



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN
INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO
PARA CUARTOS LIMPIOS CLASE 100 CON BASE EN
LAS CARACTERÍSTICAS BIOCLIMÁTICAS Y
UN SISTEMA DIVIDIDO**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA

ENERGÍA - DISEÑO BIOCLIMÁTICO EN EDIFICACIONES

P R E S E N T A :

AGUSTÍN TORRES RODRÍGUEZ



TUTOR:

DAVID MORILLÓN GÁLVEZ

2008



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO

Presidente: Dra. Sheinbaum Pardo Claudia

Secretario: Dr. Morillón Gálvez David

Vocal: Dr. Reinking Cejudo Arturo Guillermo

1^{er}. Suplente: Ing. Sánchez Cifuentes Augusto

2^{do}. Suplente: Dr. Álvarez Watkins Pablo

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

México, Distrito Federal

TUTOR DE TESIS:

DR. DAVID MORILLÓN GÁLVEZ

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

En este breve espacio tengo la dicha de agradecer a la Universidad Nacional Autónoma de México, a mis padres y profesores sin los que no hubiera sido posible lograr la realización de este trabajo.

Agradezco a la Universidad Nacional Autónoma de México quien en sus aulas me dio la oportunidad de cursar mis estudios de maestría.

Quisiera agradecer a mis padres Agustín Torres López y a mi madre María Inés Rodríguez, que con su apoyo me han impulsado a terminar este trabajo de tesis. Quisiera mencionar a mis hermanos Javier, Armando y Mauricio quienes me han motivado día con día a continuar con mis estudios.

Agradezco al Dr. David Morillón quién con sus conocimientos y guía me dirigieron por el camino de la ciencia, ¡gracias, muchísimas gracias Dr. David!

Quisiera agradecerle también a la Dra. Claudia Sheinbaum, al Dr. Arturo Reinking, al Ing. Augusto Sánchez y al Dr. Pablo Álvarez, quienes con sus conocimientos enriquecieron este trabajo.

Finalmente quisiera agradecerle a mi amigo Iván Oropeza Pérez quien con sus conocimientos contribuyo a completar mi trabajo de tesis, gracias querido amigo.

Quisiera finalizar este apartado de agradecimientos con breve fragmento de la canción cantares de Antonio Machado:

“Caminante, son tus huellas
el camino y nada más;
caminante, no hay camino,
se hace camino al andar”

ÍNDICE

● RESUMEN	iv
● ABSTRACT	vi
● INTRODUCCIÓN	1
● CAPÍTULO I. ANTECEDENTES	6
1.1 Sistema de enfriamiento en edificios	6
1.2 Sistemas de enfriamiento híbridos (convencional y pasivo)	8
1.3 Sistemas de enfriamiento para cuarto limpio	18
● CAPÍTULO II. ENFRIAMIENTO DE EDIFICIOS	28
2.1 Repercusiones energéticas por el uso de sistemas activos de enfriamiento en edificios en México	28
2.2 Enfriamiento convencional	29
2.3 Cuarto limpio	34
2.3.1 Sistemas de enfriamiento para cuarto limpio	35
2.3.2 Clasificación de cuarto limpio según su clase	37
2.3.3 Condiciones de flujo, filtrado y presión del aire	40
2.3.4 Materiales de construcción y acabado de superficies para cuarto limpio	49
2.4 Diseño bioclimático: sistemas pasivos	56
● CAPÍTULO III. METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	69
● CAPÍTULO IV: ESTUDIO DE CASO: EDIFICIO CON CUARTO LIMPIO UBICADO EN ECATEPEC, ESTADO DE MÉXICO	92
4.1 Criterios de diseño bioclimático	93
4.2 Diseño de capacidad del equipo	112
4.3 Diseño de la unidad dividida	117

● CAPÍTULO V. BENEFICIOS ESTIMADOS; TÉRMICOS, ENERGÉTICOS, ECONÓMICOS Y AMBIENTALES DEL EDIFICIO CON DISEÑO BIOCLIMÁTICO Y LA UNIDAD DIVIDIDA	140
5.1 Beneficios térmicos	140
5.2 Beneficios energéticos	143
5.3 Beneficios económicos	147
5.4 Beneficios ambientales	153
● CONCLUSIONES	155
● ANEXOS	157
ANEXO A: Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por compresión de vapor del sistema de enfriamiento de la unidad dividida	157
ANEXO B: Análisis térmico del techo edificio con y sin techo verde	159
ANEXO C: Diseño del humidificador	162
ANEXO D: Cálculo de la caída de presión en el serpentín de enfriamiento y en la unidad de prefiltrado y filtrado del aire.	166
ANEXO E: Diseño del serpentín condensador y selección de su ventilador	167
ANEXO F: Planos del diseño del sistema de enfriamiento tipo dividido	174
F.1 Unidad manejadora de aire	174
F.2 Humidificador	175
F.3 Unidad condensadora	176
ANEXO G: Mejoras en manejo y operación del sistema dividido de enfriamiento	177
ANEXO H: Planos arquitectónicos de la vista en planta de la azotea del edificio con sus dos niveles (con techo verde y el sistema de enfriamiento dividido)	179
● BIBLIOGRAFÍA	181
● LISTADO DE TABLAS	190
● LISTADO DE FIGURAS	193
● NOMENCLATURA	199

RESUMEN

El punto de partida del trabajo inicia con la descripción de los sistemas de enfriamiento para cuarto limpio en el mundo y en México. También se presentan los sistemas de enfriamiento convencionales y bioclimáticos para edificios. Los sistemas de enfriamiento convencionales se dividen en sistemas todo aire, todo agua, aire-agua y todo refrigerante. Los sistemas de enfriamiento para cuarto limpio se dividen en sistemas de flujo turbulento, con circulación directa, con flujo laminar vertical y con módulos. Se define el concepto de cuarto limpio. Posteriormente en el apartado de diseño bioclimático se mencionan los factores a considerar de la localización del edificio, como las condiciones climáticas y los tipos de sistemas pasivos de enfriamiento requeridos. Estos últimos serán sistemas de enfriamiento directo, indirecto o aislado. De esta manera los edificios que cuentan con cuarto limpio, además de tener sistemas de enfriamiento de tipo dividido, deben considerar estrategias bioclimáticas que les permitan reducir sus demandas de enfriamiento y en consecuencia de energía eléctrica. Estos sistemas de enfriamiento divididos deberán suministrar un flujo de aire con parámetros de presión, temperatura, humedad y filtrado del aire estrictos, según la norma Oficial Mexicana 059-SSA-1993. Tales como 0.05 cm de columna de agua entre áreas asépticas, 18-23° C, 30-60% de humedad relativa y 3,530 partículas de 0.5 micras de diámetro por cada metro cúbico de aire, para que se tenga un cuarto limpio clase 100. Para ayudar a favorecer el predominio de estas condiciones dentro del cuarto limpio y su limpieza, se hace necesaria la utilización de ciertos materiales de construcción.

Para ello, se describen las características de construcción y acabado de las superficies del edificio tales como: techo, paredes, piso y puertas, que deben predominar dentro del cuarto limpio. También se describen las condiciones de flujo, filtrado y presión del aire y se hace mención de los cuatro tipos principales de sistemas de enfriamiento comerciales convencionales, aplicados a cuarto limpio clase 100.

En el apartado de diseño bioclimático, se describen las estrategias bioclimáticas requeridas para enfriar edificios. Se presenta la metodología propuesta para diseñar el sistema de enfriamiento híbrido del edificio, la metodología en una primera parte; se realiza un estudio del bioclima y se diseña el control solar del edificio, el cual se complementa con el diseño del sistema de enfriamiento pasivo como el techo verde. La segunda parte consiste en describir la metodología que permite diseñar el sistema de enfriamiento mecánico: integrado por una unidad manejadora de aire y una unidad condensadora. También se muestra la validación de la metodología mediante un estudio de caso.

Se efectúa un análisis del bioclima del municipio de Ecatepec de Morelos, en el Estado de México, el cual aunque tiene un clima templado tiene una temperatura de hasta 27° C y una humedad relativa de hasta el 25%, aquí se localiza el edificio en estudio. Este análisis será utilizado como base para diseñar la capacidad del equipo y la unidad dividida, que será el encargado de mantener las condiciones de presión, temperatura, humedad relativa y el filtrado de aire del cuarto limpio. Se evalúan los beneficios que se tienen al aplicar el control solar, la iluminación natural y la unidad dividida de enfriamiento en el edificio, contra la demanda energética que se tiene en un edificio que no considera el diseño bioclimático, y que además utiliza un sistema de enfriamiento convencional en el cuarto limpio.

Se realizó una estimación comparativa de los beneficios térmicos, energéticos, económicos y ambientales entre un edificio sin diseño bioclimático y con sistema de enfriamiento comercial, y un edificio con diseño bioclimático y el sistema de enfriamiento propuesto.

Los resultados obtenidos muestran que el edificio con diseño bioclimático y el sistema de enfriamiento propuesto en este trabajo tiene una disminución del 1.5 % de las ganancias de calor. Lo que representa un ahorro de energía eléctrica anual de 18,133.20 kWh. En la parte económica se tiene un ahorro anual de \$ 97, 849.00 en el edificio bioclimático y se dejarían de emitir 19,899.60 kg de CO₂ /anuales a la atmósfera.

Cabe hacer mención que el sistema de aire acondicionado propuesto parte de conocer las condiciones climáticas del lugar, lo que sirve de base para conocer la capacidad real del sistema de enfriamiento, y mediante un análisis y aplicación de estrategias bioclimáticas se reduce su capacidad de enfriamiento en la zona de cuarto limpio del edificio. La gran mayoría de los edificios con cuarto limpio en el mundo no consideran aplicar el diseño bioclimático y sólo toman en cuenta utilizar iluminación artificial con lámparas ahorradoras de energía. Sus sistemas de enfriamiento son diseñados en base a condiciones climáticas estándar, tomadas muchas veces de las tablas publicadas por la Sociedad Americana de Ingenieros en Refrigeración, Calefacción y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés) por lo que sus consumos de energía son muy elevados. El sistema de enfriamiento dividido se diseñó con base en una metodología propia a partir de las consideraciones climáticas del lugar, y tomando en cuenta las condiciones estrictas que deben prevalecer dentro del cuarto limpio.

La capacidad de la unidad dividida fue calculada con base en estas condiciones y los elementos mecánicos, aunque existen en forma comercial; la unidad en su conjunto no se tiene ni en el mercado nacional ni el en mercado internacional.

Finalmente, cabe resaltar que este trabajo sienta las bases para realizar innovación tecnológica en materia de sistemas de enfriamiento activos al considerar el diseño bioclimático aplicado a edificios con cuarto limpio, cosa que anteriormente no se había realizado en México.

ABSTRACT

The present thesis' starting point is a description of clean-room cooling systems both in Mexico and around the world. Conventional and bioclimatic cooling systems for buildings are also introduced in this document. Conventional cooling systems are divided in: all-air, all-water, water-air, and all-cooling systems. Clean-room cooling systems are divided in turbulent flow, direct flow, vertical laminar flow, and modules systems. The clean-room concept is also defined in this thesis. Further in the text, in the Bioclimatic Design Section, factors to be considered regarding building location, such as whether conditions and the required passive-cooling systems. The latter will be either direct, indirect or isolated-cooling systems. In such a way, clean-room buildings, in addition to having divided cooling systems, must be provided with systems which will not only allow them to reduce their cooling demands, but, consequently, their energy consumption. Such divided cooling systems will have to provide an air flow with strict air pressure, temperature, moisture, and filtering parameters operating under conditions as those parameters described in Official Mexican Standard 059-SSA-1993. Such as 0.05 cm water column between aseptic areas, 18-23° C, 30-60% relative moisture, and 3,530 particles of point-five microns in diameter per cubic meter of air, so that a Class 100 clean room is obtained. In order to assist the preponderance of these conditions in the clean room and to facilitate its cleanliness, certain construction materials are required.

Therefore, construction and finish characteristics of the building surfaces –roof, walls, floor, and doors to be predominant in the clean room- are described. Flow, filtering, and pressure conditions are also described; and the four main types of commercial cooling systems for Class 100 clean room are mentioned in the present document.

In the Section assigned to Bioclimatic Design, bioclimatic strategies required for the cooling of buildings are described. There's also the introduction of a proposed methodology to be used in designing the hybrid cooling system of the building in a first section. A thorough study of the bioclimatic conditions is carried out and the solar control of the building is designed, which is complemented with the design of the passive cooling system, such as the green roof. The second part consists of a description of the methodology which allows the design of the mechanical cooling system, integrated by an air-management unit and a condensing unit; a study case is presented so as to validate the methodology mentioned above.

An analysis of the bioclimatic conditions of the municipality of Ecatepec de Morelos, located in Mexico State is conducted. This municipality's weather, though warm, has a temperature of up to 27° C, and a relative moisture of up to 25 %, here it is located the building in study. This analysis will be then used as a base to design the equipment's capacity and the divided unit, which will be in charge of keeping the pressure, temperature, relative moisture and filtering conditions in the

clean room. There's an assessment of the benefits resulting from using solar control, natural lighting and the divided cooling unit in the building, against the energy demand from a building which is not bioclimatic in design and which also uses a conventional clean-room cooling system.

A comparative estimate of the temperature, energy, economic, and environmental benefits between: a building with no bioclimatic design and a commercial cooling system, and one with a bioclimatic design and the proposed cooling system, was conducted.

The results of such estimate show that the latter has a 1.5 % decrease in heat gain, which represents a 18,133.20 kWh saving in energy a year. Regarding money, there's a \$ 97, 849.00 saving a year; and a total of 19,899.60 kg of CO₂ would not be sent into the atmosphere every year.

It is important to mention that the proposed air conditioning system comes from knowing the climatic conditions of the place, which enables us to know the real capacity of the cooling system; hence, through analysis and application of bioclimatic strategies, the cooling capacity in the clean-room area of the building is reduced. Most of the buildings with clean-room facilities around the world do not consider using bioclimatic design and go for artificial lighting with energy-saving lamps only. These buildings' cooling systems are designed based solely on standard climatic conditions, more likely taken from the charts –tables- published by the ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers); thus, their energy consumption is high. The divided cooling system was designed based on a methodology whose starting line is the climatic consideration of the place, taking into account the strict conditions which must prevail in the clean room.

The capacity of the divided unit was calculated based on such conditions and the mechanical elements, though they exist in a commercial way; the unit in its whole is not available in either the national or international markets.

Finally, it is important to highlight the fact that the present document sets the bases for technological breakthrough in matters of active cooling systems by considering bioclimatic design applied to clean-room buildings. Such area had not been in explored in Mexico.

INTRODUCCION

Los sistemas de enfriamiento mecánicos en conjunto con la iluminación y los elevadores, son parte esencial de la demanda de energía eléctrica en los grandes edificios. Los consumos eléctricos por utilizar sistemas de enfriamiento en algunos edificios de la ciudad de México oscilan entre un 76 y 78% de los consumos totales de energía eléctrica, según lo reportado por Vacio (2002). La otra parte la constituyen los electrodomésticos, si el edificio es para uso residencial, o bien los sistemas de cómputo y de copiado; si el edificio es para uso de oficinas. Estas demandas de energía se incrementan en los edificios que tienen cuarto limpio, pues éstos laboran las 24 horas del día durante los 365 días del año, y como consecuencia, se incrementa el uso de los sistemas de enfriamiento activos (aire acondicionado). Partiendo de la definición de cuarto limpio, éste es un cuarto, en el cual la concentración de partículas en el aire es mínima, controlada, y está construido de manera que se minimiza la introducción, generación y retención de partículas. Entre los parámetros de control se tienen la temperatura, la humedad y la presión (ISO 14644-1). Aunque los antecedentes de su diseño térmico y arquitectónico tienen más de 100 años, y están basados en el control de infecciones hospitalarias, la necesidad de contar con un medio ambiente limpio lo ha convertido en un requerimiento para distintas aplicaciones industriales y farmacéuticas. Ejemplos de las aplicaciones industriales de cuarto limpio lo constituyen la fabricación de semiconductores, aparatos electrónicos, lentes y películas fotográficas, en biotecnología, en áreas estériles, aparatos médicos, en la industria alimenticia y en hospitales. Para mantener estas condiciones controladas, se hace necesaria la utilización de sistemas de enfriamiento específicos.

Otro aspecto importante además del sistema de enfriamiento, que contribuye a preservar la condición de cuarto limpio, son los materiales de construcción y acabado de las superficies interiores del mismo, pues estas son parte esencial para dejar circular con fluidez el aire. Cuando el cuarto limpio cae dentro de estas condiciones de control, la norma federal 209E de los Estados Unidos de Norteamérica los clasifica como clase 10, clase 100, clase 1000, clase 10 000 y clase 100 000. Por ejemplo un cuarto limpio clase 100 tiene 100 partículas sólidas de $0.5 \mu\text{m}$ por cada 0.028 m^3 de aire. Se describen los cuatro tipos de sistemas de enfriamiento para cuarto limpio: el de flujo turbulento, de circulación directa, de flujo laminar vertical y con módulos.

En el estudio de caso que se trata en este trabajo, es el de cuarto limpio clase 100. Una vez que se conocen las condiciones que deben prevalecer dentro del cuarto limpio, los tipos de sistemas comerciales de enfriamiento existentes en el mercado y los criterios de diseño bioclimático, se procede a conocer las ganancias de calor del edificio y la capacidad en kW con un sistema activo de enfriamiento. Con base en el diagrama de isorequerimientos¹ de Ecatepec, se diseñaron sistemas pasivos de enfriamiento para el edificio como el control solar, en donde se recomienda, no colocar ventanas con orientación oeste y el techo verde, para contribuir con la disminución de las ganancias de calor en el techo. Se propone utilizar iluminación natural que aporte menos ganancias de calor al edificio, sin que esto afecte los niveles de iluminación. Se realizó un balance térmico para todo un edificio ubicado en Ecatepec, esto con la finalidad de conocer la capacidad de enfriamiento de la unidad dividida que enfriará la zona de cuarto limpio de este edificio.

Para ello se propone una metodología que permite conocer las capacidades de cada elemento mecánico que compone la unidad dividida, estos elementos son: el serpentín de enfriamiento, su ventilador, el sistema de compresores, el deshumidificador y humidificador; todos estos elementos forman parte de la unidad dividida de enfriamiento llamada unidad manejadora de aire, que a su vez estará conectada a una unidad condensadora que está compuesta por un serpentín condensador y un ventilador.

Ésta resultó tener una demanda total de 558.94 kW contra 561.70 kW de un sistema de enfriamiento comercial convencional, debido al diseño de los sistemas pasivos de enfriamiento y la utilización de iluminación natural. Cabe hacer mención que los alcances del presente trabajo proponen el diseño de un sistema de enfriamiento mecánico sin llegar a su construcción.

Un estudio estimativo de los beneficios térmicos, energéticos, económicos y ambientales que tiene el edificio con diseño bioclimático y el sistema de enfriamiento propuesto se realiza resaltando que este edificio tiene una ganancia de calor de 186.1 kWh, comparado con un edificio sin diseño bioclimático y un sistema comercial convencional que tiene una ganancia de calor muy similar a 188.9 kWh.

¹ Diagrama que representa las condiciones de confort, frío y calor durante las 24 horas del día, en cada uno de los meses del año, para el lugar en estudio.

HIPÓTESIS

Demostrar que en el diseño de sistemas de enfriamiento para edificios con cuarto limpio se puede emplear el diseño bioclimático, con la finalidad de disminuir las ganancias de calor en el edificio, y en consecuencia, la demanda eléctrica en el sistema convencional.

¿Se puede diseñar bioclimáticamente para lograr sistemas de enfriamiento híbridos en edificios con cuarto limpio?

¿Un edificio bioclimático con el sistema de enfriamiento propuesto demandaría menos energía eléctrica que un edificio sin diseño bioclimático y un sistema comercial o convencional?

¿Con las estrategias de climatización pasiva como la iluminación natural, el control solar y el techo verde se disminuirían las ganancias de calor de un edificio con cuarto limpio y se ahorraría energía eléctrica en éste?

OBJETIVO

General

Diseñar el sistema de enfriamiento de un edificio que existe, con cuarto limpio (clase 100) a partir de estrategias bioclimáticas para disminuir sus requerimientos de enfriamiento, lo cual también permitirá reducir el consumo de energía eléctrica de una unidad dividida.

Particulares

Estudiar las condiciones climáticas del municipio de Ecatepec de Morelos como son la temperatura, la humedad, la velocidad y dirección del viento y la radiación solar, para realizar la adecuación bioclimática en un edificio, con sistemas pasivos, con la intención de reducir la demanda de enfriamiento convencional.

Con base en el análisis del bioclima de Ecatepec de Morelos, se proponen estrategias de diseño bioclimático y el diseño propio de un sistema de enfriamiento dividido, que satisfaga la demanda de enfriamiento del edificio, y en específico, del cuarto limpio clase 100.

Resaltar la estrecha relación que guardan el diseño bioclimático de edificios con el desarrollo tecnológico de sistemas mecánicos de climatización así como las unidades divididas.

JUSTIFICACIÓN

En la actualidad, según Whyte (2005), el uso de los sistemas de enfriamiento mecánicos instalados en los edificios con cuarto limpio, representan del 65% al 70% de los costos anuales por consumo de energía eléctrica. De ahí la necesidad de utilizar el diseño bioclimático como base para disminuir esta demanda de energía eléctrica. Otro aspecto que se debe tomar en cuenta, es que este tipo de sistemas cuestan 50 veces más que un sistema comercial de enfriamiento, por lo que se hace necesario el desarrollo de nuevas metodologías que tengan como base las consideraciones bioclimáticas para diseñar sistemas más económicos, o bien, de requerimientos menores de energía o demanda.

