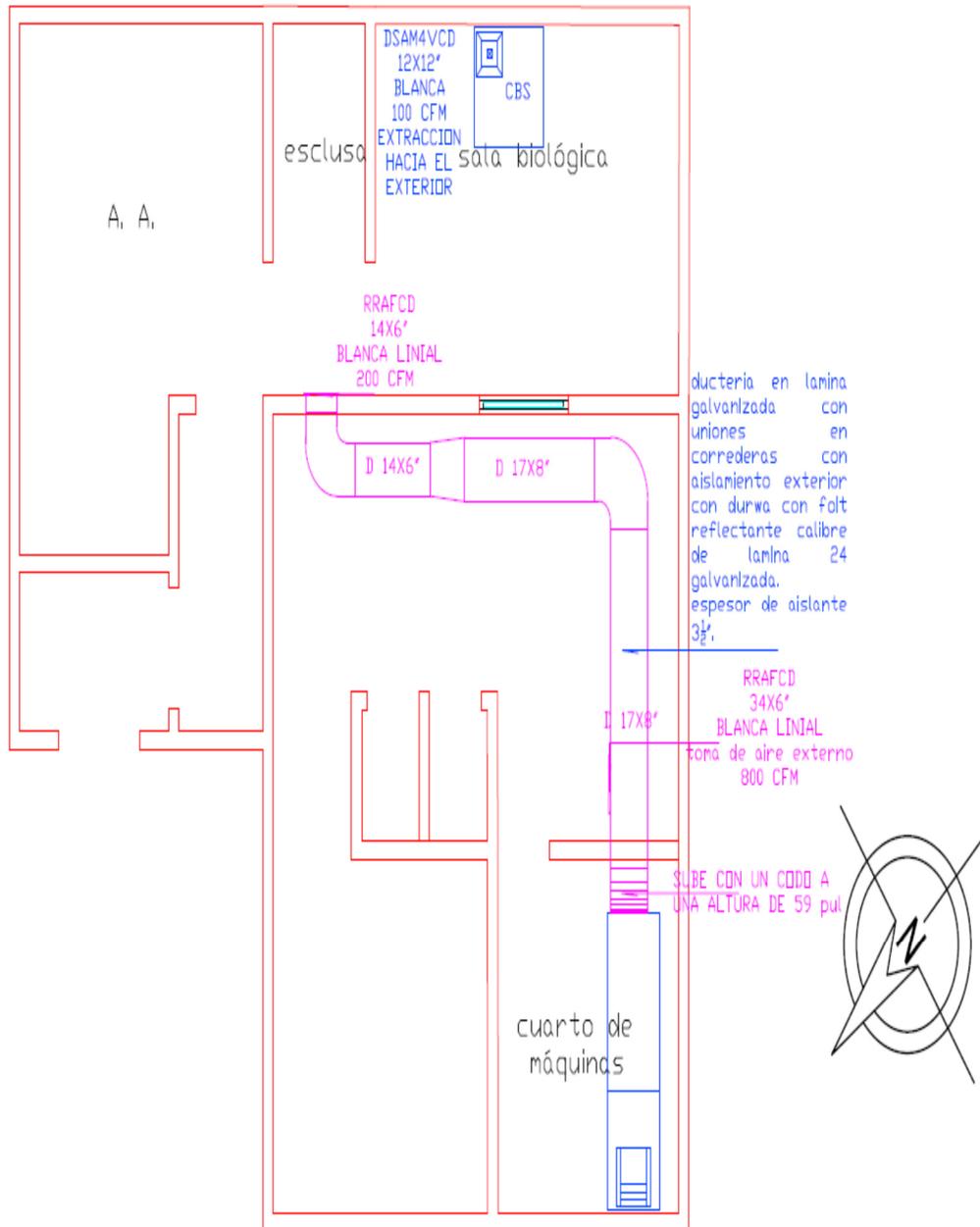
Fuente: autor.

Figura 9. Plano de diseño del sistema de extracción del área limpia



Fuente: autor.

Figura 10. Plano de diseño de retorno del área limpia



Fuente: autor.

## **7.7. Especificaciones Técnicas De Los Conductos De Aire**

Los conductos metálicos serán fabricados de acuerdo a las normas SMACNA, (SHEET METAL AND AIR CONDITIONING NATIONAL ASSOCIATION INC).

Serán fabricados en lámina galvanizada de primera calidad, libres de corrosión y defectos como abolladuras o manchas, de acuerdo con los calibres que se anotan en la tabla adjunta para las presiones de trabajo de los diferentes sistemas.

Las uniones transversales podrán ser del tipo Unión "TDC"® o Unión "TDF"®. Las uniones longitudinales en las esquinas de todos los conductos se harán utilizando unión Tipo "*Pittsburgh*" o unión "*Button Punch Snap Lock*". Para las uniones longitudinales que no correspondan a esquinas, se utilizará unión tipo "*Standing Seam*".

Los escapes de aire quedarán reducidos a un mínimo, para esto se deberá utilizar un sellante el cual se aplicará a lo largo de las uniones longitudinales y en las transversales, asegurando la hermeticidad de los mismos, no se aceptarán sellos en zonas producto de defectos de fabricación del conducto.

Los refuerzos transversales intermedios se instalarán de acuerdo a la tabla 18 y de acuerdo a la presión de trabajo correspondiente así.

Accesorios como codos y desvíos deberán tener radio interior igual o mayor al lado del conducto; donde por dificultades de espacio no pueda obtenerse este radio mínimo, podrán instalarse codos sin radio, siempre y cuando sean provistos de deflectores.

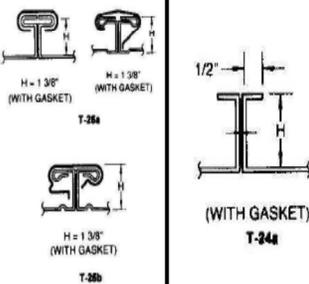
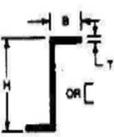
De acuerdo con las normas SMACNA, y aplicando el código Colombiano sismo resistente NSR 98, los conductos horizontales serán soportados así: Conductos cuyo lado mayor este comprendido entre 0 y 35": soportes en platina de lámina galvanizada, Calibre No.24, de 1" máximo cada 2.50 Mts.

Todos los perfiles de ángulo, varillas y platinas que se utilicen tanto para soportes como uniones y refuerzos, deberán cubrirse con una capa de pintura anticorrosiva aprobado por la interventora antes de su instalación.

Estará recubierto por un aislante térmico con polifon y foil reflectante de 3 1/2" que evitara que los rayos solares transfieran calor por Radiación al ducto aumentando la carga de enfriamiento.