CAPÍTULO I. ANTECEDENTES

1.1 Sistemas de enfriamiento en edificios.

En la mayoría de los edificios actuales, existe una dependencia alta al uso de la energía. Dentro de los usos que se tienen, se encuentran la iluminación artificial, el aire acondicionado, los elevadores, el bombeo hidrosanitario y hasta las secadoras de ropa que consumen grandes cantidades de electricidad y gas; por lo que en estos grandes edificios el uso de los sistemas de enfriamiento mecánicos, también llamados sistemas activos, representan un porcentaje alto del consumo eléctrico total.

Por otra parte, existen los sistemas pasivos que forman parte de la estructura del edificio, y pueden captar, bloquear, transferir, almacenar o descargar energía en forma natural, y casi siempre autorregulable. Por lo que no dependen del uso de combustibles fósiles o de electricidad. Morillón (1993) clasifica estos sistemas pasivos por la configuración de su estructura, por su género y por los requerimientos de climatización. De acuerdo con los requerimientos de climatización menciona que los sistemas pasivos se pueden clasificar en:

- Control térmico
 - Calentamiento
 - Enfriamiento
- Control de humedad
 - Humidificación
 - Deshumidificación
- Control solar
 - Protección
 - Captación

Para el control térmico se puede emplear un sistema pasivo de enfriamiento como medio para reducir la penetración del calor hacia el interior del edificio. Este sistema pasivo de enfriamiento consiste en cultivar vegetación sobre el techo del edificio, es decir techos verdes.

Esta vegetación actúa como una capa de protección contra la radiación solar, minimizando las ganancias de calor que se tienen dentro del edificio. Minkle (2001) menciona que “la transmisión de calor a través de un techo del exterior al interior puede ser reducida en más del 90% a través de un techo verde”. Y resalta que mediciones realizadas en Alemania en periodos de calor extremo, y con temperaturas de 35° C, la temperatura por debajo de un techo verde nunca excede los 25° C.

Finalmente explica que el efecto de enfriamiento es producido principalmente por el efecto de evaporación y sombra de la vegetación, pero también por su habilidad para reflejar la radiación solar y por el consumo de energía mediante la fotosíntesis y el almacenamiento de calor a través del agua retenida. Los techos verdes en estudio estaban compuestos por 16 cm de tierra cubiertos con césped silvestre. Por otra parte Gedge y Frith (2004) hacen referencia a que “un techo verde no sólo actúa como una barrera aislante, sino también es resultado de una combinación de procesos que suceden en la planta (un proceso de fotosíntesis y un proceso de evapotranspiración) y en el sustrato (evapotransmisión), lo que reduce la cantidad de energía solar absorbida por el techo verde y provoca una disminución en la temperatura de la superficie”. Es decir, un techo verde absorbe energía en el crecimiento mismo de la planta y la parte térmica se va por evaporación.

Antecedentes recientes

En 2005, se crea la Asociación Mexicana para la Naturación de Azoteas, A.C (AMENA) que es una asociación civil que tiene como objetivo investigar y capacitar a profesionistas interesados en estos temas, sobre los beneficios ambientales, sociales y económicos que representa la vegetación en azoteas. AMENA colabora estrechamente con instituciones de educación superior como la Universidad Autónoma de Chapingo (UACH) en la investigación de diferentes aspectos de la instalación de techos verdes.

Otro antecedente que es importante mencionar es el caso de Alcántara y Fajardo del postgrado en arquitectura de la Universidad de Colima, que presentaron un estudio de tipo experimental que llevó por título “Vegetación en cubiertas como sistema pasivo de enfriamiento en el cálido-subhúmedo: caso techo-pasto”. En ese trabajo los autores muestran el desempeño alcanzado por un sistema techo-pasto, en la temporada semitemplada-seca (diciembre, enero, febrero y marzo), para reducir la ganancia de energía térmica que pasa a través de las cubiertas en Coquimatlán, sitio ubicado cerca de la Ciudad de Colima, el cual tiene clima cálido subhúmedo.

Morillón (1993) también clasifica los sistemas pasivos de enfriamiento para edificios en:

- Enfriamiento directo
- Enfriamiento indirecto
- Enfriamiento aislado
- Ventilación
- Suelo

En el caso de los sistemas tradicionales, éstos pueden ser clasificados de forma muy general en sistemas de enfriamiento por compresión de vapor (refrigeración mecánica) y por absorción. De estos dos, los más utilizados son los de compresión de vapor, pues los de absorción además de ocupar grandes espacios utilizan sustancias peligrosas para el medio ambiente y el ser humano, como el bromuro de litio. En los sistemas compresión de vapor, el fluido de trabajo es un gas refrigerante que puede ser el freón 22, el freón 407C o incluso el amoniaco.

En el caso de climas extremos, la mejor opción tanto económica como operativa la representa una combinación de los dos sistemas, es decir, un sistema híbrido, pues lo que no se logra alcanzar con el sistema pasivo de enfriamiento se complementará mediante la utilización de sistemas activos.

Dentro de la gama de edificios que se tienen en las grandes ciudades están los edificios no residenciales con sistemas de enfriamiento con aplicaciones especiales, ejemplo de ello lo constituyen los edificios con cuarto limpio.

A continuación se presenta la evolución que han tenido los sistemas de enfriamiento híbridos y para cuarto limpio hasta nuestros días, tanto en el ámbito nacional como en el ámbito internacional, así como algunos ejemplos de edificios que tienen sistemas de enfriamiento híbridos. Todo esto motivado por la necesidad de mostrar la importancia que representa el tener un edificio con cuarto limpio que cuente con un sistema de enfriamiento híbrido.

1.2. Sistemas de enfriamiento híbridos (convencional y bioclimático).

En el mundo

Foster (1999) realiza el diseño de la torre de Commerzbank, en Frankfurt Alemania. Este diseño comprende un edificio en forma de prismática triangular con 53 pisos y más de 195 metros de altura. Aquí el sistema de enfriamiento está basado en el funcionamiento natural del edificio, combinando la ventilación natural con la ventilación mecánica. La ventilación natural está proyectada para realizarse durante gran parte del año, dejando de lado el sistema de aire acondicionado que se apaga automáticamente. Cuando la temperatura del aire exterior es superior a 25° C o menor a 3° C se utiliza la ventilación mecánica. El diseño considera que los usuarios abran y cierren las ventanas de manera que puedan establecer de modo sencillo el confort climático que quieren, apoyándose en las corrientes inducidas por el propio edificio.

Asimismo, en temporadas de clima extremo como en verano e invierno, el sistema de control cierra todas las ventanas, y el aire acondicionado entra en operación. En las figuras 1.1 y 1.2 se ejemplifica la ventilación natural comprendida en el diseño del edificio en dos épocas del año. En la figura 1.1 se muestra para la época de verano el paso de la ventilación natural que actúa sobre los pisos del edificio, el jardín y el atrio. Los vientos naturales toman el calor que se tiene dentro del edificio lo llevan al atrio y finalmente a los jardines donde se enfría. Una parte de la radiación solar es bloqueada por la fachada del edificio esto con la finalidad de evitar ganancias de calor por radiación. En la figura 1.2 durante la época de invierno las ventanas se mantienen cerradas la mayor parte del tiempo y la radiación solar mantiene una temperatura agradable calentando el aire frío que proviene del atrio.

El proyecto del edificio toma en cuenta sistemas de climatización pasivos y un sistema de refrigeración por techo con salidas a los costados de las lámparas de iluminación. Para reducir la radiación solar directa que incide sobre la fachada, el diseño del edificio proyecta persianas, que minimizan la carga de refrigeración y el consumo energético. En la figura 1.3 se presenta una fotografía con dos fachadas del edificio.

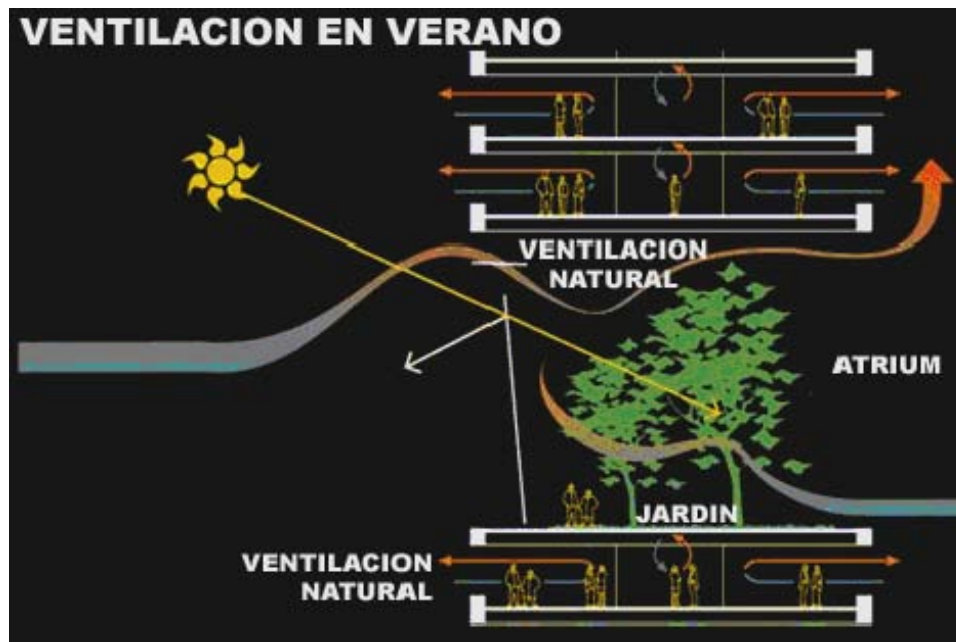


Figura 1.1 Diseño de la ventilación natural en verano de la Torre Commerzbank, en Alemania



Figura 1.2 Diseño de la ventilación natural en invierno de la Torre Commerzbank, en Alemania



Figura 1.3 Fachadas del edificio Torre Commerzbank, en Alemania

Keng Yeang (1999) diseña en 1992 la torre de Menara Mesiniega, en Malasia. Su diseño se fundamenta en conceptos bioclimáticos tales como el estudio del entorno, el clima, la vegetación y la manera de construir del lugar. Este diseño toma en cuenta sistemas de aire acondicionado, calefacción y luz artificial; tiene

también alternativas de apertura automática de ventanas que deberán ser accionadas de acuerdo con la lectura de los sensores de temperatura y medidores de intensidad de viento. El edificio se proyectó para un máximo aprovechamiento de la luz solar, debido a que las oficinas están diseñadas con vidrios que permiten el uso de la luz natural. Yeang diseñó sistemas pasivos para el edificio a base de:

- Jardines como reguladores de temperatura, humedad, protectores solares y filtradores del aire,
- Superficies vidriadas, que permiten captar mayor luz natural,
- Posibilidades de abrir automáticamente las ventanas para permitir la ventilación natural, ya que cuentan con sensores de temperatura y anemómetros que miden la velocidad del viento
- Terraza en el edificio que permite instalar celdas fotovoltaicas para generar electricidad para consumo del edificio,
- Protectores solares en las fachadas oeste y este para reducir la radiación y evitar el consumo excesivo de aire acondicionado.

Finalmente el diseño incluye un sistema inteligente que permite integrar los distintos sistemas, y así reducir el costo energético. En la figura 1.4 se muestra la fachada principal del edificio.



Figura 1.4 Facha de la torre Menara Mesiniega, en Malasia

En 1996 Ingenhoven, Overdiek, Kalhen y Parter (Slesson, 1997) citados por Galvani (2002), diseñan la torre de 30 pisos RWE en Essen, Alemania. Este diseño tiene un sistema de ventilación natural que consiste básicamente en una primera capa interior en donde se sitúan paneles de cristal móviles, y una segunda capa de vidrio exterior que protege a la interior de las inclemencias del tiempo, además de permitir la entrada y salida del aire a través de ranuras horizontales. También se considera un sistema de protección solar situado entre ambas capas. Cada una de ellas permitirá la ventilación del edificio. Aquí la ventilación y el acondicionamiento del aire es un sistema combinado de acondicionamiento natural con artificial. Se tiene un sistema inteligente que controla el ajuste de persianas y ventiladores, así como también el acondicionamiento, basándose en los datos del clima, el lugar y las condiciones obtenidas a través de los sensores incorporados en el interior del edificio. Por ejemplo, cuando la velocidad del viento supera los parámetros fijados como aceptables (10 m/s), en los niveles más altos una alarma sonora advertirá a los usuarios para que cierren las ventanas; cuando las ventanas están abiertas, esta información se trasmite a la computadora central del sistema, la cual apagará el sistema mecánico de acondicionamiento. Ingenhoven., et al (Slesson, 1997) diseñaron el edificio para que cada usuario pueda controlar tanto el sistema artificial de acondicionamiento, como el natural, desde un panel de control en cada oficina. En la figura 1.5 se observa la fachada del edificio.



Figura 1.5 Fachada de la torre RWE en Essen, Alemania

En 2006 Foster, Gensler y Adamson² diseñan la torre Hearst en Nueva York, Estados Unidos. Este diseño comprende un edificio de 46 pisos y 182 m de altura que en su interior alberga una serie de cascadas de agua alrededor de las escaleras para hacer que la temperatura descienda. La superficie del suelo debe emitir o absorber el calor sin necesidad de unidades de refrigeración, ya que las tuberías llevan líquido caliente o frío, según la estación del año. Se diseñó un sistema de vidrios que evitan el ingreso de gran parte de la radiación solar.

Los pisos superiores fueron diseñados para utilizar equipos de aire acondicionado de alta eficiencia con sensores y ventiladores de velocidad variable, que se autoajustan según las necesidades de confort. Foster, Gensler y Adamson (2006) diseñaron un sistema de sensores de luz y movimiento que deberán apagar los ordenadores y las luces cuando haya suficiente luz natural o cuando los empleados se ausenten. Otra de las novedades de su creación se sitúa en lo más alto del edificio, en donde una terraza con césped es concebida para recolectar el agua de lluvia, y desaguar en el drenaje de la ciudad para después ser almacenada y reemplazar el agua evaporada del sistema de aire acondicionado, además el diseño contempla aprovechar este drenado para regar las plantas interiores del edificio y los árboles de la avenida. En la figura 1.6 se muestra la fachada de este edificio.



Figura 1.6 Fachada de la Torre Hearst Nueva York, Estados Unidos

² <http://www.fosterandpartners.com/projects.html>

En México

En 1996 Picciotto³ diseña el edificio Eclipse ubicado en Insurgentes Sur 890, en el Distrito Federal. Este modelo toma en consideración protectores solares verticales y horizontales hechos de cristal “tintex” color verde, que permitirán el paso de la iluminación natural y reflejarán la radiación solar infrarroja. Se diseñó un sistema de aire acondicionado a base de agua helada. Y los equipos centrales que suministran el agua helada están conectados a torres de enfriamiento, esto con la finalidad de retirar el calor que se tiene en los condensadores de las centrales de enfriamiento debido al calor que se introduce en el edificio. El sistema de aire acondicionado se diseñó para ser controlado por un sistema computarizado central, el cual permitirá un ahorro del 20% en el consumo anual de la energía eléctrica. En la figura 1.7 se muestra una vista de la fachada del edificio Eclipse.



Figura 1.7 Fachada del edificio Eclipse

En 2003 Picciotto⁴ diseña el edificio Parque Insurgentes, que se caracteriza por tener aleros que evitan la radiación solar.

³ http://www.cec.org/greenbuilding/symposium/pres/Seattle-Picciotto_es.pdf

⁴ http://www.cec.org/greenbuilding/symposium/pres/Seattle-Picciotto_es.pdf

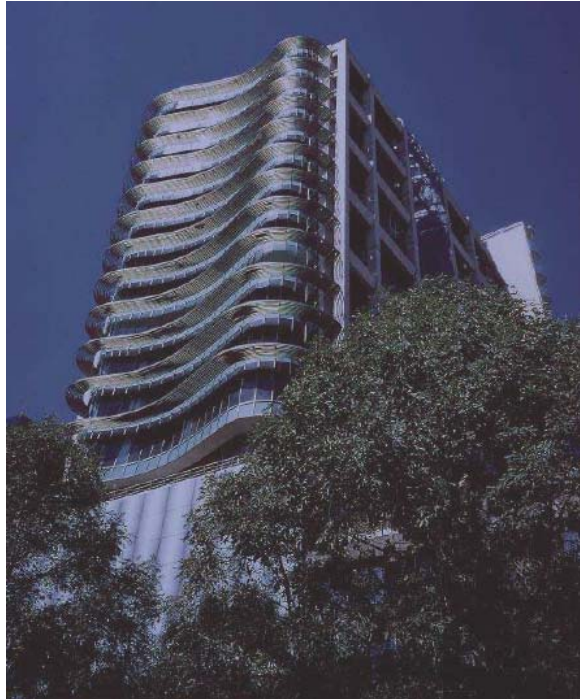


Figura 1.8 Fachada de edificio Parque Insurgentes

En el mismo año, Picciotto⁵ diseña el edificio Corporativo Insurgentes. En este diseño la envolvente del edificio se compone de cristal laminado y templado con una pantalla especial impresa en tres colores, lo que permite que las panorámicas circundantes sean visibles y al mismo tiempo provee patrones de sombra al interior. El uso del cristal inteligente en la fachada oeste permitirá una reducción del calor en un 55%, y una eliminación del ruido exterior hasta en un 73%. Las condiciones de diseño fueron de una temperatura de bulbo seco de 30° C, una temperatura de bulbo húmedo de 14° C, una radiación solar horizontal total de 330 W/m², una velocidad del viento de 2.4 m/s y una ganancia de calor pico de 17,802.00 Kwh. Esta ganancia pico fue calculada para el día 24 de mayo a las 18:00 horas. Dentro de las ganancias mayores se tiene a la representada por los ocupantes, que ascendió a 9,108.00 Kwh.

El diseño comprende louvers horizontales fabricados de membranas termales con teflón en las fachadas sur y este, esto con la intención de controlar los aumentos del calor sin pérdida de iluminación natural. Se diseñó un pasillo que organiza la vida interior de los cuartos del edificio, para crear un recorrido que conducirá fuera el aire caliente producido en las oficinas, haciendo de este pasillo un elemento moderador de la temperatura. Para adaptarlo al medio ambiente de la Ciudad de México, el proyecto bioclimático se realizó a partir de tres puntos: el análisis climático del lugar, la evaluación biológica y las soluciones tecnológicas. En la figuras 1.9 y 1.10 se muestra la fachada del edificio con los louvers horizontales.

⁵ http://www.cec.org/greenbuilding/symposium/pres/Seattle-Picciotto_es.pdf

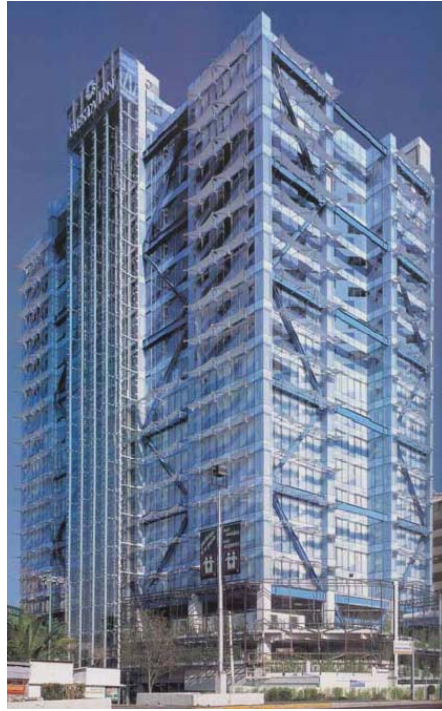


Figura 1.9 Fachadas del edificio Corporativo Insurgentes Sur 553



Figura 1.10 Louvers horizontales diseñados para evitar el aumento de calor

Se diseñó un sistema de aire acondicionado por medio de serpentines de enfriamiento con base en centrales de agua helada. Cada serpentín es controlado por medio de termostatos de cuarto. Cabe resaltar que a pesar de que se usaron estrategias bioclimáticas, estas no fueron las correctas, ni estuvieron sustentadas en un estudio serio. En cuanto al sistema activo de enfriamiento, las rejillas de suministro de aire están mal ubicadas, causando malestar en los ocupantes del edificio.

En 2007, la ICA⁶ (Ingenieros Civiles Asociados) realiza el diseño del edificio del Sindicato de Trabajadores de la UNAM (STUNAM) ubicado en la colonia condesa, que combina el enfriamiento activo con el calentamiento pasivo. Este diseño deberá contar con un techo de cristal que permitirá que la radiación solar caliente el interior de la planta baja. Cuando existe demasiado calor se activará la ventilación mecánica. El techo acristalado permitirá que entre iluminación natural al primer piso y al estacionamiento. En la figura 1.11 se muestra la fachada principal de edificio, y en la figura 1.12 se presenta cómo se diseñó el sistema de iluminación natural del estacionamiento. Finalmente en la figura 1.13 se muestra el techo acristalado del edificio con ventilación mecánica. Aquí se debe resaltar que el diseño del edificio sólo contempla algunos criterios bioclimáticos, como el uso de la iluminación natural para el primer piso y el estacionamiento.



Figura 1.11 Fachada principal del edificio del STUNAM

⁶ <http://www.stunam.org.html>



Figura 1.12 Iluminación natural del primer piso



Figura 1.13 Ventilación mecánica e iluminación natural de primer piso

1.3. Sistemas de enfriamiento para cuarto limpio.

El trabajo de Pasteur, Koch, Lister y otros pioneros microbiologistas y cirujanos, hace 100 años, establecieron que las bacterias causaban algunas infecciones. Por este motivo se sabe que la eliminación de la bacteria en el hospital, y en particular en los cuartos de operaciones, se debían realizar para prevenir las infecciones y por lo tanto, es claro que los primeros cuartos limpios estuvieron en los hospitales.

Después Lister (Lidwell, 1987), citado por Whyte (1999), redujo sustancialmente la infección en su cuarto de operaciones del Hospital Real de Glasgow, con el uso de una solución antiséptica (ácido carbólico) en los instrumentos, vendas y manos de los doctores, en un intento por prevenir la contaminación del aire por rocío de ácido carbólico. Sin embargo, este intento de limpieza fue por medio de la utilización de antisépticos; con el progreso, los modernos cuartos limpios se lograron a través de la esterilización de la vestimenta, de los instrumentos, y el uso de guantes quirúrgicos, máscaras y batas. Éstas son todavía la base de muchas técnicas de limpieza para cuartos limpios en la actualidad.

Aunque los cuartos limpios del pasado tenían similitudes con los modernos, una omisión importante fue la ventilación positiva por aire filtrado. Esto debido a que al tener un cuarto con ventilación positiva se tiene la presión necesaria para evitar que partículas contaminantes de áreas adyacentes ingresen dentro de este. El filtrado asegura además la cantidad y tamaño de las partículas que entran al cuarto limpio vía el sistema de enfriamiento mecánico. El uso de este tipo de ventilación, para reducir la infección bacteriana, fue utilizada en un hospital de Crimea, por Brunei en 1855. Es sólo hacia el final de la Segunda Guerra Mundial que la ventilación en los hospitales empezó a ser enfocada para el control de la contaminación. Los problemas de infección por aire de las personas en situaciones de concentración de corrientes ocurrieron en tiempos de guerra, por ejemplo en submarinos, en camarotes y naves del ejército, por lo que hubo la necesidad de estudiar estos casos.

La ventilación de los cuartos con respecto a la infección, la invención del tomador de muestras bacteriana y la aerodinámica de partículas fueron estudiados durante la Segunda Guerra Mundial.

Para el inicio de 1960, muchos de los principios dictaban que los cuartos fueran ventilados con flujos turbulentos en donde se analizaban los parámetros de flujo de aire con respecto al tipo y ubicación de los difusores; el efecto de la diferencial de temperatura entre el interior y el aire ambiente; el efecto del volumen del aire suministrado que se diluye con el aire contaminado; la eficiencia del aire filtrado y el control de movimiento entre áreas.

El conocimiento había avanzado lo suficiente como para una completa comprensión del diseño de un sistema de ventilación que considerara el hecho de que la gente era la fuente de contaminación del cuarto limpio por bacterias contenidas en el aire, en las capas de la piel y en las vestimentas de algodón que tenían tejidos abiertos; estos avances fueron publicados en el Reporte del Consejo de Investigación Médica de 1962.

También se estableció el hecho de que la gente era la fuente de contaminación de los cuartos limpios por bacterias contenidas en el aire, que están dispersas en las capas de la piel, y que las vestimentas de algodón con tejidos textiles abiertos poco prevenían este suceso, por lo que se requerían vestimentas con tejidos cerrados.

Por otra parte, los primeros análisis del flujo de aire laminar para la renovación eficiente del aire contaminado para hospitales fueron propuestos por Sir John Simon (King, 1986, citado por Whyte, 1999), quien escribió en 1864 que la ventilación debe fluir de adentro hacia fuera, y que esto sólo podría ser aplicado por un sistema de ventilación artificial donde las corrientes de aire sean reguladas. El Real Hospital de Belfast, en Irlanda del Norte, fue construido al final del siglo antepasado con un sistema de ventilación artificial, intentando aplicar esto, pero fue insuficiente para producir los resultados deseados.

En 1943 John Weber Jr. (King, 1986), citado por Whye (1999), trabajando para el laboratorio de Ames, desarrolló el concepto de zona de aire con velocidad constante, variando el control de flujo. El concepto eventualmente llegó a ser una característica estándar empleada en muchos laboratorios de energía atómica, especialmente donde la contaminación del aire era crítica.

El trabajo de Bourdillon y Colebrook (1946) describe una estación de vestuario en la cual había dos cambios de aire filtrado por hora, el aire presurizaba el interior del cuarto con respecto a las áreas exteriores. Ellos mismos escribieron acerca del “efecto pistón”, en el cual el aire forma “capas”, las cuales son enviadas lentamente hacia abajo del cuarto por causa del flujo de la corriente, y en la cual se envía también el aire sucio. Publicaron la posibilidad de usar 60 o más cambios de aire por hora y reportaron que las pruebas de laboratorio daban una súbita desaparición de la nube bacterial. Por desgracia no continuaron con sus investigaciones debido el alto costo que representaba el suministro de aire en el hospital.

Esta idea de desplazamiento en forma descendiente del aire con un mínimo de turbulencia fue además investigada por Blowers y Crew (1960). Ellos estudiaron muchos aspectos de ventilación artificial en cuartos de operación, y muchas de sus ideas fueron publicadas en el Reporte del Consejo de Investigación Médica de 1962. Con la sugerencia de Lidwell (1987), estudiaron un cuarto en el cual el aire era suministrado con flujo laminar por un difusor a través del plafón.

Este sistema fue el más efectivo de muchos diseños que investigaron, pero algunas veces no alcanzaba todo su potencial por un descenso en el volumen de aire de suministro.

La principal motivación para filtrar el aire hasta niveles de aire ultra-limpio en los cuartos de operación, vino de los trabajos del profesor Sir John Charnley (1964). El profesor Charnley, a principios de los sesentas, mejoró radicalmente el diseño y técnica para la inserción de una articulación artificial. Esta es una operación extremadamente delicada por la razón de la presencia de organismos patógenos, que al principio de sus estudios era de cerca del 9%. Esta operación no resultó del todo buena para los pacientes, porque los métodos utilizados para tratar estas infecciones no eran adecuados y finalmente la articulación artificial tenía que ser removida. Charnley (1964) pensó que probablemente su infección aumentaba debido a la contaminación del aire por bacterias. Asistido por la compañía de aire

acondicionado Howorth, pidió mejorar las condiciones del aire acondicionado en el cuarto de operaciones. Basado en su experiencia reportó que se debía evitar la turbulencia del aire y aplicar una descarga hacia abajo con una velocidad de 0.3 m/s, para un cuarto de operaciones con una superficie de 6 m x 6 m y un volumen de aire de 11 m³/s.

Él consideraba esto costoso y desviado de la realidad, por lo que construyó, en 1961, su propio cuarto de esterilización conocido como “casa verde”, el cual era de 2 m x 2 m. En la discusión de su artículo es claro que estuvo insatisfecho con el desplazamiento del aire en descenso, y en junio de 1966, basado en la experiencia de estos prototipos, instaló un sistema que contaba con grandes ventiladores y filtros para dar sustancialmente más aire, gran descarga descendente y que contenía pocas cantidades de bacterias.

Posteriormente inventa un traje para contener la dispersión de bacterias de los cirujanos. Las razones de infecciones a través de sus mejoras en ventilación, hicieron que los porcentajes de contaminación del aire descendiera del 9% al 1.3%. Con el transcurrir del tiempo un estudio de los sistemas de ultra-limpieza de cuarto limpio fue expuesto en los ochentas por el consejo de Investigación Médica de Reino Unido. Diecinueve hospitales participaron y el resultado fue una aprobación del trabajo de Chranley (1964).

El desarrollo del primer cuarto limpio para la industria manufacturera inicio durante la Segunda Guerra Mundial en los Estados Unidos y en el Reino Unido, principalmente en un intento por mejorar la calidad y confiabilidad de la instrumentación utilizada en la fabricación de pistolas, tanques y aviones. Esto fue realizado con la finalidad de limpiar el aire ambiente del área de producción, y para elementos mecánicos que no funcionaban bien, como era el caso de las bombas, señales y rodamientos de precisión. Al mismo tiempo que los cuartos limpios eran construidos, se copió el diseño y prácticas de los cuartos de operación.

Se hizo un gran esfuerzo para hacer que los materiales y superficies no generaran partículas, sin embargo no se consideró la contaminación de la corriente de aire por partículas depositadas en máquinas y personas que tenían que ser eliminadas para producir grandes cantidades de aire limpio.

Con la pacificación y el fin de la guerra se usó la energía nuclear en la investigación biológica y química para la producción de filtros de Partículas de Aire de Alta Eficiencia (HEPA, por sus siglas en inglés) los cuales retenían los contaminantes radioactivos o bien microorganismos peligrosos.

Los cuartos con grandes volúmenes de aire filtrado suministrado por grandes rejillas, llamadas difusores, fueron construidos entre 1955 y principios de 1960, en gran medida impulsados por la necesidad de construir sistemas de enfriamiento con flujos de aire controlados.

Este tipo de limpieza del aire fue realizado por primera vez en 1961 bajo el concepto de ventilación “unidireccional” o “flujo laminar” en los laboratorios de Sandia, en Albuquerque, Nuevo México en los Estados Unidos. Fue un esfuerzo en equipo, dirigido por Willis Whitfield (Whitfield, 1962). Se utilizó un cuarto pequeño de 1.8 m x 3 m x 2.1 m, en donde el sistema de enfriamiento enviaba el aire a través de difusores colocados en el techo falso y en una sola dirección, posteriormente era filtrado mediante filtros de Partículas de Aire de Alta Eficiencia y se extraía a través de una rejilla de piso.

Este concepto de ventilación fue rápidamente adoptado en los sistemas de enfriamiento para los cuartos limpios que proporcionaba un alto grado de limpieza del aire.

El 27 y 28 de noviembre de 1951 el Instituto Norteamericano de Arquitectos y la Comisión de Energía Atómica celebran la conferencia de correlación en la investigación; publicado en mayo de 1952, en el reporte número 3 el manual de procedimientos titulado: diseño de un laboratorio para el manejo de materiales radioactivos (“Diseño de un laboratorio,” 1951). El diseño se aplicó al edificio de química del Laboratorio Nacional Argonne, en los Estados Unidos de América. El sistema de enfriamiento estaba fundamentado en un conjunto de manejadoras de aire tipo modular que suministraban aire filtrado y que era recuperado por un sistema de extracción mecánica.

En 1951, H. W. Alyea⁷, establece “la cantidad de aire introducido dentro del cuarto limpio es sólo para mantener la velocidad superficial deseada a través de las puertas”. Si las puertas se mantienen cerradas tanto como sea posible por razones de seguridad, esto resulta en un considerable ahorro en la cantidad de aire suministrado, con una reducción proporcional en la demanda de enfriamiento y un aumento en la vida del filtro.

En octubre de 1957, la todavía URSS pone en órbita el satélite Sputnik I y casi cuatro meses después, los Estados Unidos de Norteamérica lanzan el satélite Explorer I, para comenzar con la carrera espacial. Fue además necesario el suministro de componentes en miniatura para disminuir el costo del satélite. Sin embargo la miniaturización de estos componentes los hizo más susceptibles a la contaminación por partículas y se empezó a realizar la producción bajo condiciones de limpieza. Además los sistemas de flujo laminar proporcionaban bajos niveles de contaminación.

El método de ventilación con flujo laminar fue rápidamente adoptado por la industria farmacéutica para la preparación de productos estériles, y en los hospitales para el aislamiento de pacientes y la realización de operaciones quirúrgicas.

⁷ <http://www.johnsoncontrols.com.html>

En 1963, un equipo de investigadores de Sandia se adhiere a la industria del ejército de los Estados Unidos, formando un grupo encabezado por J. Gordon King (King, 1986), quien publica en este año la primera Norma Federal 209, la cual ha tenido una gran influencia en el diseño de cuartos limpios y es la base de muchas normas para cuartos limpios en el mundo.

Para poder cumplir con esta norma, se empiezan a diseñar sistemas de enfriamiento más sofisticados, por lo que Ralph Liebert⁸ construye en Columbus Ohio, en los Estados Unidos, un primer prototipo de sistema de enfriamiento de precisión en 1964, el cual consistía en una manejadora vertical que podía controlar la temperatura del aire, la humedad y la limpieza con tolerancias de +/- 1.8 grados centígrados y +/- 2.5 % de humedad relativa.

En 1977, Biopharmax⁹ empieza a desarrollar sistemas⁹ de enfriamiento para los cuartos limpios desde la clase 100 000 hasta la clase 100, en los Estados Unidos, tendiendo como línea de diseño el ahorro en el consumo de energía eléctrica aspecto que antes no se tomaba en cuenta. En 1984 la empresa suiza Luwa¹⁰ realiza investigaciones sobre los sistemas de filtración de aire aplicados a componentes de la industria textil, farmacéutica y química en Alemania, España y Gran Bretaña.

En 1990, Clean Room West¹¹, en los Estados Unidos, realiza más de 700 construcciones e instalaciones de sistemas de enfriamiento de cuartos limpios, utilizando unidades manejadoras de aire. Entre las instalaciones más recientes que se pueden mencionar se encuentran los cuartos limpios del Centro de Tecnología de Speed Fam, la industria de minicomponentes de Cabot en Illinois, la Universidad de Toronto en Canadá, las plantas de Panasonic en Illinois, Medtronic en California, Brothers Optical en California y la Universidad de Santa Barbara California, entre otras.

Para 1998 se integra la división de tecnología aplicada a cuartos limpios de Luwa¹² con su fundación en Shangai y la empresa norteamericana Lepco de Houston Texas para la producción y ejecución de proyectos para cuartos limpios.

En enero del mismo año, Mikio MATSUKI y Norio TANAKA (1998) realizan para la Industria Eléctrica Oki en Japón, una investigación acerca de los ahorros que se tendrían si se diseñaran sistemas de enfriamiento que utilizarán pocos conductos de aire.

⁸ <http://www.liebert.com.html>

⁹ <http://www.biopharmax.com/main.html>

¹⁰ <http://www.luwa.com/division crt-luwa.html>

¹¹ http://www.cleanroomwest.com/home_contact.asp.html

¹² <http://www.zl.com.html>

En el 2003, el laboratorio de manufactura y sustentabilidad de la Universidad de Berkley en California (Broomes y Dornfeld, 2003), estimó los altos consumos eléctricos e impactos ambientales que se tenían en los sistemas de enfriamiento con cuartos limpio que fabricaban medicamentos o que tenían una aplicación biotecnológica.

Un año después, John Zang (2004) resalta la importancia que tiene el considerar el sistema de enfriamiento cuando se diseña un cuarto limpio.

Al año siguiente, Mark Straker (2005) proporciona una visión de los factores importantes asociados con los sistemas que manejan el aire limpio en aplicaciones de tipo farmacéutico y biofarmacéutico.

Ese mismo año, Zhao y Wu (2005) realizaron una investigación a cerca de la difusión de partículas de entre 0.3 y 20 micras de diámetro con sedimentación gravitacional en un cuarto limpio, para ello simularon diferentes métodos de ventilación con un programa de computadora en tres dimensiones.

Un año después Reyes, Luis, Pérez, y Lima (2006) integrantes del Grupo Nacional de Validación de la Habana, Cuba, realizan estudios en áreas críticas de fabricación de una planta de producción de Ingredientes Farmacéuticos Activos (IFA), en cuanto al número de cambios de aire por hora, presiones diferenciales, integridad de filtros HEPA y nivel de limpieza del aire suministrado por un sistema de enfriamiento compuesto por cuatro unidades manejadoras.

En México

Para el caso mexicano se pueden mencionar los siguientes sucesos históricos que han marcado la evolución del cuarto limpio y sus sistemas de enfriamiento artificial.

Fue el 23 de junio de 1921 cuando se constituyó la empresa Química Industrial Bayer, Wescott y Compañía¹³ en el centro histórico de la ciudad de México, como la primera empresa de Bayer en México, que comercializaba principalmente medicamentos, y por consecuencia, se empiezan a diseñar grandes unidades manejadoras de enfriamiento para producir estos medicamentos. Estas unidades llegan a ocupar grandes extensiones en el techo del edificio.

En 1939, Bayer edificó su primera planta farmacéutica en un terreno del Boulevard Miguel de Cervantes Saavedra¹⁴, en la colonia Granada. Esta planta fue la primera en su género que se construyó en este país pues contaba con cuartos limpios enfriados con sistemas de enfriamiento más compactos.

¹³ http://www.bayer.com.mx/bayer/cropscience/bcsméxico.nsf/id/Historia_BayESP.html

¹⁴ http://www.bayer.com.mx/bayer/cropscience/bcsméxico.nsf/id/Historia_BayESP.html

La Mueblería Elizondo¹⁵ en 1947 inicia la importación y comercialización de equipos de enfriamiento, residenciales y comerciales en Monterrey, Nuevo León.

En 1971 Besco¹⁶ instala los primeros pisos falsos en México para cuartos limpios, a través de los cuales se retorna de un 70 a un 80 por ciento del aire suministrado por el sistema de enfriamiento.

En 1972, se inicia la fabricación de los sistemas de enfriamiento de precisión dataire¹⁷ con gran éxito y aceptación en el mercado mexicano, dirigidos a enfriar centros de cómputo y cuartos limpios. En 1974 después de algunas modificaciones y actualización de tecnología se inicia la fabricación de la segunda generación de estos sistemas.

En 1968, se funda VECO¹⁸, que desarrolló una línea de productos para la depuración de aire y gases a niveles microscópicos y submicroscópicos para las industrias farmacéuticas.

En 1985, la Planta ubicada en Ruiz Cortínez y Arista¹⁹, en Monterrey Nuevo León, se convierte en proveedor exclusivo de serpentines de enfriamiento tipo "A" para Carrier Corporation en los Estados Unidos.

En el mismo año, VAMSA²⁰ desarrolla una serie de productos de filtración de aire para áreas limpias y controles de temperatura y humedad que están enfocados principalmente a cuartos limpios de Bayer, e industrias como la alimenticia, la electrónica y la hospitalaria.

En 1991, Softermia²¹ empieza a fabricar unidades manejadoras para cuartos limpios en México.

En 1992, THG- América²² diseña sistemas de enfriamiento a base de unidades divididas para los cuartos limpios de las plantas de Shering- Ploug ubicadas en la Ciudad de México y Orizaba Veracruz.

¹⁵ <http://www.mx.carrier.com/details/historia.html>

¹⁶ <http://www.besco.com.mx/quienes.html>

¹⁷ <http://www.saeg.com.html>

¹⁸ <http://www.veco.com.mx/quienes.html>

¹⁹ <http://www.mx.carrier.com.html>

²⁰ <http://www.vamsaingenieria.com.html>

²¹ <http://www.softermia.com.mx/compania.asp.html>

²² <http://www.tgh-america.com.es.html>

En 1994, se diseñan sistemas de ventilación para las áreas de trabajo y ambientación de un área clase 100–1000, bajo normas de “buenas prácticas médicas” en los cuartos limpios de PARGGON²³ en Guadalajara, Jalisco. De 1994 a 1998 Carrier²⁴ México adquiere nuevas líneas de producción para manejadoras de aire y unidades condensadoras.

En 1995, se climatizan artificialmente los cuartos limpios clase 10,000 de los laboratorios SOLFRAN²⁵, aplicando sistemas de enfriamiento a base de unidades manejadoras de aire que cumplieran con la norma FDA 209 en la ciudad de Tlaquepaque Jalisco.

En el parque industrial Lerma Santiago, en el Estado de México, se inaugura la nueva planta farmacéutica de productos de automedicación Bayer, y pasa a ser una de las más grandes y tecnológicamente avanzadas sedes de producción de esta índole a nivel mundial, en la cual se manufacturan diversos productos comerciales bajo condiciones sumamente controladas de temperatura, humedad y limpieza del aire en sus cuartos limpios. Esta planta es posteriormente ampliada, en el año del 2002.

En 1998, se instalan sistemas de enfriamiento para las áreas de manufactura de OMNILIFE²⁶, con la finalidad de conservar alimentos en cuartos limpios clase 10 000 que cumplan con la norma estadounidense FDA 209-D, en Guadalajara Jalisco.

Para el 2003, se diseñan sistemas de enfriamiento verticales y horizontales que enfrían cuartos limpios clase 100, 1,000, 10,000 y 100,000 para la fabricación de discos compactos de Hitachi²⁷ en el Salto Jalisco. En el 2004 los cuartos limpios de MERCK²⁸ son acondicionados con sistemas de enfriamiento tipo horizontales en Naucalpan, Estado de México. Westec instala en 2004 los sistemas de enfriamiento para cuartos limpios de Probiomed²⁹ en Tenancingo, Estado de México. Y en 2005 rediseñan los sistemas de enfriamiento de la Sanofi Aventis³⁰ en Toluca, Estado de México.