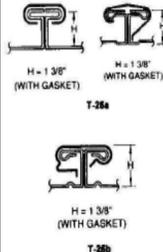
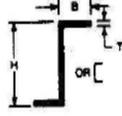
Tabla 18. Normas para la construcción de conductos rectangulares en lámina galvanizada. Presión estática 1 y 2 pulgadas de agua

NORMA PARA CONSTRUCCIÓN DE CONDUCTOS RECTANGULARES EN LAMINA GALVANIZADA

PRESIÓN ESTÁTICA 1" w.g POSITIVA O NEGATIVA						UNIÓN TRANSVERSAL				REFUERZOS INTERMEDIOS		
DIMENSIÓN DEL CONDUCTO		CALIBRE DEL CONDUCTO		ESPACIO ENTRE REFUERZOS		GRADO DE REFUERZO						
Pulg	mm	USG	ACESCO mm	Pies	mm	Código	USG	mm	USG	mm	USG	mm
0-12"	0-300	26	0.55	N/A		N/A	H=1 3/8" (35mm)		HxT		HxBxT	
13"-30"	301-750	26	0.55	4	1200	C	26	0.55	1"x C22	25x0.85	1"x3/4"XC18	25x20x1.2
31"-36"	751-900	26	0.55	4	1200	D						
37"-42"	901-1000	26	0.55	4	1200	E						
43"-48"	1001-1200	24	0.70	4	1200	E	24	0.70	1 1/2"x C20	38x1.15	1 1/2"x3/4"XC18	38x20x1.2
49"-54"	1201-1300	24	0.70	4	1200	F						
55"-60"	1301-1500	24	0.70	4	1200	F						
61"-72"	1501-1800	22	0.85	4	1200	H	20 + Rods	1.15 + Rods	N/A	N/A	1 1/2"x3/4"x1/8"	38x20x3
73"-84"	1801-2100	20	1.15	4	1200	I					2"x1 1/8"XC12	50x38x3
85"-96"	2101-2400	18	1.20	4	1200	I						

- NOTAS:
1. Si existen diferencias entre el calibre del conducto y el calibre de la unión transversal, se debe usar el calibre mayor
  2. Basado en las normas SMACNA HVAC DUCT CONSTRUCTION STANDARDS, Segunda edición 1995
  3. Todos los componentes metálicos de los conductos deberán ser Galvanizados y cumplir con las normas ASTM A924/925M-94 y ASTM A653/A653M-94

**NORMA PARA CONSTRUCCIÓN DE CONDUCTOS RECTANGULARES EN LAMINA GALVANIZADA**

PRESIÓN ESTÁTICA 2" w.g POSITIVA O NEGATIVA							UNIÓN TRANSVERSAL				REFUERZOS INTERMEDIOS	
DIMENSIÓN DEL CONDUCTO		CALIBRE DEL CONDUCTO		ESPACIO ENTRE REFUERZOS		GRADO DE REFUERZO						
Pulg	mm	USG	ACESCO mm	Pies	mm	Código	USG	mm	USG	mm	USG	mm
0-10"	0-250	26	0.55	N/A		N/A	H=1 3/8" (35mm)		HxT		HxBxT	
11"-20"	251-500	26	0.55	4	1200	C	26	0.55	1"x C22	25x0.85	1"x3/4"XC18	25x20x1.2
21"-28"	501-700	26	0.55	4	1200	D						
29"-30"	701-750	26	0.55	4	1200	E	24	0.70	1 1/2"x C22	38x0.85		
31"-42"	751-1000	24	0.70	4	1200	F	22	0.85	1 1/2"x C 22	38x0.85	1 1/2"x3/4"xC16	38x20x1.5
43"-48"	1001-1200	22	0.85	4	1200	G	20	1.15	1 1/2"x C18	38x1.50		
49"-60"	1201-1500	24	0.70	2	600	F	22	0.85	1 1/2"x C20	35x1.50		
61"-72"	1501-1800	24	0.70	2	600	H					1 1/2"x3/4"x1/8"	38x20x3
73"-84"	1801-2100	22	0.85	2	600	I	20 + Rods	1.15 + Rods	N/A		2"x1 1/8"XC12	50x38x3
85"-96"	2101-2400	22	0.85	2	600	I						

- NOTAS: 1. Si existen diferencias entre el calibre del conducto y el calibre de la unión transversal, se debe usar el calibre mayor  
 2. Basado en las normas SMACNA HVAC DUCT CONSTRUCTION STANDARDS, Segunda edición 1995  
 3. Todos los componentes metálicos de los conductos deberán ser Galvanizados y cumplir con las normas ASTM A924/925M-94 y ASTM A653/A653M-94

**7.7.1. Difusores Rectangulares Y Rejillas**

- **Difusores de suministro.**

Se instalarán difusores de sección cuadrada, para ubicación en el cielo falso para el suministro del aire, equipados con control de volumen de aletas opuestas y accionamiento por piñón, pintados de color blanco. Difusor suministro aleta móvil 4 vías con dámper lineal de 12 × 12" para esclusa y de 16 × 16" para laboratorio biológico. La renovación del aire exterior se hará en el plenum de retorno de las unidades manejadoras.

- **Rejillas de retorno**

Las rejillas de retorno serán del tipo aleta fija horizontal, construidas en perfiles de aluminio extruido. Vendrán completas con control de volumen, acabado color blanco. Para la esclusa 14 × 6” y para la toma de aire externo 34 × 6”.

- **Rejillas de extracción de aire**

La rejilla de extracción de aire para el laboratorio biológico y cabina de seguridad biológica será del tipo aleta fija horizontal de 14 × 14” para laboratorio y de 12 × 12” para la cabina de seguridad biológica, Construida en perfiles de aluminio extruido y con acabado en color blanco. Vendrán completas con control de volumen, acabado color aluminio.

### **7.7.2. Ventiladores del Sistema de Ductería**

El ventilador del ducto de suministro se selecciona de acuerdo a la caída de presión a vencer. Los datos de operación son:

Volumen Aire nominal:                    1000 CFM

Aletas:    Adelante

Para totalizar la caída de presión en este ducto, se detallan en la tabla 19 los componentes del flujo de suministro instalados en arreglo serial. Los datos de la tabla para el filtro principal están aumentados un 50% respecto a lo que dice el fabricante de los filtros para cubrir la eventualidad de suciedad antes de los mantenimientos preventivos.

Tabla 19. Caída de presión de los componentes del sistema de ductos.

	ACCESORIOS	CAIDA DE PRESION
$\Delta P$	Filtro-99,97%	1.5
$\Delta P$	Filtro-95%	0.74
$\Delta P$	Filtro-65%	0.45
$\Delta P$	Filtro-35%	0.3
$\Delta P$	Serpentín	0.5
$\Delta P$	Difusor	0.05
$\Delta P$	Ductería	0.6

Fuente. Fabricante spiraxsarco. Manual 2013.

La caída de presión total para el ducto de suministro es de 4.14 pulgadas de agua. La caída para el filtro del 99.99% se estimó en el momento en que el filtro se encuentra totalmente obstruido, para la caída del filtro de 95%, 65% y 35% se escogen los valores de resistencia inicial dados por el fabricante.