²³ <http://www.aireacondicionadolimpio.com/curriculum/1994.html>

²⁴ <http://www.carrier.com.mx.html>

²⁵ <http://www.aireacondicionadolimpio.com/curriculum/1995.html>

²⁶ <http://www.aireacondicionadolimpio.com/curriculum/1998.html>

²⁷ <http://www.geimexico.org/downs/reportes/ReporteGEIHitachiMexico.pdf>

²⁸ http://www.merck.com.mx/gscs_interior.asp.html

²⁹ http://www.quiminet.com/archivos_empresa/151410bcb7af676371c1c7c8017b6658.pdf

³⁰ http://www.tetraa.com.mx/attachments/File/Curriculum_TeTrActual.doc

De junio de 2003 y hasta octubre de 2006 se construyó el laboratorio de innovación en microsistemas electromecánicos (MEMS), con financiamiento de la Facultad de Ingeniería de la UNAM y la secretaría de economía. Este laboratorio esta integrado por un cuarto limpio clase 1,000 (20 m²) para el área de máscaras y montaje, un cuarto limpio clase 100 para las áreas de caracterización (20 m²) y post-proceso (17m²).

En 2005 Carrillo, Peña y Godínez reportan para una planta ubicada en el municipio del Salto, Jalisco en México, una emisión total de 34,251.88 toneladas de CO₂ por concepto de consumo de electricidad en cuartos limpios clase 100, clase 1000, clase 10,000 y clase 100,000.

La evolución que han tenido los sistemas de enfriamiento desde las grandes unidades manejadoras hasta los sistemas de enfriamiento compactos modernos, revisten una parte importante dentro del diseño de los actuales cuartos limpios. Desde analizar el tipo de flujo que suministran, la cantidad de contaminación presente en estas corrientes de aire, el tamaño y cantidad de partículas, forman parte de los actuales diseños. Industrias como la alimenticia, la hospitalaria, la manufacturera de semiconductores y discos compactos, la farmacéutica, etc. demandan nuevos y mejores diseños que además de suministrar el aire limpio y proporcionar las condiciones de temperatura, humedad y presión del aire, demanden menos energía eléctrica.

La investigación que realizan países como los Estados Unidos y Japón sobre los sistemas de enfriamiento que acondicionan artificialmente los cuartos limpios han promovido el avance del conocimiento del comportamiento de la ventilación con flujo laminar y turbulento.

Por otra parte, la evolución que han experimentado estos sistemas de enfriamiento en México, desde los primeros cuartos limpios realizados en 1921, hasta los existentes en los parques industriales modernos, ubicados en varias regiones del país, confirman la necesidad de contar con nuevos sistemas que satisfagan las condiciones del cuarto limpio. En los antecedentes se observa un aumento de la demanda de utilización de los sistemas de enfriamiento en cuartos limpios que acompaña el desarrollo de nuevas plantas que fabrican medicamentos, alimentos y microcomponentes.

CAPÍTULO II. ENFRIAMIENTO DE EDIFICIOS

En este capítulo, se muestran, en un inicio, las repercusiones energéticas que se tienen en el enfriamiento de edificios. Por otra parte se mencionan los sistemas comerciales de enfriamiento para edificios convencionales denominados sistemas todo aire, todo agua, aire-agua y todo refrigerante. Se citan las clasificaciones proporcionadas por la Norma Federal 209 D, la ISO 14644-1 de 1999 y la Norma Oficial Mexicana, NOM 059-SSA1-1993. Se describe una clasificación según el tipo de tarea que se realiza dentro del cuarto limpio, y por el tipo de flujo y grado de filtración del aire. Posteriormente se mencionan las condiciones de operación de flujo, filtrado y presión que debe predominar en el cuarto limpio. Se resalta la importancia de utilizar, para ciertos procesos, barreras o aisladores y se mencionan de los materiales de construcción y acabado de superficies en cuarto limpio para paredes, piso, techo y puertas. Se describen conceptos importantes del diseño bioclimático para el enfriamiento de edificios, como son el espacio que va a ser enfriado, el enfriador y el almacén de calor. Además se tratan sistemas pasivos como el control solar y los techos verdes. Este capítulo y el previo son fundamentales antes de pasar a la metodología del diseño y el estudio de caso en los capítulos siguientes.

2.1. Repercusiones energéticas por el uso de sistemas activos de enfriamiento en edificios en México.

Los elementos del clima como son la temperatura, la humedad, el viento y la radiación solar influyen en el confort del cuerpo humano, el cual debe mantener una temperatura interna entre los 36.5° C y 37.5° C para el funcionamiento adecuado de la termofisiología. Es necesario tomar en cuenta la fisiología humana, sus condiciones de confort y la información climática, con la finalidad de conocer las características que debe satisfacer la envolvente arquitectónica del edificio para ofrecer dicho confort térmico, presente en las áreas que no son cuarto limpio. Los edificios con cuarto limpio en la actualidad utilizan sistemas de enfriamiento comerciales convencionales, por lo que debido al aumento en su demanda de energía eléctrica, y por consecuencia el aumento en las emisiones de CO₂ a la atmósfera, se hace necesaria la utilización de estrategias bioclimáticas en el edificio, que permitan una disminución de esta demanda, y por consecuencia de las emisiones antes mencionadas.

Sheinbaum, C. (1996) reportó que el consumo promedio de electricidad en 1995 por el uso de aire acondicionado ascendió a 8.2 GWh en todo el país. La Secretaría de Energía (SENER, 2004) reportó que los edificios consumieron en el 2003 el 19.7% del total de la energía del país. Vacío (2002) muestra en la tabla 2.1 los resultados de un análisis del consumo de energía eléctrica que se tenía en los edificios Arquímedes y Eclipse localizados en la ciudad de México en el año de 1999.

Tabla 2.1 Consumo de energía eléctrica de los edificios Arquímedes y Eclipse en 1999

NOMBRE	CONSUMO PROMEDIO MENSUAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA (Kwh)	CONSUMO PROMEDIO MENSUAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR USO DEL AIRE ACONDICIONADO (kWh)	PORCENTAJE DE CONSUMO (%)
Arquímedes	130,786.00	101,813.50	78
Eclipse	178,721.00	135,416.60	76

En la tabla anterior se puede observar que el consumo promedio mensual por concepto de utilizar el sistema activo de enfriamiento (aire acondicionado) representó para los dos primeros edificios entre un 76 y un 78% del consumo total del edificio.

Tomando en cuenta que estos edificios se encuentran en la ciudad de México, y que en este lugar se tiene un clima templado, se deberá esperar que el consumo por utilizar los sistemas de enfriamiento activos incrementen el porcentaje de consumo con respecto al consumo promedio mensual en el edificio para el caso en donde el edificio se ubique en climas extremos como por ejemplo en el Norte y sureste del país. Tan solo en la guía para el uso eficiente de la energía en la vivienda (guía conafovi, 2006) se reportó que en 1996 el consumo de energía eléctrica por concepto de utilizar el aire acondicionado ascendió aproximadamente a 8.40 GWh. Además señala que con el modelo actual de uso, un sistema de aire acondicionado consume por habitación un promedio de 1,400.00 kWh al año.

2.2. Enfriamiento convencional.

Existen diferentes sistemas de climatización artificial que pueden proporcionar confort dentro del edificio. Esto se consigue mediante el control simultáneo de la humedad, la temperatura, la limpieza y la distribución del aire en el ambiente, incluyendo también otro factor, el nivel acústico. Aunque existen diferentes clasificaciones, estos se pueden clasificar en función del fluido encargado de compensar la carga térmica en el edificio climatizado. De esta manera, los sistemas convencionales que se utilizan para enfriar un edificio se clasifican en:

-Todo aire: El aire es utilizado para compensar las cargas térmicas en el recinto climatizado, en el cual no tiene lugar ningún tratamiento posterior. Tienen capacidad para controlar la renovación del aire y la humedad del ambiente. Un sistema puramente todo aire sería el basado en una unidad de refrigeración mecánica central ubicada generalmente sobre el techo del edificio, cuenta con un banco de filtros en el conducto principal y un sistema de conductos que se distribuye en los locales y pisos del edificio. Su capacidad va desde 13.91 kW hasta 347.83 kW. Y se puede realizar a través de un equipo central denominado unidad paquete o bien a través de unidades divididas denominadas unidades condensadoras y unidades manejadoras de aire o bien serpentines de expansión

directa. En la figura 2.1 se muestra un esquema de instalación de este tipo de sistemas, y en la figura 2.2 el esquema de funcionamiento con una unidad central (paquete) y 8 difusores de suministro de aire.

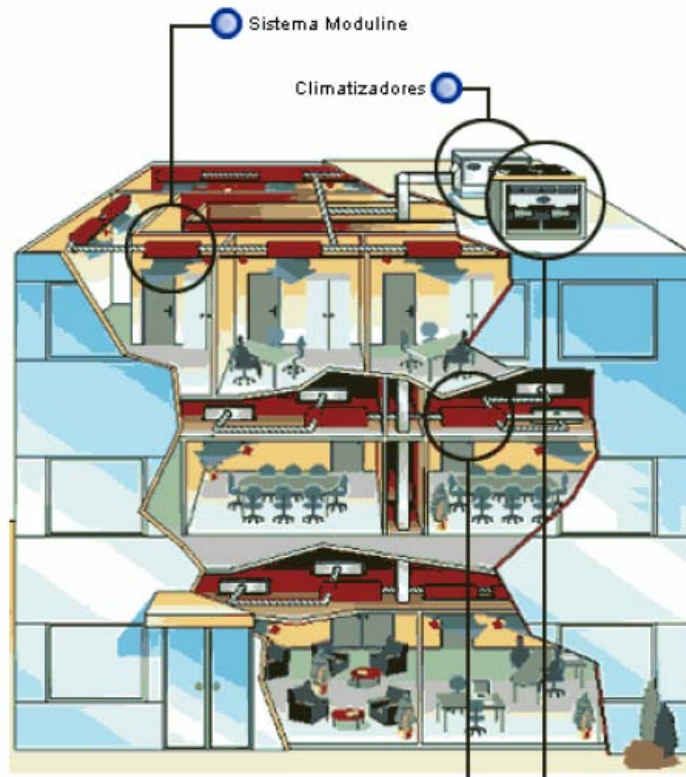


Figura 2.1 Esquema de instalación de un sistema todo aire

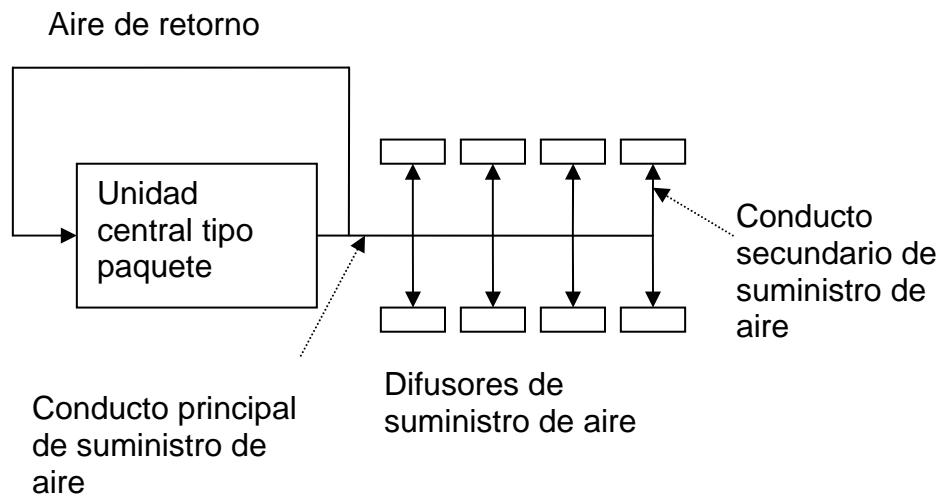


Figura 2.2 Esquema de funcionamiento del sistema todo aire

-Sistema todo agua: Son aquellos en que el agua es el agente que se ocupa para compensar las cargas térmicas del recinto acondicionado (aunque también puede tener aire exterior para la renovación). Aquí se pueden encontrar sistemas de

enfriamiento con unidades ventilador-serpentin abastecidos con agua fría por medio de sistemas mecánicos de refrigeración llamados enfriadores de líquido, normalmente ubicados en el techo del edificio, o bien, en el sótano. El esquema básico de instalación de un sistema todo agua se presenta en la figura 2.3

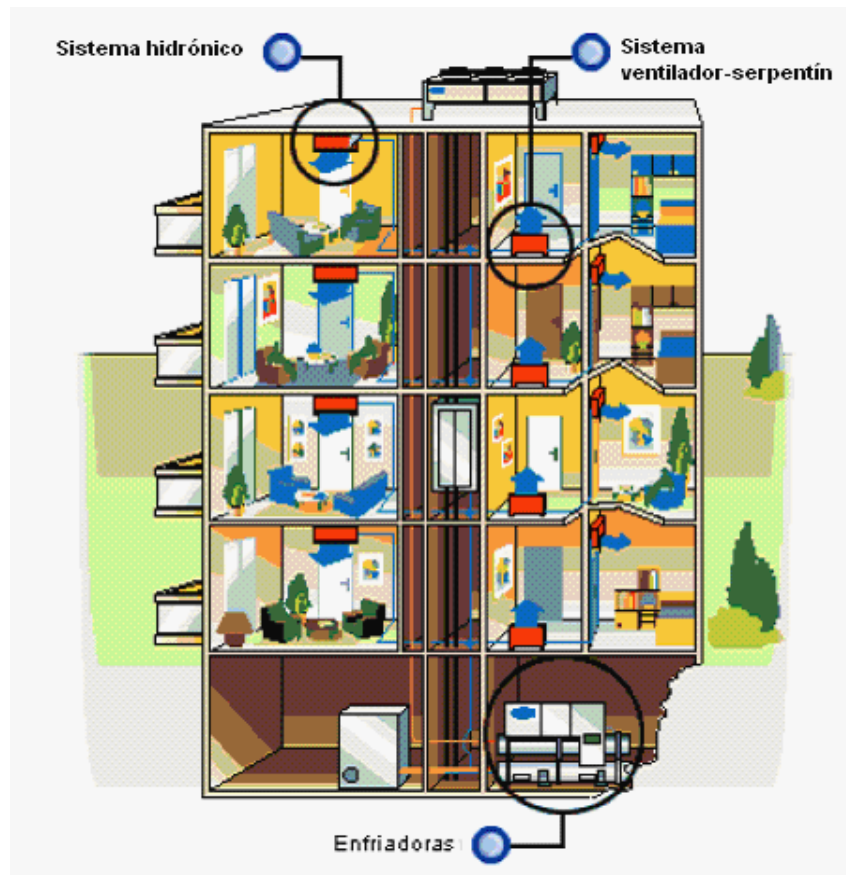


Figura 2.3 Esquema de instalación de un sistema todo agua compuesto por 8 serpentines con agua y dos unidades enfriadoras de agua con condensador enfriado por agua y enfriado por aire

En la figura 2.4 se muestra un sistema todo agua de dos tuberías, integrado por una unidad generadora de agua helada y cuatro unidades ventilador serpentín. Además se muestra la instrumentación y el tanque de expansión este último necesario para suministrar el agua al sistema. Este esta conectado a la tubería de retorno del sistema en donde una bomba de tipo centrífuga succiona el agua que entrará al intercambiador de calor, para ser enfriada por el refrigerante. Además cada unidad ventilador-serpentin es controlada por un control de temperatura (termostato de cuarto) que abre o cierra una válvula hidrónica de tres conexiones.

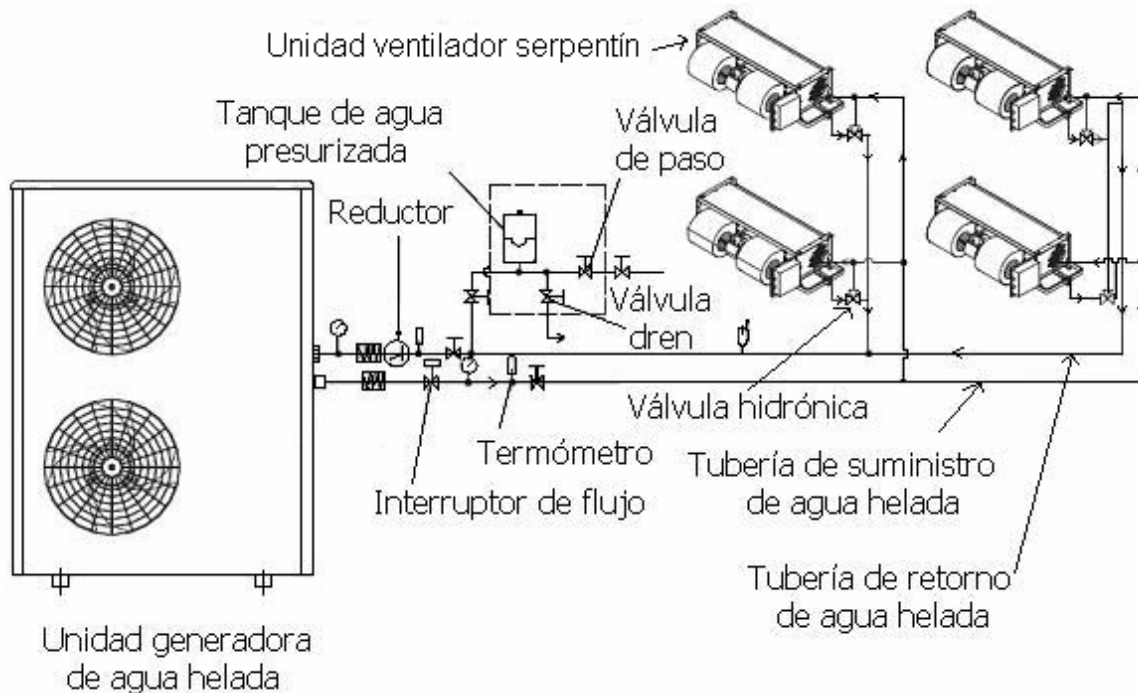


Figura 2.4 Diagrama de operación de un sistema todo agua

-Sistema aire-agua: Se trata de sistemas individuales donde llega tanto agua como aire para compensar las cargas del local. Un ejemplo de este tipo de sistemas de inducción se muestra en la figura 2.5.

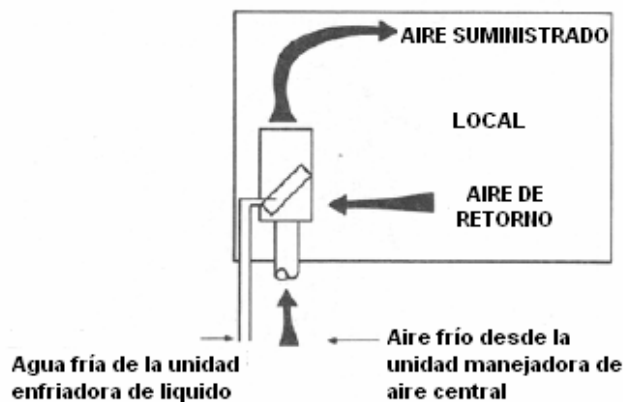


Figura 2.5 Esquema de instalación de un sistema inducción (aire-agua) que utiliza una unidad manejadora de aire

-Sistemas todo refrigerante: Se trata de sistemas donde el fluido que se encarga de compensar las cargas térmicas del edificio, es el refrigerante. Este refrigerante puede ser el R-22 ó sus sustitutos alternos, que no dañan la capa de ozono como son el R-410A, R-410B, R-407C ó R-507. Dentro de estos sistemas, se engloban los pequeños sistemas autónomos (divididos y multidivididos).

Su regulación puede ser todo, nada o variable, mediante un inversor. La figura 2.6 muestra un ejemplo de estos sistemas con una unidad condensadora y 10 serpentines de enfriamiento.

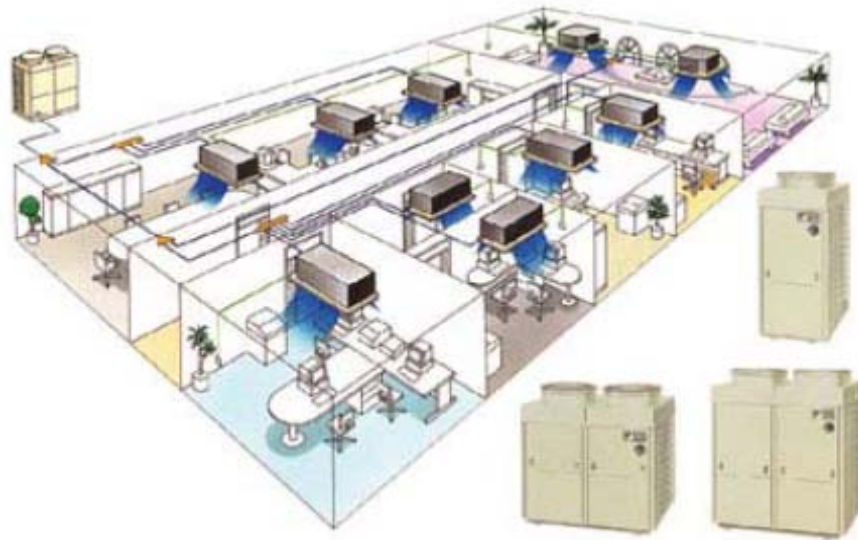


Figura 2.6 Esquema de instalación de un sistema todo refrigerante

Los elementos que componen los serpentines de enfriamiento son los tubos, las aletas, la bandeja de condensado y la carcasa. Los tubos son hechos de acero al carbono, de cobre, de aluminio o de acero inoxidable. Pueden tener un arreglo en línea o un arreglo cruzado. Los diámetros normalmente utilizados son de 12.7 mm, 19 mm, 22 mm y 25.4 mm. Las aletas pueden ser del mismo material que los tubos o de aleaciones Cu/Al, aluminio, acero al carbono o de acero inoxidable. La bandeja de condensados es utilizada para recibir el agua líquida que resulta del desescarche del serpentín. Según el ASHRAE (1993) las condiciones de operación del serpentín del enfriamiento deben ser para la temperatura del aire a la entrada del evaporador de entre 20 y 40° C y para la temperatura del aire a la salida del serpentín de entre 3 y 11° C.

En la figura, 2.7 se muestra un ejemplo de un serpentín de enfriamiento con arreglo escalonado, tubos de cobre y aletas de aluminio.

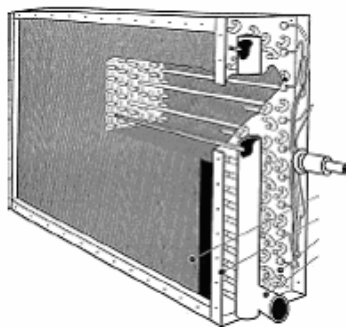


Figura 2.7 Serpentín de enfriamiento

El sistema todo refrigerante también se puede clasificar en función de si se trata de un sistema unitario o un sistema centralizado:

- Un sistema unitario utiliza elementos montados por el fabricante y se venden en un sola gabinete.
- Un sistema centralizado es aquel donde los componentes se encuentran separados y son instalados y montados por el instalador.

Otra clasificación de los sistemas de enfriamiento convencionales que se puede citar es por la zona que climatizan, distinguiendo así sistemas de una zona (unizona) y sistemas multizona:

- Sistemas de una zona son aquellos que climatizan sólo una zona del local.
- Sistemas multizona son aquellos que pueden acondicionar de forma satisfactoria un número de diferentes zonas.

Estos utilizan la energía eléctrica como energía convencional para su operación. Los sistemas unitarios pueden enfriar espacios desde 20 m² hasta 100 m², y tienen capacidades de 3.5 kW hasta 17.4 kW, mientras que los sistemas centralizados pueden enfriar desde 100 m² y hasta 600 m² y sus capacidades van desde 3.5 kW hasta 104.3 kW. La selección de la capacidad del sistema de enfriamiento puede variar por diversos factores como son: la ubicación del edificio, el número y tamaño de las ventanas, si el edificio cuenta con aislamientos, el número de ocupantes y las ganancias de calor por alumbrado y equipo. Estas superficies y capacidades son propias a utilizarse en los estados de Michoacán, Estado de México, Hidalgo, Puebla, Morelos, Querétaro y el Distrito Federal.

2.3. Cuarto limpio.

Antes de iniciar con los tipos de sistemas de enfriamiento y la clasificación de cuarto limpio según su clase, será necesario citar primero algunas definiciones.

La definición proporcionada por el Instituto de Tecnología y Ciencia Ambiental (ITCA) (Whitfield, 1981):

“Es un cuarto limpio aquel en el que su suministro de aire, su distribución, su proceso de filtrado, los materiales de construcción y procedimientos de operación, se encuentran regulados para controlar la concentración de partículas sólidas en el aire y así cumplir con los estándares de la Norma Federal 209 de los Estados Unidos de Norteamérica”

La definición descrita por la Norma Oficial Mexicana, NOM 059-SSA1-1993:

“Un área limpia está diseñada, construida y mantenida con el objetivo de tener dentro de límites establecidos el número de partículas viables³¹ y no viables en superficies y medio ambiente”

2.3.1 Sistemas de enfriamiento para cuarto limpio.

Los diseños que se tienen hoy en día son de origen predominante japonés y norteamericano. Estos diseños dependen de la capacidad de enfriamiento, del grado de filtración, de la humedad relativa y de la temperatura y presión del aire que se debe tener dentro del cuarto limpio. Estos se pueden clasificar en sistemas de flujo turbulento y flujo laminar vertical.

Los sistemas de flujo turbulento se utilizan principalmente para aplicaciones farmacéuticas y en procesos de elaboración de alimentos. Los sistemas de flujo laminar vertical se utilizan en laboratorios de investigación, cuartos limpios con condiciones de temperatura, presión y filtrado del aire estrictamente controladas y en cuartos limpios utilizados en la fabricación de microcomponentes. En la figura 2.8 se muestra un sistema de enfriamiento con difusores de inyección de aire colocados sobre el plafón con flujo turbulento. El retorno del aire se efectúa mediante dos rejillas colocadas a ambos lados del cuarto limpio.

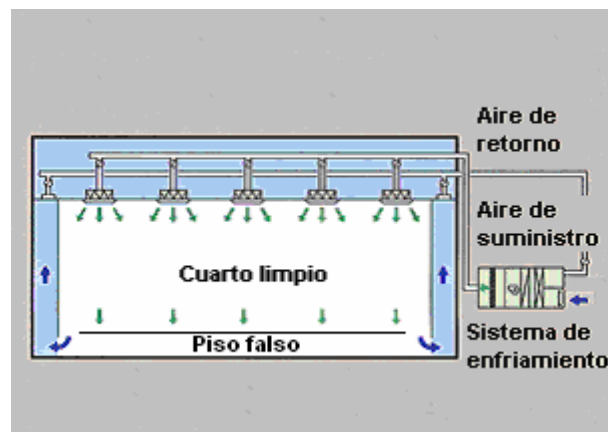


Figura 2.8 Sistema de enfriamiento en cuarto limpio con flujo turbulento

En algunas aplicaciones se hace necesario que el serpentín de enfriamiento se localice dentro del cuarto limpio, esto con la finalidad de efectuar rápidamente los cambios de aire y lograr un enfriamiento directo de los circuitos, como es el caso de los cuartos de cómputo. Este tipo de cuartos limpios cuentan con un piso falso para lograr que el aire se suministre por el piso o bien retorne por este al sistema

³¹ Viables.- Son todas aquellas partículas concentradas en un área del cuarto limpio que cumplen con restricciones de número y tamaño

de enfriamiento. En la figura 2.9 se muestra un ejemplo de este tipo de sistema. En esta figura se puede observar que se tienen dos serpentines de enfriamiento que recirculan el aire dentro del cuarto limpio.

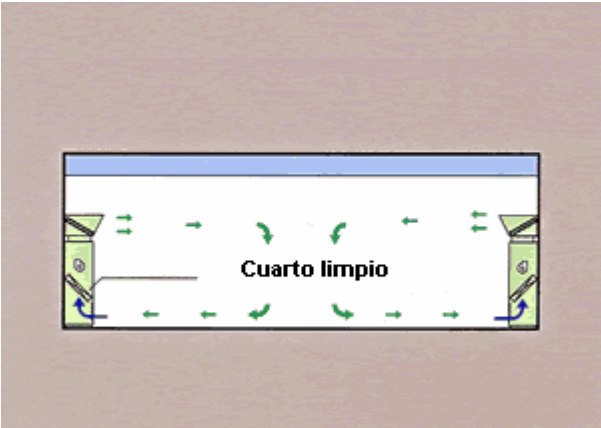
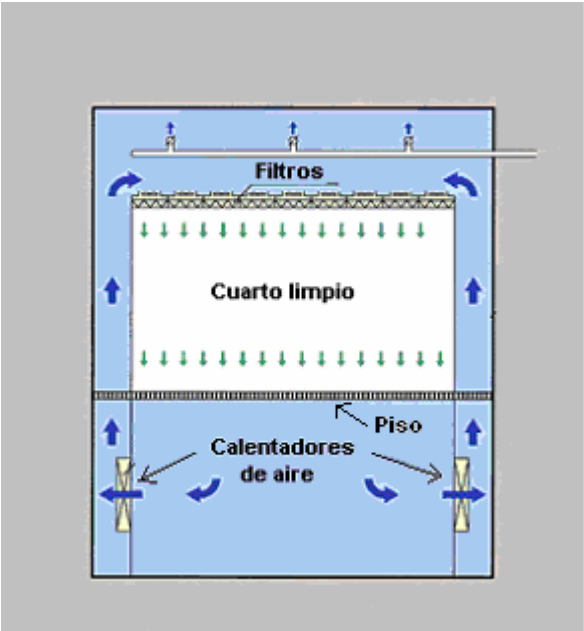


Figura 2.9 Sistema de enfriamiento con circulación directa

Para los sistemas con flujo laminar es deseable que las rejillas de suministro y filtros de alta eficiencia se ubiquen en el techo, todo esto con la finalidad de proveer un flujo uniforme que se extienda hasta la última zona del cuarto limpio. En la figura 2.10 se ejemplifica este tipo de sistema. Además se pueden incluir calentadores de aire para controlar la humedad. Y si fuera necesario se puede suministrar un poco de aire del exterior para que sea filtrado mediante el techo filtrante. Aquí el sistema de enfriamiento se ubica en el exterior del cuarto limpio.



2.10 Sistema de enfriamiento con flujo laminar vertical

En algunas ocasiones, los filtros son integrados dentro de gabinetes metálicos llamados módulos, y en cada módulo, viene integrado el filtro y un ventilador para hacer que el aire sea filtrado entre al cuarto limpio. El aire de retorno circula por pequeñas rejillas de extracción, colocadas en la parte baja, de las paredes del cuarto limpio. Este ejemplo se puede ver en la figura 2.11

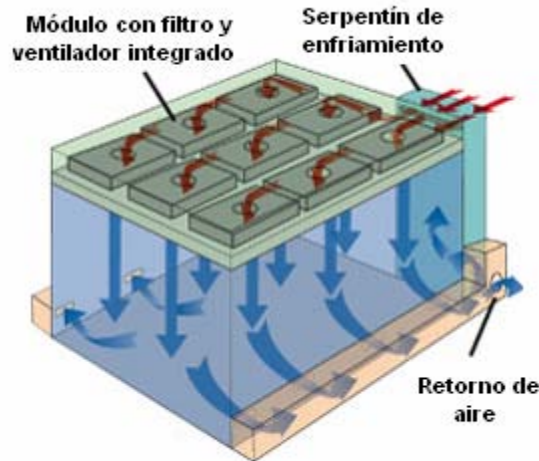


Figura 2.11 Sistema de enfriamiento con módulos (flujo laminar vertical)

2.3.2 Clasificación de cuarto limpio según su clase.

Uno de los métodos universalmente aplicados es el sugerido por la Norma Federal 209 de los Estados Unidos de América en su apartado "D", el cual nos indica que el diámetro de las partículas es igual o mayor que $0.5 \mu\text{m}$ por cada 0.028 m^3 de aire. Con estas dimensiones de partículas se puede clasificar el cuarto limpio en clases. En la tabla 2.2 se muestran las clasificaciones para cuarto limpio clase 1, 10, 100, 1,000, 10,000 y 100,000.

Tabla 2.2 Clasificación simplificada de cuarto limpio según la Norma Federal 209D (1988).

Clasificación de la norma Federal 209	1	10	100	1,000	10,000	100,000
Número de partículas/ $\text{pie}^3 \geq 0.5 \mu\text{m}$	1	10	100	1,000	10,000	100,000

Esta Norma Federal ha sido paulatinamente reemplazada por la nueva Norma Federal 209E (1992). Otra clasificación que se puede citar es la proporcionada por la Organización de Normas Internacionales (ISO por sus siglas en inglés). De acuerdo con esta organización la norma que clasifica al cuarto limpio es la norma 14644-1(1999). En esta norma, la clasificación del cuarto está determinada por el exponente base 10 que indica la cantidad máxima de partículas de $0.1 \text{ micras}/\text{m}^3$

de aire. Por ejemplo la clase 1 significa menos de 10 partículas sólidas de 0.1 micras/m³ (10¹). Esta clasificación se basa en la ecuación 2.1

$$C_n = 10^N \times (0.1/D)^{2.08} \dots\dots\dots (2.1)$$

Donde C_n representa la máxima concentración permitida (en partículas sólidas/ m³ de aire); redondeado al número entero más cercano, N es el número de clasificación ISO, lo cual no debe exceder el valor de 9. Números de clasificación intermedia pueden ser especificados, con 0.1, el más pequeño incremento permitido de N, D es el diámetro de partícula considerado en μm, y 0.1 es una constante con una dimensión también en μm. En la tabla 2.3 se muestran la clasificación según la norma ISO 14644-1(1999).

Tabla 2.3 Clasificación de cuarto limpio de acuerdo con la norma ISO 14644-1

Clase	Partículas/m ³					
	Tamaño de partícula μm					
	0.1	0.2	0.3	0.5	1	5
ISO clase 1	10	2				
ISO clase 2	100	24	10	4		
ISO clase 3	1	237	102	35	8	
ISO clase 4	10	2,370	1,020	352	83	
ISO clase 5	100	23,700	10,200	3,520	832	29
ISO clase 6	1,000,000	237,000	102,000	35,200	8,320	293
ISO clase 7				352,000	83,200	2930
ISO clase 8				3,520,000	832,000	29,300
ISO clase 9				35,200,000	8,320,000	293,000

Otra clasificación es la proporcionada por la Norma Oficial Mexicana NOM 059-SSA1-1993 (1995), "Buenas prácticas de fabricación para establecimientos de la industria químico farmacéutica dedicados a la fabricación de medicamentos", la cual menciona las condiciones que debe cumplir un cuarto limpio. Estas condiciones son:

- El número de partículas por metro cúbico: menos de 3/m³
- Temperatura: 18-23°C
- Humedad relativa: 30-60%
- Cambios de aire/hora: No menos de 20
- Presión diferencial:
- Entre áreas asépticas: no menos de 0.05 centímetros de columna de agua.
- Entre áreas asépticas y no asépticas: no menos de 0.012 centímetros de columna de agua.

Whyte (2005) propone otra clasificación de cuarto limpio que considera la tarea a realizar en éste y el grado de susceptibilidad que tiene el producto a ser contaminado, en la tabla 2.4 se muestra esta clasificación.

Tabla 2.4 Clasificación de cuarto limpio según la tarea a realizar

Clase	Tarea
Clase 1	Estos cuartos son solamente utilizados por los fabricantes de circuitos integrados para la fabricación de geometrías submicrónicas.
Clase 10	Estos cuartos son utilizados por los fabricantes de semiconductores para producir circuitos integrados con espesores menores a 2 μm .
Clase 100	Usados en la fabricación de medicinas inyectables. Requerido para operaciones o trasplantes quirúrgicos.
Clase 1,000	Fabricación de equipo óptico de alta calidad. En ensamble y prueba de giroscopios de precisión. Ensamble de rodamientos microscópicos.
Clase 10,000	Ensamble de equipo de previsión hidráulico o neumático, válvulas de servocontrol, contadores de tiempo de precisión, engranes de alto grado de precisión.
Clase 100,000	Trabajo óptico en general, ensamble de componentes electrónicos, hidráulicos y neumáticos.

Además de la clasificación por tareas propuesta por Whyte, otros criterios utilizados para la elección de un cuarto limpio son el límite máximo de concentración de partículas, expresado en partículas/ m^3 de aire y el tamaño de estas, que pueden ser de: 0.1 μm , 0.2 μm , 0.3 μm , 0.5 μm , 5 μm , 10 μm y 25 μm .

Whyte (2005) menciona que el cuarto limpio debe utilizar filtros con un espaciado entre sus fibras de 0.3 μm para el paso del aire. Estos filtros se deben instalar entre el plafón y la losa. Los cambios de aire oscilan entre 20 y 60, necesarios para diluir la concentración de contaminantes producidos dentro del cuarto limpio. Y finalmente para asegurar que el aire no pasará en áreas adyacentes, se debe presurizar positivamente. Esto se hace con la finalidad de extraer menos aire del que se suministra o bien evitar extraer aire de otras áreas. Para realizar un balanceo de la presión del cuarto limpio, se deben utilizar rejillas o compuertas que generalmente estarán colocadas en la parte inferior de paredes o puertas de paso. En la figura 2.12 se muestra un ejemplo de un cuarto limpio presurizado convencionalmente, con rejillas ubicadas en las puertas para balancear la presión.

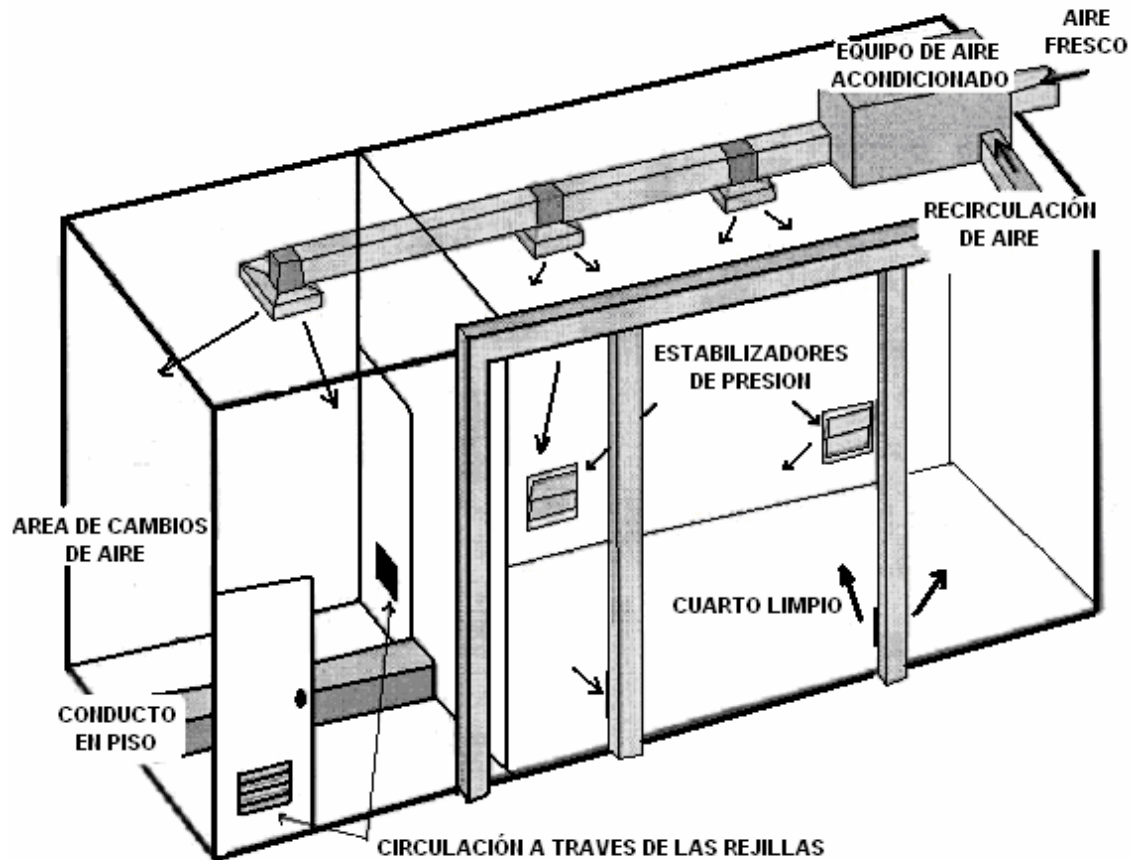


Figura 2.12 Cuarto limpio presurizado convencionalmente

2.3.3 Condiciones de flujo, filtrado y presión del aire.

Whyte (2005) también clasifica los cuartos limpios por el tipo de flujo de aire que predomina dentro de ellos en:

El primer tipo es el cuarto limpio con flujo convencional. Estos cuartos son conocidos como ventilados- con flujo turbulento o con flujo no laminar. Se distinguen por la forma en que se suministra el aire limpio, generalmente siempre es por la parte superior del cuarto limpio. En la figura 2.13 se puede observar un ejemplo típico de este tipo de cuarto limpio.

El segundo tipo de cuarto limpio es el de flujo unidireccional. También conocido como flujo laminar. El aire limpio es suministrado por un banco de filtros de alta eficiencia y pasa de manera unidireccional a través del cuarto.

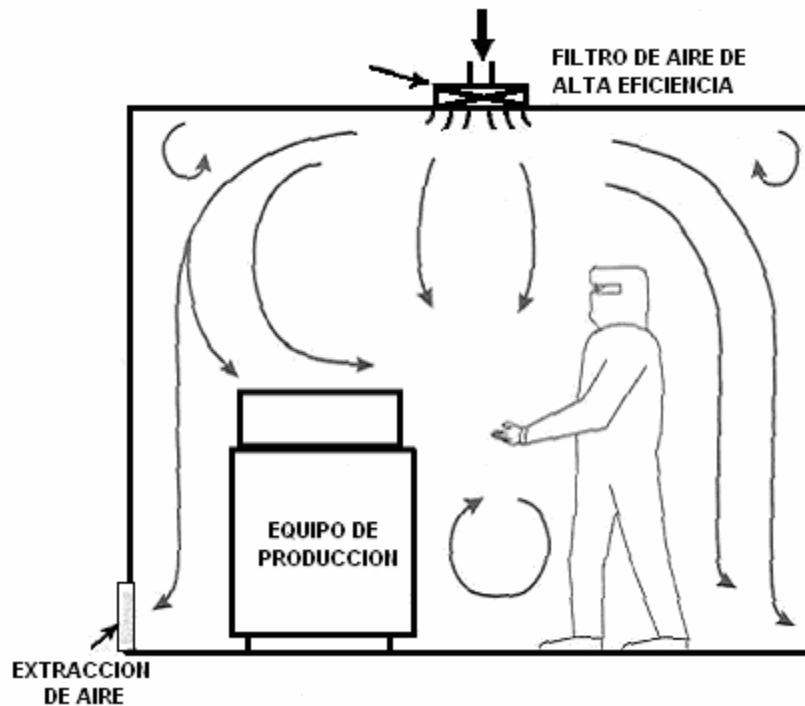


Figura 2.13 Cuarto limpio con flujo de aire convencional (flujo turbulento)

El flujo laminar de aire se utiliza cuando se tienen altas concentraciones de partículas. La velocidad predominante es de entre 0.3 y 0.45 m/s en todos los rincones del cuarto limpio. Con esta velocidad de flujo, cualquier contaminante generado dentro del cuarto limpio puede ser removido inmediatamente. Esta es la situación de simulación teórica de un cuarto limpio vacío sin obstrucciones y con flujo de aire, en el que la contaminación puede ser removida rápidamente por la velocidad del aire. Sin embargo en una situación de tipo práctica, existen obstrucciones y gente moviéndose alrededor. Este movimiento volverá al flujo laminar en flujo turbulento. Altas concentraciones de contaminación se pueden dar en áreas con flujo de aire turbulento, por lo que se hace necesario que la velocidad en esta región del cuarto se mantenga entre los rangos de velocidad antes mencionados, para regresar al flujo laminar, y con ello, que la contaminación alrededor de las obstrucciones sea adecuadamente diluida.