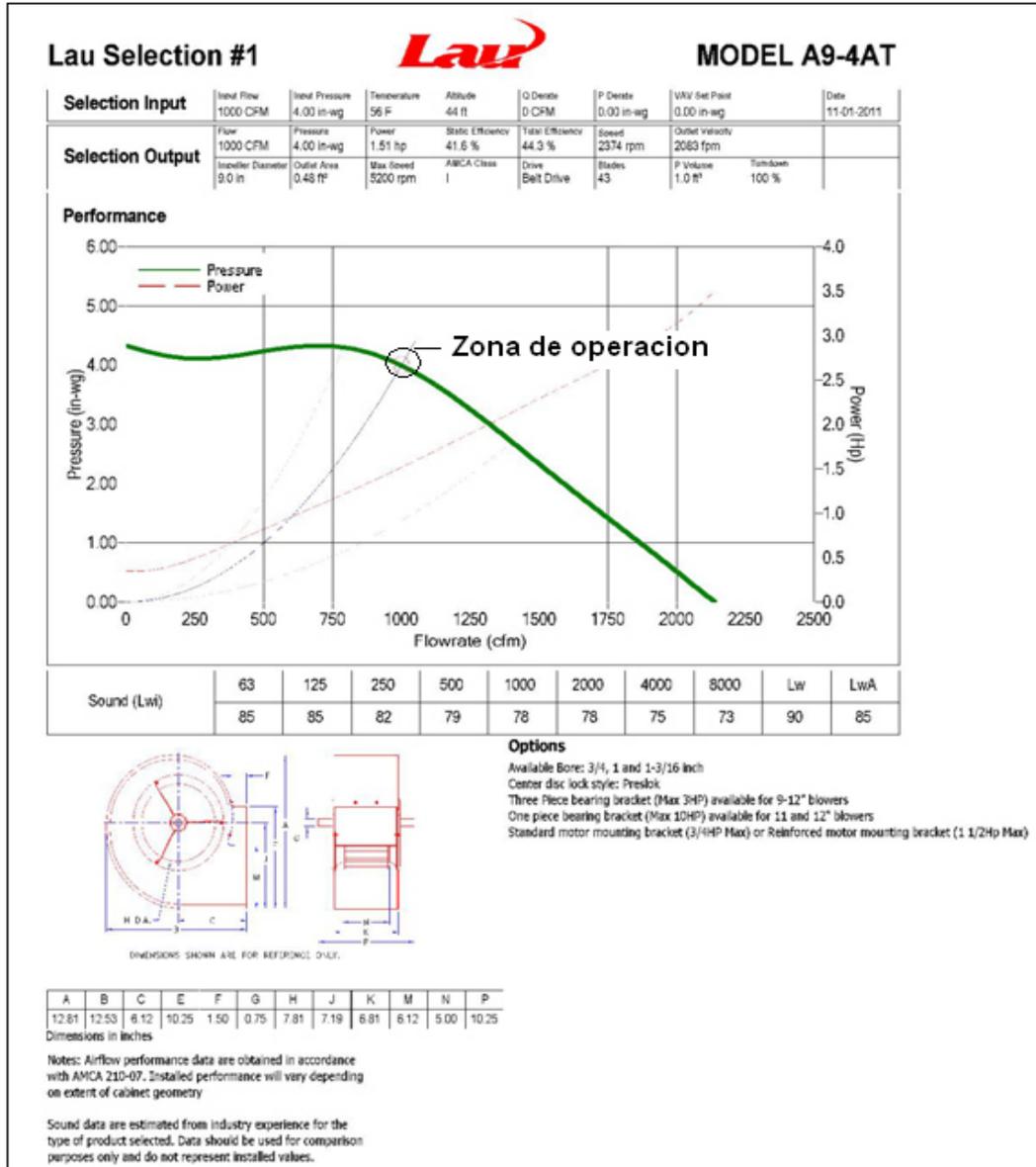
Los bancos de filtros deberán estar provistos de sensores de presión diferencial en cada uno de ellos, con alarma para indicar el momento de cambio de cada tipo de filtro, además se suministrará un tablero para alojar los indicadores de presión diferencial Magnehelic de cada banco de filtración y la indicación de la presión estática del conducto de suministro. Igualmente se incluirá un indicador

en forma digital de la temperatura del aire controlada por el termóstato de cuatro etapas.

Un sensor de presión estática ubicado en el conducto de suministro después de los filtros del 95% de eficiencia, mantendrá constante la presión del aire de acuerdo a los datos suministrados por el fabricante de los difusores VAV, actuando sobre el variador de velocidad del ventilador de la unidad manejadora, aumentando o disminuyendo las revoluciones según sea el caso.

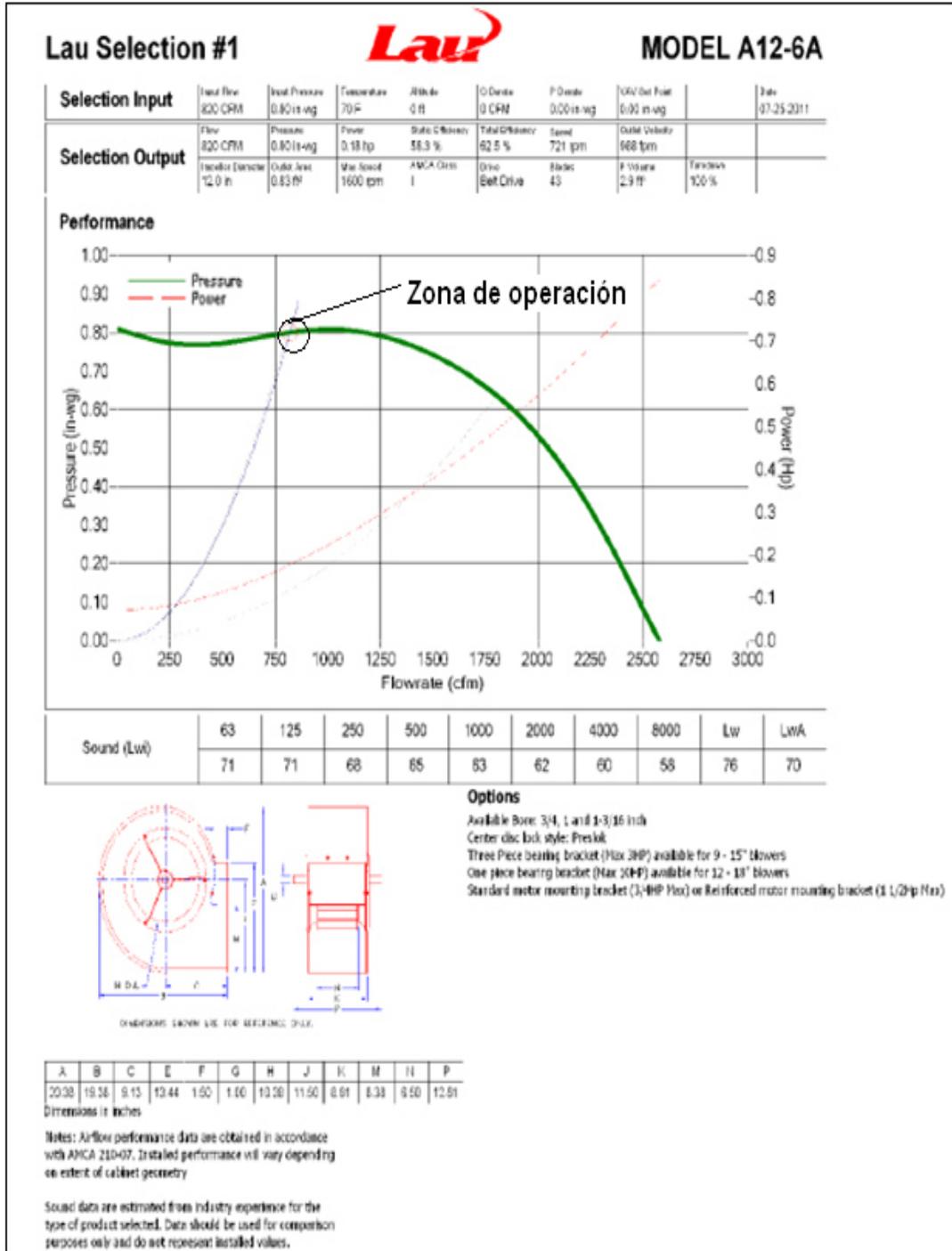
La figura 11 muestra la curva de operación del ventilador seleccionado para el ducto de suministro. La figura 12 muestra la curva del ventilador seleccionado para el ducto de extracción de aire.

Figura 11. Ventilador de suministro seleccionado, Modelo A9 - 4At.



Fuente: catálogo de productos Lau. Año 2013.

Figura 12. Ventilador para el ducto de extracción. Seleccionado el Modelo A12.



Fuente: catálogo de productos Lau. Año 2013.

Las unidad ventiladora para extracción de aire, es del tipo horizontal de pared sencilla, especialmente construida para áreas blancas, similar al modelo DB fabricados por Loren Cook.

Todas las secciones están fabricadas en lámina de acero galvanizado con estructuras en ángulos del mismo material. Todas las juntas guardarán la hermeticidad necesaria para evitar los escapes o tomas de aire y agua.

El gabinete tiene las puertas de acceso necesarias para la inspección, limpieza y mantenimiento de todos los elementos que se encuentran en su interior como son los filtros, los rodamientos de los ventiladores y motores.

**Ventilador:** La sección de ventilador tiene ventilador centrífugo del tipo de aletas múltiples inclinadas hacia delante, de doble ancho y doble entrada, balanceados estática y dinámicamente.

**Motor:** Es trifásico para 208 -230 Voltios y un máximo de 1750 RPM. El Motor está calculado teniendo en cuenta las presiones estáticas exteriores indicadas y las pérdidas de presión de los componentes realmente seleccionados.

**Anti vibradores:** La unidad completa es soportada en almohadillas de neopreno suministradas por el fabricante de los equipos.

## **7.8. Selección de Unidades de Acondicionamiento**

Para el caso de la unidad manejadora y la unidad condensadora del sistema en desarrollo, se detallan las especificaciones técnicas mínimas que estas deben poseer.

### **7.8.1. Unidad manejadora especial de expansión directa**

Unidad acondicionadora de aire para expansión directa del tipo horizontal de pared doble para interior, especialmente construida para área de laboratorio.

Todas las secciones están fabricadas en lámina de acero galvanizado con estructuras en ángulos de material ídem y provistas de aislamiento térmico y acústico de 2" de espesor adecuado para este tipo de operación. Este aislamiento es resistente a la erosión debido al paso del aire, de excelente resistencia mecánica y con la menor permeabilidad posible. Todas las juntas guardan la hermeticidad necesaria para evitar los escapes de aire y agua. El porcentaje de fuga debe ser menor del 1%.

El gabinete tiene las puertas de acceso necesarias para la inspección, limpieza y mantenimiento de todos los elementos que se encuentran en su interior como son los filtros, los rodamientos de los ventiladores, motores y el serpentín.

La sección de ventilador tiene un ventilador centrífugo del tipo de aletas múltiples inclinadas hacia adelante, FC, Clase I o Clase II de doble ancho y doble entrada, balanceados estática y dinámicamente. La unidad tiene rieles tensores para el motor soportados en la sección de ventiladores, transmisión ajustable por poleas y correas en "V".

El conjunto del ventilador, motor y soporte, está montado en una estructura independiente al del gabinete, que garantice impedir el paso de ruidos y vibraciones a la estructura de la Unidad.

El motor que está en conjunto con la unidad, es trifásico para 220 Voltios y un máximo de 1750 RPM. El Motor fue calculado teniendo en cuenta las presiones estáticas exteriores indicadas en tablas y las pérdidas de presión de los componentes realmente seleccionados.

La sección del serpentín de enfriamiento cuya construcción es similar en cuanto a materiales, calibres y aislamientos, tiene una bandeja de drenaje de tamaño suficiente para recibir el condensado del serpentín y sus distribuciones, estando aislada con aislamiento de 1" del tipo repelente al agua. La bandeja es de acero galvanizado y cumple con los requerimientos de inclinación para un fácil drenaje del agua estando la unidad totalmente nivelada. El serpentín es del tipo de tubos de cobre sin costuras y aletas de aluminio, teniendo el área suficiente con un número de filas y aletas por pulgada necesarias para la carga especificada, probado en fábrica a 650 Psig.

Los filtros de alta eficiencia se seleccionan de acuerdo a la norma ASHRAE Test Standard 52.2/1999, a las condiciones necesarias de área requerida y caudal de aire. Estos filtros se montan en un marco construido en chapa galvanizada con clips retenedores y empaque para sello hermético.

La unidad manejadora de cuidados intensivos UCI, estará equipada con un variador electrónico de velocidad, el cual actuará en respuesta a la presión de descarga del aire después de los filtros absolutos, para garantizar una presión constante en el sistema de conductos al variar el caudal de aire suministrado. No se aceptan secciones de filtros independientes de la unidad manejadora.

La unidad completa es soportada en almohadillas de neopreno suministradas por el fabricante de los equipos.

La unidad está provista de una caja de mezcla fabricada en lámina galvanizada de la misma manera que las secciones. Esta caja de mezcla tiene los orificios para acoplar el conducto respectivo.

La tabla 20 detalla las características técnicas.

Tabla 20. Detalles técnicos de unidad manejadora de aire (UMA)

DESCRIPCIÓN UMA		UNIDAD	PARAMETROS
TIPO DE DESCARGA		UND	HORIZONTAL
ARREGLO DEL MUEBLE		UND	HORIZONTAL
PRE-FILTROS		% filtración	35 %,65%,95%
CAJA DE MEZCLA			SI
FILTRO FINAL		% filtración	HEPA 99.99 %
PLACA DIFUSORA			SI
PARED		DOBLE/SENCILLA	DOBLE
MODULAR			SI
VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICAS		UND	1
PLENUM DE SUMINISTRO			SI
CANTIDAD DE UNIDADES		UND	1
REFRIGERANTE		TIP	R-410 A
CIRCUITOS		UND	1
AIRE INTERIOR ENTRADA	T. BULBO SECO	°F	95
	T. BULBO HÚMEDO	°F	88
CAPACIDAD TOTAL		Btu/H	108.700
CAPACIDAD SENSIBLE		Btu/H	27.974
FLUJO DE AIRE EXTERNO		CFM	800

SERPENTIN		UNIDAD	PARAMETROS
CANTIDAD		UND	1
REFRIGERANTE		TIP	R-410 <sup>a</sup>
CIRCUITOS		UND	1
CAPACIDAD TOTAL		Btu/h	108.700
DIAMETRO		DIAM	20"
FLUJO		CFM	800
CONDICIONES DE ENTRADA			91 °F, 78%
CONDICIONES DE SALIDA			45 °F, 100%
No. DE VENTILADORES		No.	1
VOLTAJE DE OPERACIÓN		V	220
FRECUENCIA		Hz	60

FASES	PH	1
POTENCIA NO MENOR	HP	¼
COMPRESOR x1	TIPO	SCROLL
RLA	A	16.5
LRA	A	76.5
LINEA DE LIQUIDO	PULG.	3/8
LINEA DE SUCCION	PULG.	¾
UNIDAD CONDENSADORA		
REFRIGERANTE		R - 410 <sup>a</sup>
TEMPERATURA DEL AIRE DE ENTRADA		95 °F
CAPACIDAD TOTAL (Btu / Hr)		108.621
TIPO DE UNIDAD		VERTICAL

Fuente: autor.