Si se detalla, el flujo laminar se puede subdividir en flujo laminar vertical y flujo laminar horizontal. En los sistemas con flujo laminar horizontal, el flujo de aire es de pared a pared; y en los sistemas con flujo de aire laminar vertical, el flujo de aire es de techo a techo. Muchos cuartos limpios unidireccionales son construidos de forma vertical y las partículas generadas en el cuarto son barridas de abajo hacia arriba. En la figura 2.14 se puede apreciar un ejemplo de este tipo de flujo. Menos populares son los de flujo horizontal, debido a que cualquier contaminación genera obstrucción en los filtros y pueden contaminar el área de proceso. En la figura 2.15 se muestra un ejemplo de un cuarto limpio con flujo laminar horizontal.

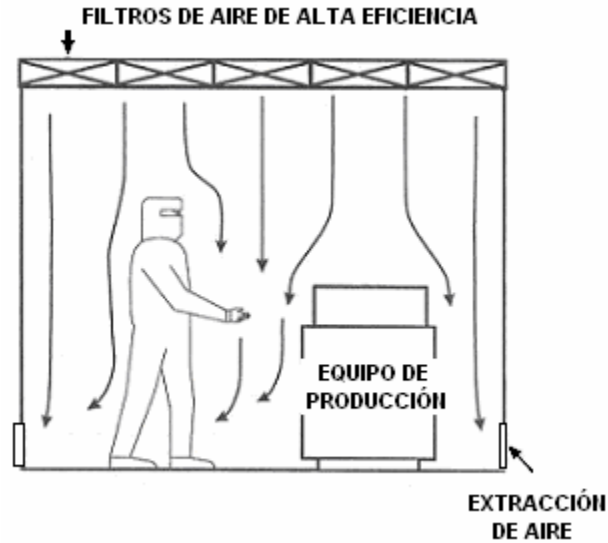


Figura 2.14 Cuarto limpio con flujo laminar vertical

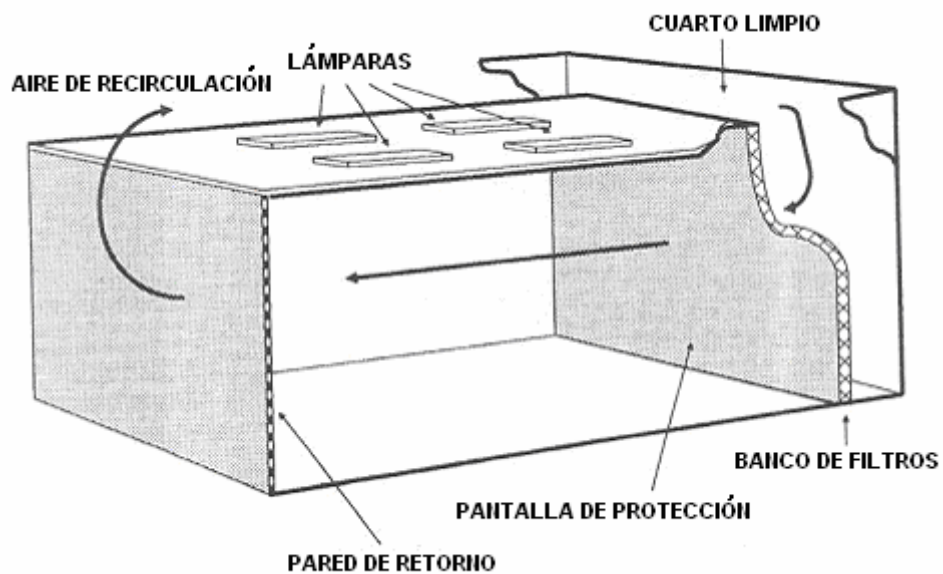


Figura 2.15 Cuarto limpio con flujo laminar horizontal

Un ejemplo de esta aplicación lo constituyen los cuartos de hospitales en donde se encuentran pacientes que son susceptibles de infección microbiológica, la cama de estos pacientes está localizada cerca de los filtros, en donde doctores y enfermeras puede realizar sus tareas cotidianas sin ningún problema. En el cuarto limpio donde se mezclan los flujos laminar vertical y horizontal, se llama cuarto limpio con flujo mixto. En este tipo de cuarto no se tienen altos volúmenes de aire. Está disponible en una variedad de estilos de flujo vertical, los cuales pueden variar en alcance y ajustarse por manipulación de personas o equipo mecánico. En la figura 2.16 se puede observar un ejemplo de este tipo de cuartos limpios.



Figura 2.16 Cuarto limpio con flujo mezclado y con protección para áreas de proceso crítico

El cuarto tipo de cuarto limpio es aquel que se encuentra dividido por barreras plásticas llamados “aisladores”. En años recientes, la tecnología de las barreras y los aisladores se ha incrementado y éstos se aplican ya exitosamente dentro del proceso de fabricación farmacéutica. Históricamente los aisladores fueron utilizados en la industria farmacéutica para manipular y almacenar isótopos radioactivos y de esta manera proteger a los operadores. Con el transcurrir del tiempo, se utilizaron en la investigación veterinaria para mantener a los animales libres de gérmenes. Otra aplicación inicialmente utilizada fue para proveer condiciones de limpieza en laboratorios microbiológicos, donde las pruebas al producto final por esterilidad son de gran importancia. Por otra parte los cuartos limpios con aisladores son utilizados para mantener el más alto nivel de protección contra la contaminación del aire. Su flujo puede ser laminar o turbulento. En áreas de fabricación farmacéutica, se utiliza para aislar las paredes del cuarto limpio con metal o plástico, esto con la finalidad de formar una barrera exterior contra la contaminación, de tal manera que el aire que se encuentra en el aislador sea estéril, y las partículas libres pasen a través de los filtros de alta eficiencia. En la industria de los semiconductores esto se conoce como mini-ambiente. Finalmente este tipo de cuartos limpios se encuentran presurizados para prevenir el ingreso de contaminación del exterior. En la figura 2.17 se muestra un ejemplo de un cuarto limpio con aisladores.



Figura 2.17 Cuarto limpio con aislador

La efectividad del aislador depende de las bacterias presentes en el flujo del aire y de las medidas que se usen para controlar su movimiento dentro del área de producción y las zonas circundantes. En la figura 2.18 se muestra un ejemplo de una red de llenado con aisladores, en esta se ilustra como el aire limpio es introducido a las áreas de llenado, por lo que el personal tiene un mínimo contacto con el producto.

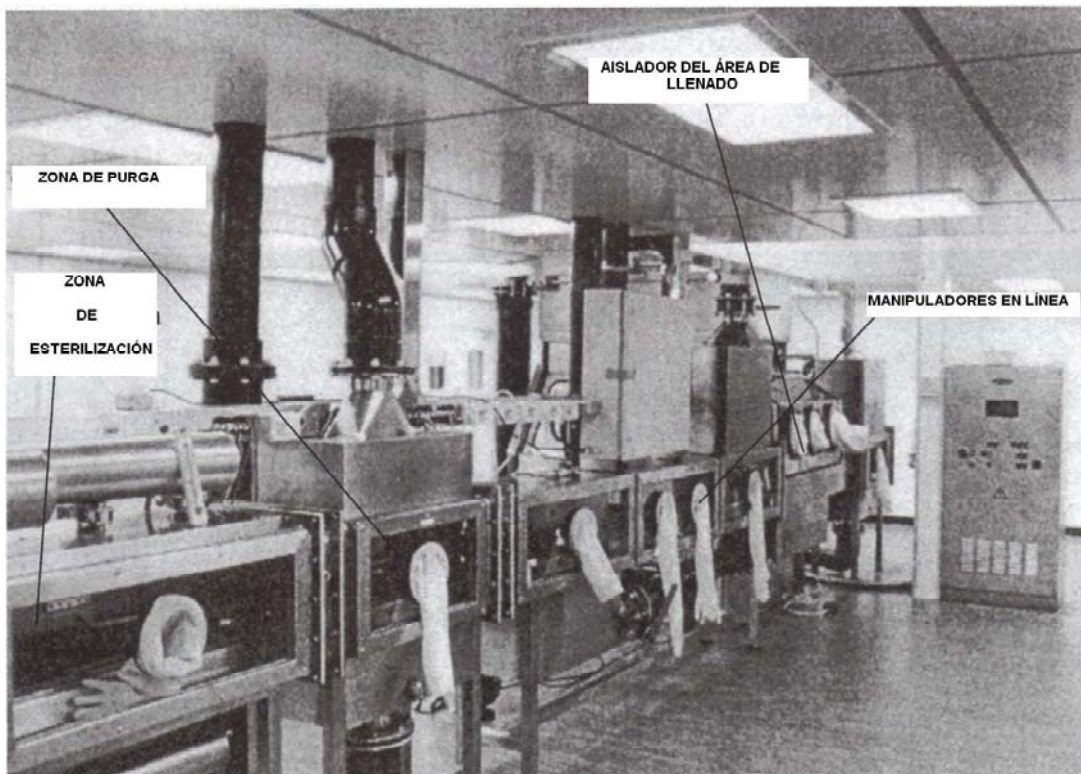


Figura 2.18 Una red especializada de trabajo que utiliza aisladores a gran escala durante el proceso de llenado

Cabe hacer notar que entre mejores condiciones se encuentre el aislador, habrá menos oportunidad de que las partículas entren desde el exterior y fluyan a los alrededores del cuarto limpio. Para evitar esto el cuarto limpio debe contar con aisladores bien diseñados, por lo que durante los procesos de formulación, llenado y control de calidad de los productos farmacéuticos estériles, se emplearán sistemas aisladores flexibles o rígidos, según sea el caso, los cuales pueden o no estar conectados a redes, o localizarse en módulos por separado. El tamaño y complejidad del diseño dependerá del proyecto y de las condiciones de operación del cuarto limpio.

Condiciones de filtrado

Es importante comprender que la limpieza de un cuarto artificialmente ventilado no depende ni del volumen de aire que se suministra, ni de la razón de cambios de aire por hora. Esta limpieza es también independiente de la generación de contaminación dentro del cuarto limpio, como por ejemplo la contaminación que puede generarse por el uso de maquinaria y el trabajo individual de las personas que laboran dentro de él. Más personas, con mayor actividad, que usen batas sucias, generarán contaminación del aire.

Whyte (2005) establece que la gente en movimiento con batas, genera en promedio alrededor de 2×10^6 partículas $\geq 0.5 \mu\text{m}/\text{min}$ y alrededor de 160 partículas cargadas con bacterias por minuto. Además afirma que si la gente utiliza ropa de laboratorio bien diseñada, fabricada con telas finas se presenta una reducción en la cantidad de partículas cargadas con bacterias, de alrededor del 50%.

Si utilizamos filtros para limpiar el aire que introducimos al cuarto limpio y el tipo de flujo que predomina dentro de este es laminar, se puede conocer la concentración de partículas por cada m^3 de aire que se introduce dentro del cuarto limpio. Esto se puede obtener utilizando la ecuación 2.2

$$\text{Concentración de partículas} = \frac{\text{Número de partículas(o bacterias) generadas/}}{\text{min/(volumen de aire de suministro}} \\ (\text{m}^3/\text{min.))} \dots\dots\dots(2.2)$$

La adecuada filtración del aire que se introduce en un cuarto limpio depende de los siguientes factores:

- La cantidad de contaminación observada
- La cantidad de aire suministrado
- El tipo de flujo de aire de suministro por ejemplo ventilación convencional/turbulento o flujo laminar, o una combinación de ambos
- La cantidad de contaminación que ingresa desde las áreas adyacentes al cuarto

La contaminación observada dentro del cuarto puede provenir del personal que trabaja dentro del cuarto limpio, del equipo de proceso o bien de las superficies del cuarto. Aunque se debe hacer mención que uno de los contaminantes más importantes de los cuartos limpios, con aplicaciones farmacéuticas, son las bacterias. El equipo de proceso es otra fuente significativa de contaminación por partículas, por lo que se sugiere siempre que sea posible, remover todas estas partículas, antes de operar los equipos. Las superficies pueden ser también fuentes de contaminación, por la razón de que las superficies con grietas acumulan suciedad. Uno de los problemas más frecuentes que se presentan en edificios con cuarto limpio, con flujo laminar, son las filtraciones de aire sucio, algunas veces provenientes de los sellos de los filtros de alta eficiencia, por lo que se recomienda un mantenimiento periódico de dichos sellos. De acuerdo con la norma norteamericana 209D, el aire que es filtrado a un cuarto limpio clase 100 debe tener: 750 partículas de $0.2 \mu\text{m}$ por cada 0.304 m^3 , 300 partículas de $0.3 \mu\text{m}$ por cada 0.304 m^3 y 100 partículas de $0.5 \mu\text{m}$ por cada 0.304 m^3 de aire

Por otra parte, para efectuar un buen trabajo de filtrado se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

1. La densidad de las partículas
2. La velocidad y flujo libre de partículas
3. El espesor del medio filtrante, es decir del filtro
4. La velocidad, presión y temperatura del gas, en el cual la partícula es aerosolidizada.
5. El tamaño y distribución del aire dentro del medio filtrante

Una vez que se ha logrado filtrar el aire, se hace necesario efectuar una prueba de esterilidad para comprobar el éxito de las condiciones prevalecientes dentro del cuarto limpio. Estas pruebas requieren de un estricto control de la contaminación microbiológica, que se intercambia desde el exterior del ambiente controlado, pero no se debe permitir la contaminación por partículas liberadas durante el proceso. Otro de los factores que son de suma importancia a considerar cuando se diseñan sistemas de enfriamiento para cuartos limpios son las condiciones de presión.

Condiciones de presión

El ingreso de corrientes de aire contaminado desde el exterior del cuarto limpio es un problema que se presenta de manera frecuente, aunque un buen diseño puede limitarlo. Este ingreso de contaminantes también puede ocurrir cuando el personal, el equipo y el material, son transportados a través de un mal diseño de aisladores, cuando la corriente de aire es inducida a través de los tejidos textiles de una vestimenta mal fabricada, o bien, cuando el aire pasa sobre superficies contaminadas.

Para evitar esta posible introducción de corrientes de aire contaminado Whyte (2005), recomienda una diferencia de presión entre 10 y 15 Pa entre cuartos adyacentes y entre 15 y 60 Pa cuando están separados por paredes plásticas (aisladores). Estos son niveles que son fáciles de leer, fáciles de monitorear y previenen la contaminación dentro del cuarto limpio.

Sin embargo se debe tomar en cuenta que diferenciales de presión mayores a 30 Pa pueden ocasionar zumbido a través de las hendiduras de las puertas y por consecuencia ocasionar dificultades al abrirlas o cerrarlas manualmente. Para prevenir este flujo de aire a través de las rendijas, se separan las áreas de alta presión de las de baja presión, y se debe calcular la cantidad de aire que se pierde a través de estas. Es importante asegurarse de que el sistema de enfriamiento tenga la capacidad de satisfacer la mayor área de rendijas y hendiduras posible.

Otro problema que se puede presentar, es la presencia del equipo de proceso, que obstaculiza el paso del aire y provoca una reducción de presión. Por ejemplo cuando se considera un túnel de proceso, en donde un instrumento, se lava, se esteriliza y se llena cuando pasa de un área de preparación a un área de llenado antiséptico. La diferencia de presión provocará que el flujo de aire entre a las dos áreas y se junte en el túnel. Este flujo de aire puede cambiar las características de calentamiento del cuarto limpio, y disminuir la eficiencia del sistema de enfriamiento por aire caliente, pues se generan diversas zonas calientes. Estos cambios en las diferencias de presión causarán también cambios en las cantidades de flujo de aire.

Debido a ello se utilizan dos métodos para presurizar el cuarto limpio y son conocidos como el método a “puerta abierta” y el método a “puerta cerrada”. El método a “puerta abierta” tiene especial importancia en lugares donde el bloqueo del aire es inconveniente o impráctico, como por ejemplo en los cuartos de operación para hospitales. En este método la cantidad de aire suministrado en cada cuarto debe cumplir con las características de dilución de aire contaminado y con los requerimientos de enfriamiento. El suministro de aire se ajusta para satisfacer la diferencial de presión. El aire extraído de los cuartos puede ser ajustado manualmente o, si es posible con compuertas automáticas. La ventaja de este tipo de método es su simplicidad y la alta probabilidad que tiene de operar sin problemas.

Para el caso del método de puerta cerrada, su principal desventaja es que este método no toma en cuenta los flujos de aire de extracción, que ocurren cuando las puertas están abiertas. La introducción del aire sucederá cuando una persona abra y cierre la puerta, pero si una puerta es abierta a la izquierda existirá una circulación del aire entre las áreas separadas por la puerta, la cual origina una turbulencia, generado por el tiro de aire de los difusores de suministro.

Y este a su vez se puede incrementar por la diferencia de temperaturas entre las dos áreas. Una forma de prevenir esto es que el aire suministrado sea suficiente como para pasar a través de la puerta abierta en dirección del área que esta a menor presión, para prevenir movimientos del aire en dirección contraria. Un ejemplo del método a “puerta cerrada” se muestra en la figura 2.19, en ella se puede observar como el aire limpio es suministrado por dos sistemas de enfriamiento.

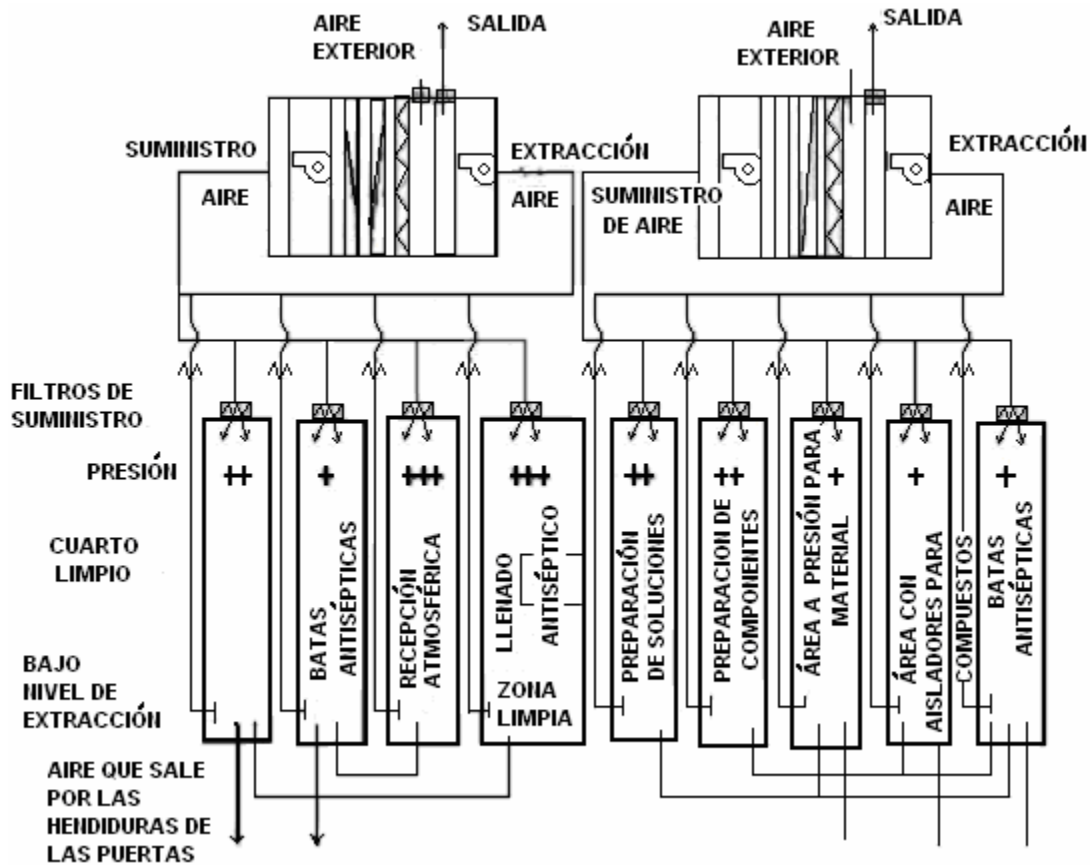


Figura 2.19 Suministro y extracción de aire en cuarto limpio, que utiliza el método a “puerta cerrada” con dos sistemas de enfriamiento

Whyte (2005) propone que el volumen de aire que debe ser suministrado dentro de un cuarto limpio, para asegurar una presión positiva, debe ser de $0.69 \text{ m}^3/\text{s}$, y la presión oscilará entre 15 y 45 Pa, para un cuarto de llenado, y alrededor de $0.63 \text{ m}^3/\text{s}$ para el cuarto de preparación de soluciones. Estos volúmenes son propuestos para controlar el movimiento del aire, pero sin considerar los requerimientos de enfriamiento del aire del cuarto limpio ni los requerimientos para diluir la contaminación de las corrientes. Estos volúmenes de aire han sido calculados con un máximo de diferencia de temperaturas de 2° C entre el área limpia de llenado y áreas adyacentes y 1° C entre todas las demás áreas.