### 7.8.2. Unidad Condensadora Enfriada Por Aire

Las unidades condensadores enfriadas por aire, para trabajo a la intemperie, con serpentín de condensación, estarán equipadas con todos los componentes ensamblados en una base común, incluyendo compresor, condensador enfriado por aire, ventilador, válvula de carga, indicador de humedad y líquido, válvulas de servicio, controles de baja y alta instalados de fábrica.

Fabricadas en lámina de acero calibre 16, con todas las superficies exteriores tratadas con pintura que la proteja de la intemperie, ventilador de condensación de tipo axial con descarga vertical, compresor recíprocante o scroll, montado sobre cauchos, con controles alambrados de fábrica y acceso para mantenimiento, montados en un tablero que incluya los arrancadores para el compresor, motor del condensador y motor de la unidad manejadora; retardador de tiempo para el compresor, transformador a 24 voltios, fusibles y capacitores.

## 7.9. ESTIMADO DE COSTOS DE LA PROPUESTA

La tabla 21 muestra los 17 componentes necesarios para montar el sistema de acondicionamiento. El aire acondicionado seleccionado es del tipo todo aire (air pack), marca Trane, que se consigue localmente con el mayor valor de EER (*energyefficiency ratio*) o relación de eficiencia que indica los Btu / hr por cada vatio de energía eléctrica consumida de valor 15.2 para capacidad de 10 toneladas.

Las marcas consideradas fueron: equipos York, equipos Trane y equipos carrier. Todos estos equipos funcionan con refrigerante ecológico R 410<sup>a</sup>. El mismo Solo contiene flúor en su composición química, por lo que no contribuye a la reducción de la capa de ozono y por ello se utiliza ampliamente, ya que refrigerantes como el R22 ha sido eliminado para el año 2020. Sin embargo, este producto tiene un alto índice GWP (efecto invernadero), con potencia de 1725 veces el del dióxido de carbono, que es similar al del gas R22, aunque el manejo normalmente es en estado líquido y puede reciclarse para nuevos usos si no se contamina con residuos de daños previos en el sistema.

Tabla 21. Consolidado de costos para componentes del sistema de acondicionamiento propuesto

ITEM	DESCRIPCION	OBRA		VALOR	VALOR
		UND	CANT	UNITARIO	TOTAL
1	AIRE ACONDICIONADO TIPO ESPECIAL				
2	AIRE CENTRAL TIPO AIR PACK DE 10 TR COMPLETO CON FILTRO TIPO HEPA DE 35%, 65%,95% Y 99.99% CON LUCES ULTRAVIOLETA EN LA MANEJADORA	1	1	70.000.000	70.000.000
3	DISEÑO Y CONTRUCCION DE DUCTOS EN LAMINA GALVANIZADA CALIBRE 24 CON UNION EN CORREDERA	MT <sup>2</sup>	65	50.000	3.250.000
4	AISLAMIENTO TERMICO PARA DUCTOS CON DUGRAF	MT <sup>2</sup>	70	35.000	2.450.000
5	REJILLA DIFUSORA CON DAMPER (4 VIAS). BLANCO 12"X 12"		1	45.000	45.000
6	REJILLA DIFUSORA CON DAMPER (4 VIAS). BLANCO DE 16"X 16"		1	80.000	80.000
7	REJILLAS DE RETORNO DE 14"X 6"	UND	1	40.000	40.000
8	REJILLA DIFUSORA CON DAMPER (4 VIAS) PARA TOMA DE AIRE EXTERNO DE 34 x 6"	UND	1	70.000	70.000
9	REJILLA DE EXTRACCION 14"X 14" BLANCO LINEAL	UND	1	30.000	30.000
10	TUBERIA DE COBRE DE 7/8"	MTS	16	17.000	272.000
11	TUBERIA DE COBRE DE 1/2"	MTS	16	10.000	160.000
12	AISLAMIENTO PARA TUBERIAS RUBATEX DE 7/8"	UND	9	5.000	45.000
13	TERMOSTATO DIGITAL	UND	2	250.000	500.000
14	SENSOR PARA DETECTAR PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO	UND	1	150.000	150.000
15	CONTROL DE DESHUMIDIFICACION	UND	1	350.000	350.000
16	RESISTENCIAS A LA SALIDA DE MANEJADORA DE 300 WATTS	UND	2	40.000	80.000
17	PIMPINA DE REFRIGERANTE 410 <sub>a</sub>	UND	1	450.000	450.000
GRAN TOTAL					77.972.000

Fuente: autor.

## **CONCLUSIONES**

Se ha detallado una propuesta para la implantación de un sistema de acondicionamiento de aire en la empresa QUIMOSALUD LTDA, que satisface la norma sanitaria ISO 7. Se ha definido un equipo que cumple las condiciones de temperatura y humedad del local, mediante un control del enfriamiento y la deshumectación, de manera simultánea. No se propone usar ruedas desecantes, porque el equipo debe operar de manera continua día a día durante la mayor parte del año y el mantenimiento que requiere esta opción no brinda la disponibilidad continua requerida.

El costo de la propuesta es de 77.972.000 (setenta y siete millones novecientos setenta y dos mil pesos C.O.P), valor comparado con una propuesta de otra empresa de climatización por 120 millones de pesos, evidencia un ahorro neto de 40 millones de pesos, para brindar las mismas condiciones operativas.

La solución garantiza que las condiciones de presión establecidas, impiden la contaminación del local mientras el equipo este encendido, esto mediante tener presión positiva en la esclusa y negativa en la sala biológica, con lo que flujo de contaminantes y tóxicos queda controlado de manera permanente. Por esta razón el apagado del equipo debe justificarse y el local usarse solo cuando se midan las condiciones ambientales y se cumplan con los estándares requeridos.

El diseño de ductería fue realizado con el software llamado ductulador de la empresa TRAIN. Esta herramienta permite seleccionar un valor constante de pérdidas de presión de fricción por unidad de longitud, para todas las secciones de ducto del sistema, simulando por prueba y error, valores de rango aceptados por la práctica, hasta tener valores de la velocidad máxima permisible en el ducto principal que sale del ventilador (es un dato de entrada al programa), para evitar demasiado ruido y minimizar el tamaño del ducto. El diseño de los ductos de suministro, retorno y extracción se realiza separadamente, acoplados por el balance de flujos que deben manejar.

Mantener la presurización apropiada en cada local requerido, es importante para mantener la limpieza en el cuarto limpio y como regla práctica estimar el tiempo de recuperación el cual se encuentra por debajo del valor máximo estipulado por la norma. El tiempo de recuperación del laboratorio biológico y esclusa de aire es de 2.5 minutos. La mayoría de los cuartos limpios deben recuperarse desde la parada, en menos de 10 min si son diseñados apropiadamente. Tomando como base la norma UNE-EN ISO 14644-1:2000 y desde un punto de vista preventivo frente a la contaminación en laboratorios, por lo que el diseño cumple los requisitos impuestos de tiempo de recuperación.

La ventilación del local es de flujo de aire multidireccional, especificado en la norma ISO 14644 - 4 de la ASHRAE, que trata de diluir la contaminación del aire, mediante la aportación de aire limpio. Esta herramienta permite mantener unas condiciones de trabajo seguras y saludables, reduciendo o eliminando los contaminantes ambientales generados en el lugar de trabajo. Se debe diseñar un sistema que permita el flujo de aire sin obstrucciones a su paso, que impidan

el barrido de las partículas en el aire desde el suministro hasta la salida del mismo.

El mejor lugar para controlar partículas es el punto donde estas se generan. Del análisis previo, cabe destacar que el modo más efectivo de controlar la calidad del cuarto limpio es minimizar la generación interna derivada de equipos y personas y suplir aire con filtración HEPA, para limitar la cuenta real de partículas al límite especificado por un particular estándar ISO.

## BIBLIOGRAFÍA

- Áreas Limpias (Áreas Estériles). TECNO INGENIERÍA HVAC S.A. – Laboratory&PharmaceuticalSolutions. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <[http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmacuticos/es/Informacion/Fundamentos\\_Areas\\_Limpias/151/Áreas\\_Limpias\\_\(Áreas\\_Estériles\).htm](http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmacuticos/es/Informacion/Fundamentos_Areas_Limpias/151/Áreas_Limpias_(Áreas_Estériles).htm)>
- Clases de Áreas Limpias. TECNO INGENIERÍA HVAC S.A. – Laboratory&PharmaceuticalSolutions. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <[http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmacuticos/es/Informacion/Fundamentos\\_Areas\\_Limpias/152/Clases\\_de\\_Áreas\\_Limpias.htm](http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmacuticos/es/Informacion/Fundamentos_Areas_Limpias/152/Clases_de_Áreas_Limpias.htm)>
- Climatizador. WIKIPEDIA. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <<http://es.wikipedia.org/wiki/Climatizador>>
- Consideraciones para el diseño de Áreas Limpias. TECNO INGENIERÍA HVAC S.A. – Laboratory&PharmaceuticalSolutions. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet:

- <[http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos\\_Areas\\_Limpias/153/Consideraciones\\_para\\_el\\_diseño\\_de\\_Áreas\\_Limpias.htm](http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos_Areas_Limpias/153/Consideraciones_para_el_diseño_de_Áreas_Limpias.htm)>
- Control de particulado. TECNO INGENIERÍA HVAC S.A. – Laboratory&PharmaceuticalSolutions. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <[http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos\\_Areas\\_Limpias/154/Control\\_de\\_particulado.htm](http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos_Areas_Limpias/154/Control_de_particulado.htm)>
  - Filtración de Áreas Limpias. TECNO INGENIERÍA HVAC S.A. – Laboratory&PharmaceuticalSolutions. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <[http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos\\_Areas\\_Limpias/155/Filtración\\_de\\_Áreas\\_Limpias.htm](http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos_Areas_Limpias/155/Filtración_de_Áreas_Limpias.htm)>
  - Filtros HEPA. APPLAN FUTURE. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <[http://www.applanfuture.com/info\\_applan.php?titulo=FILTROS%20HEPA](http://www.applanfuture.com/info_applan.php?titulo=FILTROS%20HEPA)>
  - Flujos de Aire de Áreas Limpias. TECNO INGENIERÍA HVAC S.A. – Laboratory&PharmaceuticalSolutions. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <[http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos\\_Areas\\_Limpias/156/Flujos\\_de\\_Aire\\_de\\_Áreas\\_Limpias.htm](http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos_Areas_Limpias/156/Flujos_de_Aire_de_Áreas_Limpias.htm)>

- <http://www.utp.edu.co/php/revistas/ScientiaEtTechnica/docsFTP/8545127-132.pdf> - Scientia et Technica Año XII, No 31, Agosto de 2006 UTP. ISSN 0122-1701
  
- Sistemas y Controles. TECNO INGENIERÍA HVAC S.A. – Laboratory&PharmaceuticalSolutions. En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <[http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos\\_Areas\\_Limpias/158/Sistemas\\_y\\_Controls.htm](http://www.tecnoingenieria.com.ar/proyectos-farmaceuticos/es/Informacion/Fundamentos_Areas_Limpias/158/Sistemas_y_Controls.htm)>
  
- Ventiladores radiales (centrífugos). En: Página web versión HTML [citado 23 de febrero del 2011]. Disponible en internet: <<http://www.extractores.com.mx/centrifugos.htm>>

# **ANEXOS**

## CRONOGRAMA

ACTIVIDADES	Meses											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Recopilación de la información sobre las áreas limpias, manejadora de aire, ductos y normas que la regulan												
Estudio de carga térmica												
Sistematización de la información recopilada												
Análisis detallado de las condiciones de la sala en interiores como en exteriores.												
Estimación de la carga térmica												
Selección de los componentes de la manejadora y de los materiales para la construcción del sistema												
Selección de ductos												
Selección de filtros de aire												
Instalación del sistema y verificación de su funcionamiento												
Cálculos de caída de presión en los ductos												
Correcciones												
Análisis y redacción de la información arrojada por el sistema												
Presentación de resultados												

## PRESUPUESTO

Concepto	Cantidad	Valor unitario	Contrapartida UAC	Financiado estudiante			
Transporte			\$ -	\$ 600.000			
Resma de papel	1		\$ -	\$ 10.000			
Impresora	1		\$ -	\$ 50.000			
Software utilizado	1	\$ 2.000.000	\$ 2.000.000	\$ -			
Implementos de medición		\$ 600.000	\$ -	\$ 600.000			
Computador portátil			\$ 1.200.000	\$ -			
Imprevistos y otros gastos				\$ 200.000			
			\$ 3.200.000	\$ 1.460.000			
			<b>TOTAL</b>	\$ 4.660.000			
<b>personal</b>							
Nombre	Función en el proyecto	Tipo de vinculación	Dedicación hora / semana	Entidad	Contrapartida UAC	Financiado	Total
ing. Antonio Saltarin	Dirección del proyecto, coordinación de actividades, revisión de informes y entregables.	por contrato	4	Universidad Autónoma del Caribe	8400000		8400000
John Garcia Theran	Realización de experimentos, recopilación de información experimental y bibliográfica.	por contrato	12	Universidad Autónoma del Caribe		4200000	4200000
						<b>TOTAL</b>	12600000
<b>Totales</b>							\$ 17.260.000

## VENTILADORES

El ventilador es el elemento mecánico que debe generar el caudal y alcanzar la presión estática necesarios para hacer circular el aire acondicionado, de recirculación o extracción por la red de ductos a través de la instalación. Aunque es cierto que los ventiladores axiales son los que generan mayor caudal de aire, su configuración física y bajo torque los deja por debajo de los ventiladores centrífugos (a veces llamados sirocos) cuya mayor presión estática los convierte en los ideales para este tipo de equipos, ya que el aire debe circular fluidamente a través de los filtros, baterías de frío y calor y redes de ductos hasta los distintos difusores del sistema. La figura 1 muestra estos tipos de ventiladores