Por otra parte para controlar los parámetros de temperatura, humedad, presión y grado de filtración del aire se pueden emplear en los sistemas de enfriamiento los siguientes elementos:

- Compuertas de aire exterior, de extracción y suministro.
- Válvulas de agua fría, de agua caliente y humidificadores
- Resistencias eléctricas
- Y ventiladores

Una vez que se ha visto, la importancia que representa controlar las condiciones de flujo, filtrado y presión del aire, dentro del cuarto limpio se debe proceder a realizar un análisis de los materiales de construcción y acabado que se debe tener en las superficies y que van a formar parte del cuarto limpio. Para el caso del acabado, éste deberá ser con un terminado que no genere grietas, para que no se acumulen partículas, que después constituyan focos de contaminación. Se debe procurar que las superficies de las paredes sean fáciles de limpiar. En el siguiente punto se tratará con más detalle el tipo y acabo de las superficies.

2.3.4 Materiales de construcción y acabado de superficies para cuarto limpio.

Sirch (2004), citado por Whyte (2005), establece que la limpieza de superficies en cuarto limpio, influye de manera esencial en el grado de limpieza de los productos fabricados dentro de estos. Whyte (2005) cita a Sirch (2004), quien menciona que los materiales utilizados en la construcción del cuarto limpio deben ser seleccionados para asegurar que las partículas u otros contaminantes no se acumulen y por consecuencia contaminen el producto. De ahí que estos materiales deberán cumplir con los siguientes requisitos: (a) deben ser fáciles de limpiar y, donde se necesite, resistentes al agua, a los detergentes, a los desinfectantes y antiestáticos; (b) deben ser durables, y químicamente inertes. La construcción del cuarto también requiere que los materiales utilizados aseguren la firmeza de la estructura. Estas propiedades deben preservarse a través del tiempo de vida del cuarto limpio.

Sirch (2004), citado por Whyte (2005), sugiere que las condiciones estructurales y de acabado de las superficies, que deben considerarse dentro de un cuarto limpio son:

- Evitar superficies brillantes;
- Asegurar la visibilidad desde el área de trabajo hasta las áreas exteriores del cuarto limpio;
- Proporcionar rutas de escape en caso de fuego o situaciones de emergencia;
- No tener superficies horizontales sobre el nivel de operación;
- Las superficies deben ser lisas, impermeables y sin esquinas afiladas; libres de poros, resistentes a la abrasión, sin agrietamientos, fáciles de limpiar, y resistentes a agentes limpiadores y desinfectantes;
- Antiestáticos;
- Las ventanas deben ser de doble vidrio;
- Las uniones deben ser selladas con silicón o hule;

Para cumplir estas condiciones se deben tomar en cuenta las propiedades físicas, químicas y de construcción de los componentes del cuarto limpio, y estas propiedades están conformadas por cuatro aspectos: la funcionalidad; la durabilidad; la limpieza; y el mantenimiento.

El primer aspecto que Sirch (2004), citado por Whyte (2005), menciona como de suma importancia dentro la construcción de cuartos limpios, es la funcionalidad. Ejemplo de esto lo constituye la acumulación de carga electroestática y su posterior descarga, problema comúnmente presente en cuarto limpio. Esto puede ocasionar riesgos por explosión (en presencia de polvos o gases), provocar daños a componentes ópticos o electrónicos, o bien causar contaminación por atracción de partículas sobre superficies cargadas eléctricamente. Por lo que los requerimientos antiestáticos se deben especificar para cada aplicación. Para reducir los problemas electroestáticos, el sistema de enfriamiento debe proveer una humedad relativa del aire menor al 50% para procesos de operación continua, además de evitar posibles daños por exceso de humedad en el producto.

Para proteger los componentes sensibles a descargas electroestáticas Sirch (2004), citado por Whyte (2005), afirma que la resistencia eléctrica de toda la estructura debe estar en el rango de entre 1×10^4 y 1×10^7 ohms.

El segundo aspecto es la durabilidad, muy importante en áreas donde la degradación de las superficies puede ser fuente de contaminación de los productos. Además la durabilidad debe incluir la resistencia química a los agentes desinfectantes que están en contacto con la superficie.

El tercer aspecto es la limpieza. Las paredes, techos y pisos del cuarto limpio deben ser construidos de manera que las superficies expuestas sean fáciles de limpiar, además se debe reducir la posibilidad de encontrar áreas con acumulación de polvo. Para que esto sea posible Sirch (2004), citado por Whyte (2005), recomienda que los materiales de construcción del cuarto limpio sean de:

- Acero inoxidable;
- Hojas de aluminio anodizado;
- Concreto sellado;
- Hojas de plástico, fundidas en caliente;
- Cubiertas que no se acumulen calor o humedad;
- De materiales cerámicos;
- De vidrio.

Los agentes limpiadores de las superficies deben ser resistentes a la abrasión. Ejemplos de esto lo constituyen:

Las superficies de acero inoxidable;

Las superficies de pintura horneada;

Las superficies de pintura a base de resinas poliéster o epóxicas;

Las superficies cerámicas;

Las superficies con cubiertas de polvo;

Y el concreto sellado.

Por lo que las superficies, que son consideradas fáciles de limpiar, son las siguientes:

- Superficies con acabados finos de acero inoxidable;
- Superficies de aluminio anodizado;
- Superficies de polímeros plásticos;
- Superficies de vidrio;
- Y superficies con aplanado fino.

Sirch³² (2004) menciona que el acabado de las superficies debe ser capaz de mantener el nivel de protección requerido. Este exige procesos de mantenimiento regulares y las modificaciones o reparaciones, deben ser capaces de regresar la calidad del acabado a las condiciones originales. En general, mejores acabados provocaran un menor agrietamiento.

Sirch³³ (2004) afirma que en la selección de acabados de los materiales, en los métodos de construcción del cuarto limpio, y en la protección contra la contaminación, se deben tomar en cuenta; la degradación y el uso. En la figura 2.20 además de que el piso es sometido a un constante tránsito por parte del personal que labora dentro del cuarto limpio, es capaz de ser resistente a la humedad. Los componentes esenciales de este tipo de pisos son la cubierta del piso; con espesor que depende del tráfico de personas, la temperatura del cuarto y los escurrimientos de las sustancias químicas procesadas; dos capas de pegamento, un piso de soporte cuya dureza dependerá de la presión ejercida sobre este; y finalmente una capa de concreto. Normalmente este tipo de pisos son utilizados en cuartos limpios, donde se procesan sustancias líquidas, como jarabes o vitaminas.

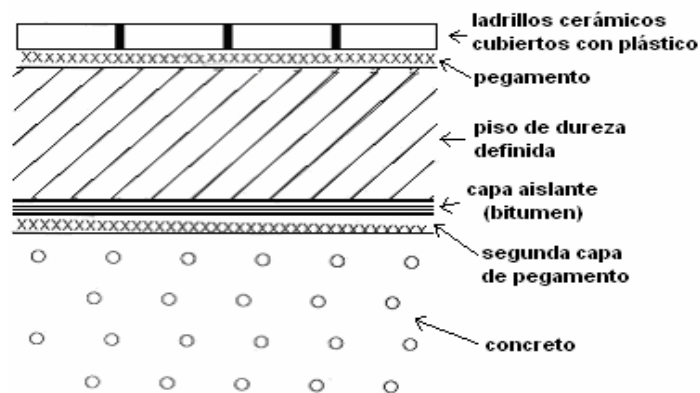


Figura 2.20 Piso para cuarto limpio con aplicación en procesamiento de sustancias líquidas

³² Whyte, W., Cleanroom design, Editorial Wyley and Sons, The atrium, Souhthern Gate, Chichester, Oeste de Sussex, Inglaterra, 2005, p 183

³³ Whyte, W., Cleanroom design, Editorial Wyley and Sons, The atrium, Souhthern Gate, Chichester, Oeste de Sussex, Inglaterra, 2005, p 183

Además de este tipo de diseño, existen otros que utilizan paneles perforados antiestáticos de acero, cubiertos con una película vinílica plástica. Estos paneles están disponibles en un amplio rango de colores y tienen valores de resistencia de 1×10^6 hasta 2×10^{10} ohms, para una humedad relativa del 50% y una temperatura de 22° C.

El panel está diseñado para minimizar la caída de presión en aproximadamente un 59.2% del área neta libre, parámetro importante a considerar cuando se diseñan sistemas de enfriamiento que suministran el aire limpio por piso falso, pues el aire se suministra a través de las perforaciones del panel. Estos paneles son colocados en un patrón no unidireccional que simplifica la instalación y facilita el paso de carros con ruedas. Son capaces de soportar una carga concentrada de 538 kg por $6.45 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ de superficie y una carga uniforme de 156 kg por 0.092 m^2 con una deflexión máxima del 5°. Cuando se colocan los paneles perforados sobre el piso, para suministrar el aire limpio por cámara plena y es una práctica muy común en un cuarto limpio, donde se fabrican minicomponentes, polvos o se operan servidores de cómputo. En la figura 2.21 se puede observar un ejemplo de este tipo de piso.



Figura 2.21 Paneles perforados colocados en un cuarto limpio con cámara plena

En cuanto a las paredes del cuarto limpio, éstas son construidas por dos métodos: con ladrillos y por ensamble de componentes preestrucurados y unidos entre sí.

En el primer método de construcción, las paredes son hechas de tabique y el acabado de las superficies debe ser dado con pintura plástica o epóxica. En el segundo caso las paredes prefabricadas, deben ser ensambladas en el sitio, éstas serán unidas con soportes de lámina y tornillos en forma de H para después ser cubiertas con hojas de aluminio anodizado o plástico. Estas paredes tienen un espesor de 50 mm, en la figura 2.22 se muestra un ejemplo del ensamble de estas paredes prefabricadas.

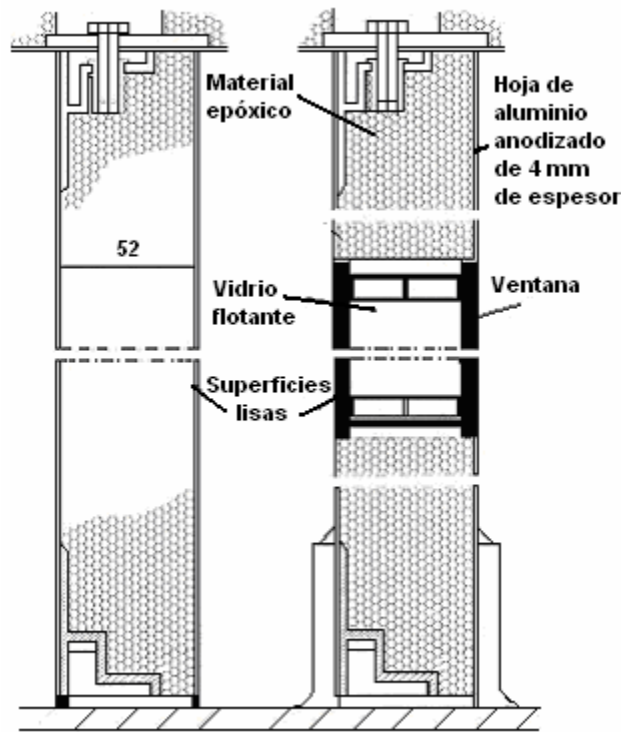


Figura 2.22 Muros prefabricados

En la figura 2.23 se observan las uniones tipo “U” y tipo “L” de los paneles prefabricados necesarias para fijarlas contra el piso

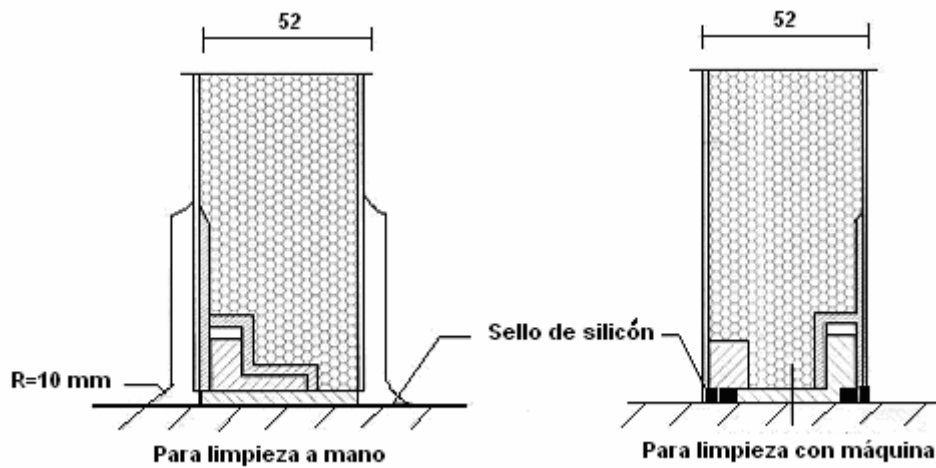


Figura 2.23 Detalle de conexión de las uniones en “U” y “L” de los muros contra el piso

Estas paredes son unidas en la parte superior por medio de tornillos formando una unión de 4 mm de espesor. En la figura 2.24 se presenta un ejemplo de este tipo de uniones.

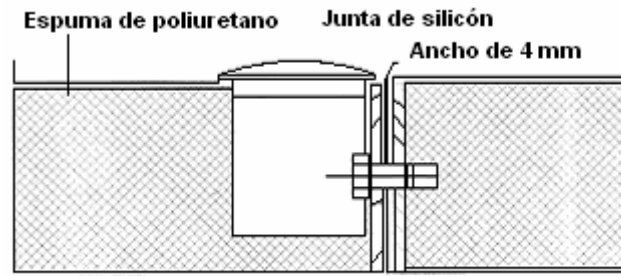


Figura 2.24 Unión entre paneles prefabricados

Finalmente estos paneles prefabricados quedan unidos para conformar las paredes del cuarto limpio y deben ser capaces de resistir la abrasión de agentes limpiadores, la humedad, la corrosión y no fomentar la cría de hongos. En la figura 2.25 se muestra un ejemplo del cuarto limpio terminado.



Figura 2.25 Paneles prefabricados unidos

Una vez que se han unido las paredes, es necesario colocar las puertas, estas deben tener pocas superficies horizontales para evitar la posibilidad de acumulación de partículas sólidas contaminantes. Deben estar provistas de mecanismos a prueba de abrasión y tener pocas manijas y candados.

Para el techo, el cuarto limpio normalmente es construido de materiales prefabricados, de éstos, los más comunes son:

-El sistema a base de paneles. Consiste en dos paneles de poliestireno epóxico y en medio una hoja de aluminio con espesor de 65 mm, la capacidad de soporte es de alrededor de $1\ 500\ \text{N/m}^2$. Todas las acometidas eléctricas y neumáticas pueden ser integradas dentro del panel. Un ejemplo de este tipo de paneles se muestra en la siguiente figura.

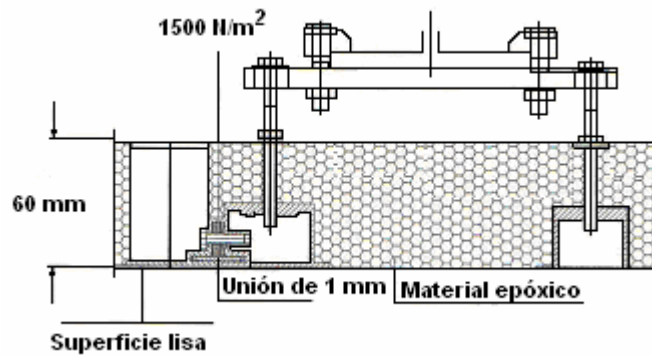


Figura 2.26 Techo fabricado con paneles

-El sistema reticular que consiste en una armazón de lámina con cinturones de plástico para sujetar la iluminación, el banco de paneles y el marco de filtros. Los puntos de intersección, son sellados con silicón para prevenir el flujo de partículas sólidas dentro del cuarto limpio. En la figura 2.27 se ejemplifica este sistema con sus respectivos soportes que van incrustados dentro de la losa. Este sistema normalmente se utiliza cuando los conductos de aire del sistema de enfriamiento van entre la losa y el techo falso, por lo que este sirve de soporte para estos.

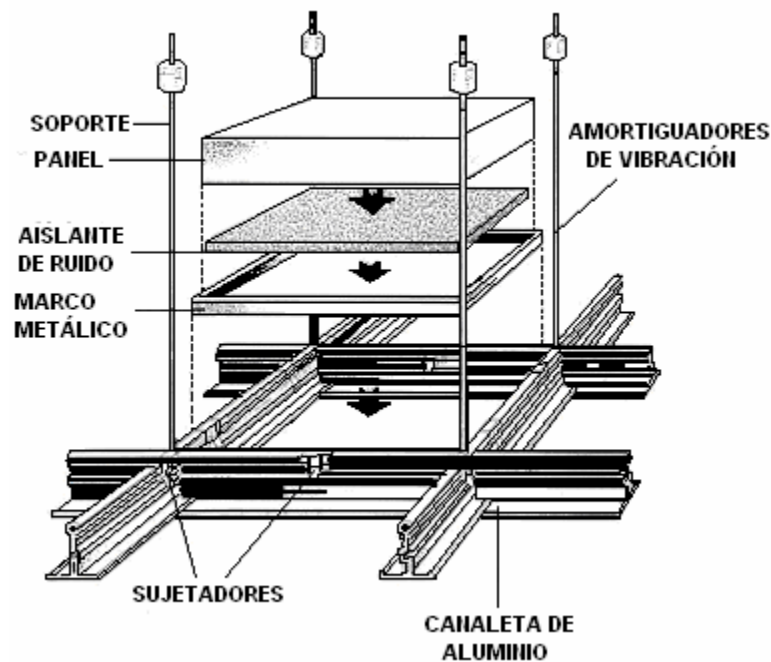


Figura 2.27 Sistema reticular para techo

2.4. Diseño bioclimático: sistemas pasivos.

Otra forma para lograr que los edificios alcancen un adecuado ambiente energético lo constituye el diseño bioclimático. Entendiendo por diseño bioclimático el diseño de edificios confortables térmicamente, esto con el objetivo de que éstos resulten ser sistemas termodinámicos eficientes. Lo cual implica que se logre la comodidad de sus ocupantes con el mínimo o nulo consumo de energía eléctrica. Morillón (2004) lo define como “la acción de proyectar o construir, considerando la interacción de los elementos meteorológicos con la construcción, a fin de que sea esta misma la que regule los intercambios de materia y energía con el ambiente exterior y propicie las condiciones que determinan la sensación de bienestar térmico del humano en interiores”. Entre los elementos del diseño bioclimático tenemos al clima y los elementos termofisiológicos del confort, definidos por el mismo como “el comportamiento estadístico de las variaciones y combinaciones del estado del tiempo (fenómenos meteorológicos) durante un largo periodo, por varias décadas”. El clima está compuesto por cuatro elementos principales:

- la temperatura,
- la humedad relativa,
- la radiación, y
- el viento.

La temperatura es una magnitud escalar. Es el elemento del clima al que estamos sujetos todo el tiempo, tanto usuarios, como la envolvente del edificio en general, tanto en el día como en la noche. García (1989) define la temperatura de un cuerpo como una medida de agitación de las moléculas. Para registrarla se utilizan instrumentos de medición llamados termómetros, que tienen diferentes escalas. De entre estas escalas tenemos la escala absoluta de grados Kelvin y la escala de grados Centígrados, que se utilizará en el presente trabajo. Con estos termómetros se puede registrar la temperatura ordinaria del aire atmosférico conocida como temperatura de bulbo seco. Además de esta temperatura se deben conocer los valores de la temperatura promedio máxima y promedio mínima del sitio en estudio. Estos valores pueden ser obtenidos de estaciones meteorológicas, con ayuda de un nomograma o midiendo directamente con sensores en el sitio.

La humedad relativa se expresa como el mayor porcentaje posible de humedad a una temperatura y presión determinadas. Varía desde el 100 por ciento en la mayoría de las nubes y la niebla, hasta el 10 por ciento o menos en los desiertos durante el medio día. La humedad se mide indirectamente por medio de un termómetro de bulbo húmedo, que mide la temperatura que tendría el aire saturado, bajo las mismas condiciones de presión. Y ambos parámetros podemos registrarlos con un instrumento llamado termohidrógrafo.

La radiación solar está compuesta por la luz visible, las ondas de radio, el infrarrojo, el ultravioleta, los rayos X y los gamma. La radiación que incide sobre la superficie de la Tierra puede ser difusa o directa. Morillón y Mejía (2004) mencionan que el ángulo de incidencia de la radiación directa sobre la Tierra varía día con día de diferente manera, en cada latitud y época del año. En latitudes que están cerca del ecuador, la radiación es más perpendicular sobre la horizontal, y en latitudes cercanas a los polos más oblicua, incidirá sobre la horizontal. Morillón y Mejía (2004) indican que “en los solsticios de verano e invierno, los rayos solares son más oblicuos, mientras que en los equinoccios de primavera y otoño los rayos son más perpendiculares”.