**Figura 1.** Ventilador Axial y Ventilador centrífugo.



## Ventiladores Radiales (centrífugos).

En los ventiladores centrífugos la trayectoria del fluido sigue la dirección del eje del rodete a la entrada y está perpendicular al mismo a la salida. Si el aire a la salida se recoge perimetralmente en una voluta, entonces se dice que el ventilador es de voluta. Estos ventiladores tienen tres tipos básicos de rodetes:

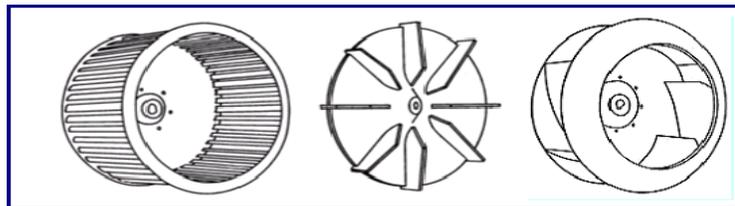
- álabes curvados hacia adelante.
- álabes rectos.
- álabes inclinados hacia atrás/curvados hacia atrás.

Los ventiladores de álabes curvados hacia adelante (también se llaman de jaula de ardilla) tienen una hélice o rodete con las álabes curvadas en el mismo sentido que la dirección de giro. Estos ventiladores necesitan poco espacio, baja velocidad periférica y son silenciosos. Se utilizan cuando la presión estática necesaria es de baja a media, tal como la que se encuentran en los sistemas de calefacción, aire acondicionado o renovación de aire, etc. No es recomendable utilizar este tipo de ventilador con aire polvoriento, ya que las partículas se adhieren a los pequeños álabes curvados y pueden provocar el desequilibrio del rodete.

Estos ventiladores tienen un rendimiento bajo fuera del punto de proyecto. Además, como su característica de potencia absorbida crece rápidamente con

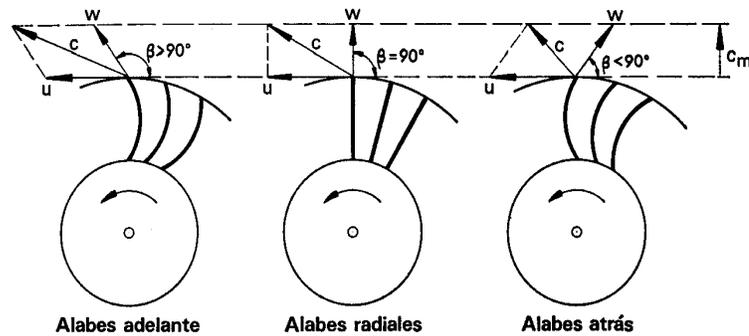
el caudal, ha de tenerse mucho cuidado con el cálculo de la presión necesaria en la instalación para no sobrecargarlo. En general son bastante inestables funcionando en paralelo vista su característica caudal-presión. La figura 2 muestra los tipos de alabes para este tipo.

**Figura 2.** Ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia delante, radiales y atrás.



Los ventiladores centrífugos radiales tienen el rodete con los álabes dispuestas en forma radial. La carcasa está diseñada de forma que a la entrada y a la salida se alcanza velocidades de transporte de materiales. Existen una gran variedad de diseños de rodetes que van desde los de "alta eficacia con poco material" hasta los de "alta resistencia a impacto". La disposición radial de los álabes evita la acumulación de materiales sobre las mismas. Este tipo de ventilador es el comúnmente utilizado en las instalaciones de extracción localizada en las que el aire contaminado con partículas debe circular a través del ventilador. En este tipo de ventiladores la velocidad periférica es media y se puede utilizar en muchos sistemas de extracción localizada y puede circular aire sucio o limpio. La figura 3 muestra los triángulos de velocidades para estos rodetes según el tipo de alabe para una misma velocidad meridiana  $C_m$ .

**Figura 3.** Triángulos de velocidades a la salida para los distintos rodets centrífugos.

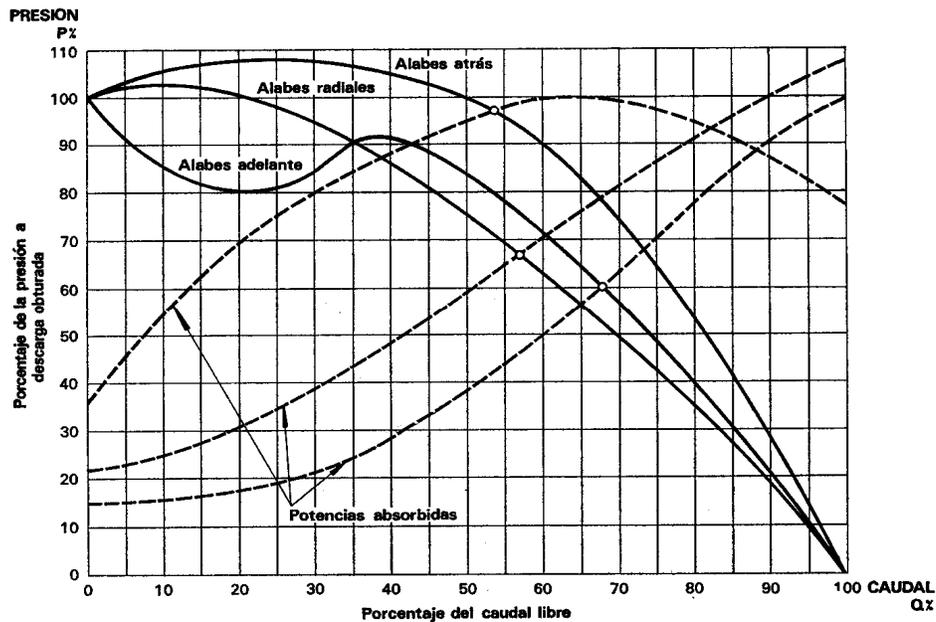


Los ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia atrás tienen un rodete con los álabes inclinados en sentido contrario al de rotación. Este tipo de ventilador es el de mayor velocidad periférica y mayor rendimiento con un nivel sonoro relativamente bajo y una característica de consumo de energía del tipo "no sobrecargable". En un ventilador "no sobrecargable", el consumo máximo de energía se produce en un punto próximo al de rendimiento óptimo de forma que cualquier cambio a partir de este punto debido a cambios de la resistencia del sistema resultará en un consumo de energía menor. La forma de los álabes condiciona la acumulación de materiales sobre ellas, de forma que el uso de estos ventiladores debe limitarse como se indica a continuación:

**Álabes de espesor uniforme:** Los álabes macizos permiten el trabajo con aire ligeramente sucio o húmedo. No debe emplearse con aire conteniendo materiales sólidos ya que tienen tendencia a acumularse en la parte posterior de los álabes.

**Álabes de ala portante:** Las álabes de ala portante permiten mayores rendimientos y una operación más silenciosa. Los álabes huecos se erosionan rápidamente y se pueden llenar de líquido si la humedad es alta, por ello su uso queda limitado a aplicaciones en las que se manipule aire limpio. La figura 4 muestra las curvas de presión versus caudal para este tipo de alabes. Las curvas con puntos de inflexión presentan zonas de inestabilidad operacional a tener en cuenta.

**Figura 4.** Curvas características relativas para ventiladores centrífugos.



No se observa en la figura, pero las características de “álabes adelante” pasan por encima de las otras dos en valor absoluto.

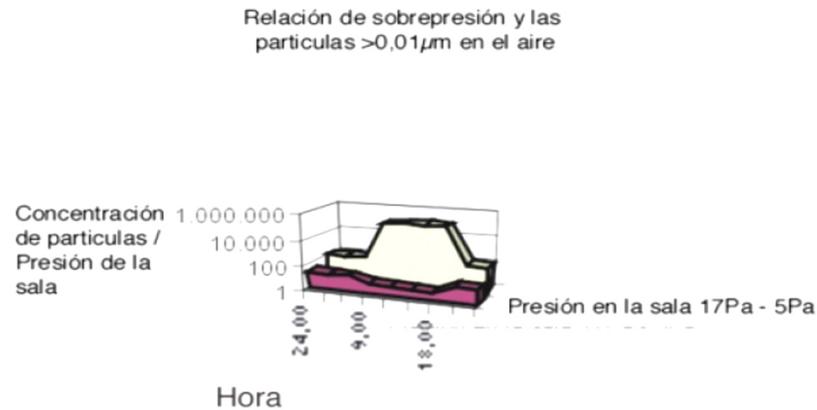
## **CONTROL DE LA PRESION DE LOCALES.**

Los cuartos en una instalación limpia deben mantenerse a presiones estáticas superiores o mayores a la atmosférica para prevenir infiltración por viento.

Presiones diferenciales positivas deben mantenerse entre los cuartos para asegurar los flujos de aire desde el espacio más limpio al espacio menos limpio.

La única excepción para utilizar una presión diferencial negativa es cuando se está lidiando con materiales específicos donde las agencias gubernamentales requieren que el cuarto este a una presión negativa. Para comprender las razones por las que es tan importante controlar la presión en la sala, podemos referirnos al gráfico que se muestra a continuación en el que la presión en la sala se compara con la concentración de partículas; en el período diurno, la sobrepresión es menor 5 Pa que durante la noche, que es, aproximadamente, 17 Pa, creando un valor de partículas 1.000 veces superior ( $\phi \geq 0,01$  (m) (experiencia presentada por Donald L. Tolliver de Motorola, en el Simposio R3 celebrado en 1989).

**Figura 1.** Relación de la sobrepresión y la concentración de las partículas mayores a  $0.01 \mu\text{m}$  en el aire.



En términos generales, una diferencia de presión entre una sala limpia y el aire ambiente de 12.5 Pa es suficiente para eliminar la migración de partículas. Cuando hay dos espacios contiguos, el espacio que deba ser más limpio tiene que mantenerse a una diferencia de presión aproximada de 12.5 Pa con respecto a la zona contigua; análogos incrementos de diferencia de presión son aplicables a cada una de las salas sucesivas. El máximo valor de presión estática debe ser 45 Pa para evitar problemas mecánicos con la estructura de obra civil (falsos techos y resistencia de las paredes divisorias). La alta presión puede crear también ruido cuando se producen fugas de aire a alta velocidad en la sala limpia a través de muchas pequeñas aberturas. El gradiente de presión en exceso de 25 Pa puede dificultar la apertura y cierre de las puertas. En caso de dos salas del mismo nivel de limpieza y contiguas, la diferencia de presión podría ser 7 Pa en lugar de 12.5 Pa, situando la sala más crítica a mayor presión que la otra.

En las salas consideradas críticas, se prevé un sistema de control de presión con registros automáticos: esto es necesario cuando se instalan en la vía de evacuación filtros cerrados con la rejilla de retorno/ evacuación.

En caso de manipular un producto tóxico, es necesario considerar un concepto de presión distinto: en lugar de un gradiente de presión desde la sala de inferior clase a las zonas circundantes la EEC-GMP ( buenas prácticas de fabricación de la comunidad europea), dice así en el punto 29: “Debe prestarse particular atención a la protección de la zona de mayor riesgo, es decir, al entorno ambiental inmediato al que están expuestos un producto y los componentes limpios que entran en contacto con él. Las distintas recomendaciones relativas a los suministros de aire y a las diferencias de presión pueden requerir modificación cuando se hace necesario almacenar algunos materiales, por ejemplo, materiales o productos patógenos, muy tóxicos, radiactivos, peligrosos para la salud o bacterianos”.

Los reguladores de presión estática pueden mantener las presiones deseadas en los locales mediante la apertura de dámetros, control de caudal de aire de entrada a los ventiladores, control de ventiladores axiales, palas de ventiladores variables o una combinación de estos para variar la relación entre el aire de inyección y el de extracción. Para proveer control sobre las presiones del local, se deberían minimizar las variaciones de flujo de aire. El flujo de aire de extracción de los locales a través de campanas se debería mantener constante con la operación continua de las mismas con bypass apropiados. En muchos sistemas, la apertura de puertas está protegida con air-locks, y se toman provisiones para compensar las pérdidas por ensuciamiento de filtros y ensuciamiento de los conductos.

La presurización de una sala se realiza equilibrando los caudales de aire de suministro y retorno para que haya una sobrepresión o una infra presión; la diferencia entre los caudales de aire de suministro y retorno constituye la fuga encontrada en la sala. Esta fuga tiene lugar por las puertas, escotillas u otras aberturas (la boca del túnel de esterilización, o aberturas en las cintas transportadoras); se puede estimar el caudal de fugas aplicando la siguiente fórmula:  $Q = A \cdot a\sqrt{Ap}$

Siendo:

- Q: caudal de fuga, m<sup>3</sup>/s
- A: área de fuga, m<sup>2</sup>
- (p: presión diferencial, Pa

Tiempo de Recuperación.

El tiempo de recuperación requerido es inversamente proporcional a la rata de cambio aire. El tiempo de recuperación de una clase superior (digamos desde ISO 8 a ISO 7) puede estimarse usando la siguiente fórmula:

$$t = 2.5 / V$$

Por ejemplo, el tiempo para que un ISO 7, se recupere desde una condición de parada desde un nivel 100000 a un nivel operacional 10.000, asumiendo 30 cambios por hora es aproximadamente 0.083 horas ( $2.5 / 10 \cdot 30$ ), es decir 5 min si la rata de cambio se dobla a 60, se requieren solamente 2.5 min. Si un cuarto

ISO 6 debe recuperarse de una condición ISO 8 con la misma tasa de cambio de aire, se requiere el doble de tiempo. Sin embargo un ISO 6 tiene al menos el doble de cambios de aire y así, el tiempo de recuperación es aproximadamente el mismo.

Es notable que el tiempo de recuperación para un zona ISO 5 es casi instantánea ya que toda la zona está cubierta por suministro de aire libre de partículas y no es un proceso de dilución si no de desplazamiento. Es obvio que la mayoría de los cuartos limpios se pueden recuperar en un tiempo razonablemente corto.