El viento es otro de los componentes del clima que constituye la manifestación de los movimientos del aire. Este es provocado por diferencias de presión o de temperatura en alguna de sus masas. Al aumentar la temperatura o la presión en un sector de la atmósfera, ésta tiende a ascender dejando un vacío que rápidamente es llenado por una nueva masa de aire más fresco. Si las causas que originaron el calentamiento o el aumento de presión persisten, el fenómeno sigue presentándose ininterrumpidamente.

Para realizar la obtención de estos datos es necesario tener los datos geográficos de latitud, longitud y altitud del sitio en donde se ubica el edificio. Una vez que se tienen los registros de estos componentes del clima, es necesario organizar esta información en tablas. Estas tablas deben mostrar la variación de los datos recabados a través del día para los meses del año. Con estas tablas se debe calcular la posición del centro de la zona de confort (T_n), mediante la expresión propuesta por Aluciems (1990).

Para identificar las necesidades de enfriamiento y apreciar mejor las condiciones de confort se debe realizar un diagnóstico, tanto gráfico como numérico; ejemplo de las primeras son el diagrama de Givoni (1969), la carta de Olgyay (1963) y la gráfica solar; ejemplos de las segundas, se tienen las ecuaciones para obtener el ángulo acimut y la declinación solar. Todo esto se concentrará en un diagrama llamado diagrama de isorequerimientos, en donde se pueden observar las condiciones de calor, frío y confort durante las 24 horas del día, en cada uno de los meses del año, en el lugar donde se construirá o está el edificio. Una vez establecidas las estrategias de diseño mediante el diagnóstico, se deben plantear recomendaciones de diseño arquitectónico y urbano para el edificio. Estas recomendaciones de diseño arquitectónico deben contemplar:

- Orientación favorable
- Desarrollo perimetral del edificio
- Desarrollo volumétrico de la envolvente
- Techos
- Pisos
- Muros
- Ventanas
- Control solar

- Vegetación
- Ventilación
- Sistemas pasivos
- Climatización complementaria como los sistemas de enfriamiento por refrigeración mecánica.

Recomendaciones del diseño urbano son:

- La forma y orientación de manzanas
- La densidad de lotes
- El microclima de conjunto
- Manejo de espacios exteriores

Todo esto deberá permitir la definición de un anteproyecto que será posible simularlo térmicamente para predecir el funcionamiento que tendrá en condiciones reales, y de esta manera, optimizar el edificio desde el diseño mismo. Con los resultados de la simulación del anteproyecto, será posible tomar decisiones sobre el edificio antes de la construcción, y optimizar en el diseño del mismo, el uso de la energía eléctrica.

Dentro de las recomendaciones de diseño arquitectónico se tienen los sistemas pasivos que se caracterizan porque forman parte de la estructura misma de la edificación, aunque acoplados de tal manera a las características del medio ambiente, que pueden captar, bloquear, transferir, almacenar o descargar energía en forma natural y casi siempre autorregulable, según el proceso de climatización de enfriamiento o calentamiento del edificio.

Estos se clasifican por los requerimientos de climatización:

- Control Térmico
 - Calentamiento
 - Enfriamiento
- Control de humedad
 - Humidificación
 - Deshumidificación
- Control solar
 - Captación
 - Protección
- Control de iluminación natural
- Control del entorno exterior (Arquitectura del paisaje)
 - Uso del agua
 - Uso de la vegetación
- Uso de ecotecnologías

Enfriamiento

Cuando se utiliza un sistema pasivo de enfriamiento, Morales (2005) menciona que el espacio deberá contener los siguientes elementos:

- Un espacio que va a ser enfriado
- Un enfriador o sumidero de calor, (cielo o suelo), hacia el cual el calor se descargue
- Un almacén térmico, (que puede ser la capacidad de almacenamiento térmico de la masa en la edificación) para enfriar el interior del edificio, en el período en el que el sumidero de calor no está presente

Morales, (2005) también menciona que los posibles intercambios de energía pueden existir entre:

- El enfriador y el almacén
- El enfriador y el espacio
- El almacén y el espacio

En la figura 2.28 Morales, muestra la interacción que existe entre el espacio que va a ser enfriado, el enfriador y el almacén de calor

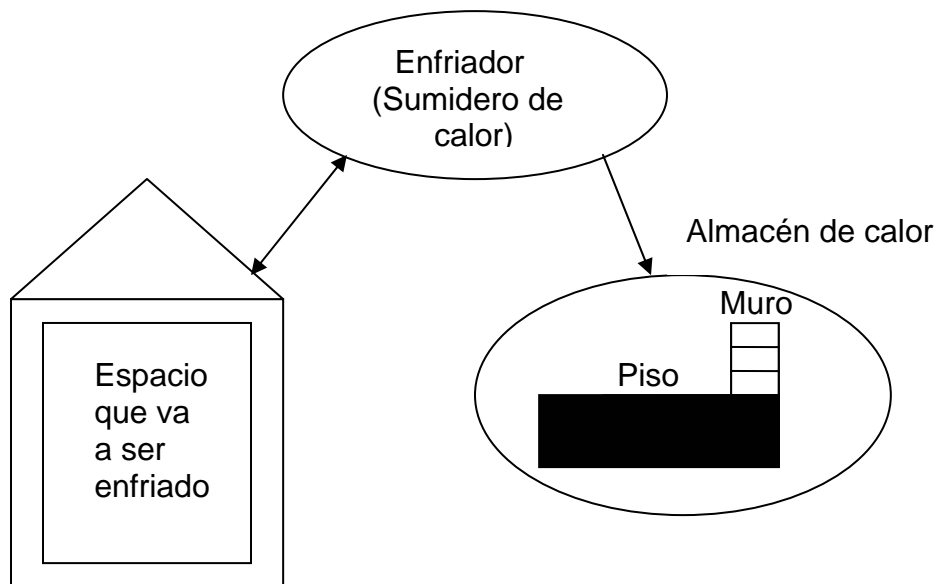


Figura 2.28 Sistema pasivo de enfriamiento

En el caso de los edificios existentes, estos se caracterizan por tener una problemática que impacta de manera importante en su consumo energético. Entre

los problemas que se pueden citar se encuentran: el mal uso del alumbrado, equipos e instalación obsoletos e ineficientes, mantenimiento inapropiado, adición de cargas sin planeación alguna, edificios no adecuados al ambiente energético, una dependencia creciente al uso del aire acondicionado, su mala operación y utilización del sistema de bombeo e hidroneumático que incrementan los consumos de agua en todos los pisos del edificio. Para estos se recomienda usar lámparas ahorradoras, aislar techos y paredes, sobretodo en lugares con clima cálido o extremoso; utilizar paredes, con colores claros en las fachadas o techos, utilizar vidrios reflectasol, hacer un buen uso del aire acondicionado, y tener programas de mantenimiento.

Morales, (2005) menciona que el enfriamiento involucra la descarga de energía por acoplamiento selectivo del sistema, con las partes más frías del medio ambiente, buscando que ese flujo de energía se dé por mecanismos naturales. Los posibles enfriadores o sumideros de calor del medio ambiente son: la atmósfera y el suelo.

En el enfriamiento del techo, la radiación del sistema pasa a través de la atmósfera y se disipa al espacio exterior.

Allí mismo indica que en el enfriamiento radiactivo hacia la atmósfera funciona bien en condiciones ambientales que presentan cielos claros, y tiene el potencial de enfriar el sistema por debajo de la temperatura del aire ambiente. El límite primario para este tipo de enfriamiento lo fija la ganancia de calor convectiva y radiactiva proveniente de la atmósfera circunvecina.

Agregar en la misma página que la energía del sistema puede también ser descargada a la atmósfera durante aquellos momentos cuando las condiciones del ambiente son favorables para tal intercambio. Y el calor puede ser disipado por una elevación de la energía de calor sensible del aire circunvecino (por ejemplo el aire frío de la noche) o por elevación de la energía de calor latente (por ejemplo el enfriamiento evaporativo). Asimismo dice que en cada caso, la transferencia de energía al aire puede ser mejorada por el movimiento del aire. El manejo de la energía para este movimiento puede provenir del viento, utilizando turbinas eólicas o mecánicas convectivas especiales.

Morales, también dice que cuando las temperaturas del suelo son considerablemente más bajas que la temperatura del aire del medio ambiente, este medio puede ser utilizado para remover una fracción de la carga de enfriamiento normal y presenta una clasificación de los procesos de enfriamiento que puede ser directo, indirecto o aislado:

- **Enfriamiento directo:** Sucede cuando las superficies y el contenido del espacio están expuestos directamente al (los) medio(s) de enfriamiento del ambiente (sumideros).

- Enfriamiento indirecto: Ocurre cuando el espacio es enfriado por transferencia de calor hacia una superficie, que a su vez, esté siendo enfriada directamente por exposición al (los) sumidero(s) de energía del ambiente, o que ha sido enfriada en otro momento, pero su capacidad de almacenamiento térmico, le permite seguir enfriando el espacio.
- Enfriamiento aislado: Pasa cuando el espacio es enfriado por un fluido que controla la transferencia de calor entre la superficie enfriada por él (los) sumidero(s) de calor, o el almacén térmico, que ha sido enfriado en otro momento por intercambio con la superficie enfriada por el ambiente.

Allí también indica que un almacén de calor sirve para fines de calentamiento o enfriamiento, ejemplo el muro trombe, funciona para enfriar, pero si el objetivo es calentar, se cierra el regulador del exterior de aire superior y se abre el interior. El techo estanque es otro sistema que permite enfriar y calentar.

Morales, Ob. cit., pp 22 también menciona que otro recurso sobre todo en clima cálido, es la ventilación. Dice que en este caso, el movimiento del aire no se usa para enfriar la estructura solamente, sino que la función principal es la de aumentar la descarga de calor del cuerpo humano. Agrega que el diseño de las aperturas (ventilas) para proveer de viento el interior del edificio debe hacerse fijando la atención en que las corrientes de aire incidan sobre los ocupantes, y no solamente sobre las estructuras.

Sugiere ahí mismo que para un óptimo enfriamiento por ventilación, se requiere un área efectiva suficiente, tanto para la entrada como para la salida del aire, con la entrada localizada en una zona de presión positiva y la salida en una zona de presión negativa. E indica que se deberá procurar siempre una ventilación cruzada para incrementar la convección sobre los ocupantes y proveer una mayor comodidad de los mismos.

Continúa diciendo que los cuartos solo cuentan con apertura de entrada, muestran que en vientos oblicuos y normales, ésta funciona como ambas (parte como entrada y parte como salida). E indica que los tamaños de las ventanas no son determinados por la ventilación solamente, sino que también se tienen que tomar en cuenta otros factores arquitectónicos como iluminación, privacidad, seguridad y control a la radiación solar. Aunque es posible separar aperturas que solo sirvan para iluminación (ventanas) y aperturas que solo sirvan para ventilación (ventilas).

No obstante, se resalta que una cuestión importante en ventilación es cómo distribuir el área disponible para una ventana y recomienda colocar ventanas corredizas, las cuales presentarán una resistencia menor al paso del aire, y colocadas de tal forma que el aire incida sobre los ocupantes para aprovechar el enfriamiento evaporativo sobre el cuerpo humano.

Destaca un factor importante, donde hay que tomar en cuenta, cuando se seleccionan dispositivos pasivos para un edificio en clima cálido, es que la radiación solar es abundante, y generalmente aparecerá todos los días. Dice que para evitar el calentamiento del edificio cuando no se desea, existen sistemas que escudan al edificio: los dispositivos sombreadores, aleros y partesoles que obstruyen la radiación solar que incide sobre las partes ventanas y superficies acristaladas del edificio, y los sistemas de descarga de calor. Ejemplos de sistemas de descarga de calor son las troneras que son hoyos que adornan la fachada del edificio y las chimeneas solares.

De acuerdo con Morillón y Mejía (2004), los elementos opacos que se diseñan y construyen para interceptar toda la radiación solar directa y una parte considerable de la radiación difusa se les llama elementos de control solar. Y forman parte de estos elementos de control solar los aleros, los partesoles y la combinación de éstos. En la figura 2.29 se muestran dos ejemplos de un alero corto y otro más largo.

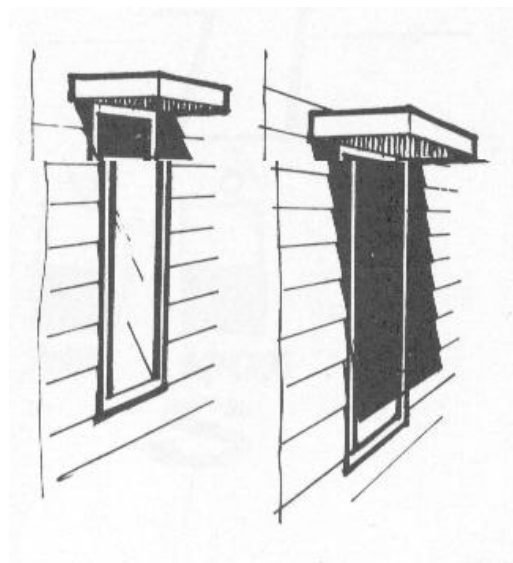


Figura 2.29 Aleros

Los aleros son dispositivos horizontales que sobresalen de la parte superior de la ventana y que obstruye la componente vertical de la radiación. Ejemplo de aleros lo constituyen el voladizo, el pórtico, la repisa, la persiana horizontal, el faldón, la pantalla, la pérgola, el toldo y el techo escudo. El partesol es cualquier elemento vertical cercano a la ventana que obstruye la componente horizontal de la radiación solar, sobre todo en horas cercanas a la salida y puesta del sol. Ejemplos de partesoles son: la persiana vertical y el muro escudo. Cuando se combinan los dos elementos se tiene como ejemplos el marco, la celosía, el remetimiento de ventanas y el contraventanas o postigo.

Por otra parte, los techos son las superficies que más asoleamiento reciben, por lo tanto debe cuidarse que el calor captado por estos, no sobrecaliente el interior del edificio. Una manera de lograrlo con sistemas pasivos, consiste en presentar una gran masa de material, capaz de almacenar el calor captado, y que retarde la transmisión de calor al interior, de tal manera que la mayor parte se transmita al medio ambiente. Dentro de los sistemas pasivos, la vegetación y el agua son parte esencial que permiten controlar estos procesos naturales de transferencia de calor. Morillón (1993) indica que “la vegetación permite reducir la penetración de calor hacia el interior de la edificación y dispersar el calor acumulado durante el día, para prevenir la re-radiación durante la noche”. Cuando esta vegetación se coloca en los techos actúa como una capa adicional de aislamiento, manteniendo al edificio más fresco en verano. Ejemplo de ello lo constituyen los techos verdes. Un techo verde es la superficie de un techo cubierta con una capa de sustrato y vegetación que crece. En la figura 2.30 se muestra un ejemplo de techo verde.



Figura 2.30 Techo verde

Tipos de techos verdes

Los techos verdes se clasifican en extensivos e intensivos. Se le llaman techos verdes extensivos a aquellos que tienen un material vegetal simple, como césped, musgo, flores de pradera, etc; especies tolerantes a los climas secos, y que necesitan muy poca o ninguna irrigación, fertilización o mantenimiento. El tipo de vegetación adecuada para este tipo de techos es aquella que proviene de climas secos o semi-secos, son plantas que han desarrollado mecanismos especiales para adaptarse a esas condiciones (órganos para almacenamiento de agua, hojas angostas, espinas, etc).

El medio de crecimiento para este tipo de techos es de poco espesor, y varía entre cinco y ocho centímetros, lo suficiente para mantener este tipo de vegetación. En cuanto a las cargas estructurales, el peso de estos techos en estado de saturación es bastante similar al de los techos convencionales. Los techos verdes simples se pueden diseñar y construir con pendientes de hasta 33%. Estos techos no son transitables, y son los más económicos.

Se denominan techos verdes intensivos a aquellos cuyo material vegetal esta compuesto por arbustos, plantas florales y hasta pequeños árboles; elementos vegetales más desarrollados que en el caso anterior. Estos techos son similares a un jardín, y generalmente son transitables. Sus diseños pueden ser complejos, e incluir caminos, terrazas, fuentes de agua, y otros elementos típicos de un jardín. La composición y profundidad del medio de crecimiento dependerá del tipo específico de vegetación, pero por lo general nunca es menor de 15 cm. En la mayoría de los casos este tipo de techos requieren de un sistema de irrigación, y una fertilización especial, así como también de un cuidadoso mantenimiento; y dependiendo del tipo de plantas hasta pueden requerir de un sistema adicional de recolección de agua. Generalmente este tipo de techos son planos, aunque se pueden diseñar con una pequeña pendiente de hasta un 3%. Lógicamente los techos verdes intensivos tienen un costo mayor que los simples.

Criterios de diseño

Los criterios de diseño a considerar para los techos verdes son:

- a) La capacidad de soporte de la estructura
- b) Orientación de la superficie
- c) La membrana filtro para el agua
- d) El sistema de drenaje
- e) El sustrato
- f) El tipo de plantas
- g) Área total
- h) El sistema de riego y almacenaje del agua

De acuerdo con los anteriores factores la carga que va a soportar el techo se debe considerar, relacionada con el diseño de la estructura del mismo techo y de todo el edificio en general. Dimes y Harris (1997) presentan valores de masa por unidad de volumen de diferentes sustratos tanto secos como húmedos (ver tabla 2.5).

Tabla 2.5 Tabla de pesos de diferentes sustratos

SUSTRATO	PESO SECO (kg/m ³)	PESO HÚMEDO (kg/m ³)
Tierra negra	1,300.00	1,600.00
Turba	154.28	165.53
Humus	568.00	1,330.00
Agua		1,013.00
Laja	122.00	
Perlita	104.46	520.71
Vermiculita	100.45	120.53
Arena	1,446.42	1,928.56
Composta (variable)	240.00	550.00

Debido a que la capa de vegetación más sustrato absorbe el calor, ésta actúa en el techo como una capa adicional de aislamiento, manteniendo al edificio más cálido en invierno y más fresco en verano y, además, disminuyen los costos de calentamiento y enfriamiento. Según los estudios publicados por la licenciada Cecilia Nocera en su artículo “Jardines sobre techos”; un colchón de aire caliente retenido por techos verdes que tienen entre 20 y 40 cm de altura hace que el edificio pueda retener hasta un 50% del calor que se pierde por convección causado por el aire en movimiento (viento) a lo largo y sobre la superficie del techo. Nocera menciona que dependiendo de como se diseñe el techo verde, el punto de rocío puede mantenerse dentro del medio de crecimiento, lo cual eliminaría la necesidad de una barrera de vapor y, desde el punto de vista de la vegetación, se evitaría que sufra condiciones extremas durante el invierno que podrían lastimar sus raíces.

Además, se debe favorecer que el agua o humedad al congelarse, no obstruya los drenajes o rompa la membrana aislante. Por otro lado, la capa de plantación debe proteger a la membrana, de los rayos ultravioletas y de daños producidos por el tránsito de las personas.

Flujos que influyen en las ganancias de energía térmica en los techos verdes.

Los flujos que deben considerarse para analizar las ganancias de energía térmica en los techos verdes son: la conducción, la convección, la radiación solar, el aire, las nubes, la evapotranspiración y el techo mismo. Dane, Blaine, RaShelle y Washburn (2006) representaron los flujos de calor que se tienen en un techo verde (figura 2.31).

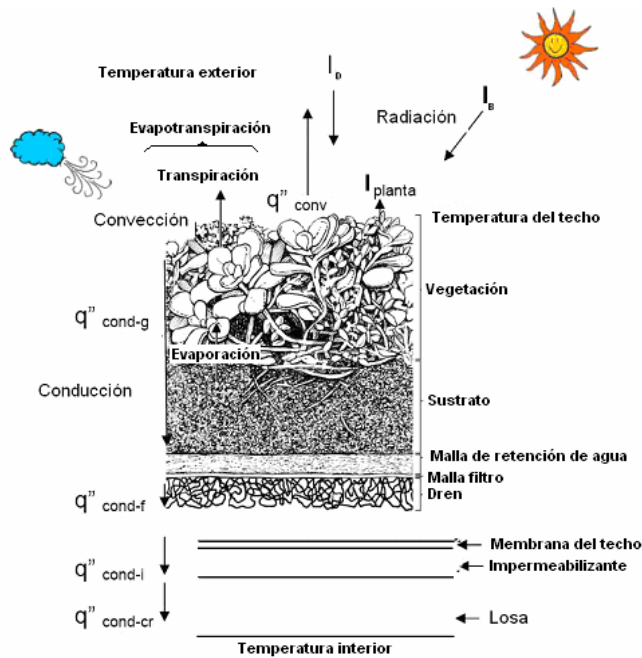


Figura 2.31 Factores que influyen en las ganancias de calor en los techos verdes

Donde q''_{conv} es el flujo de calor relacionado con la convección entre el aire y la superficie de la vegetación, q''_{cond-g} es el flujo de calor por conducción de la vegetación, q''_{cond-f} es el flujo de calor por conducción entre el sustrato, la malla de retención y la malla filtro, q''_{cond-f} es el flujo de calor por conducción en la capa dren, q''_{cond-i} es el flujo de calor por conducción entre la membrana del techo y el impermeabilizante y $q''_{cond-cr}$ es el flujo de calor por conducción en la losa. Para el proceso de evapotranspiración se considera la evaporación del agua desde la superficie del sustrato y la transpiración de la vegetación. Para el caso de la radiación solar, esta es la mayor contribución de calor en verano y proviene de dos fuentes principales: la irradiancia solar global (I_B) y la irradiancia solar difusa proveniente del cielo y las nubes ($I_D = I_{cielo} + I_{nubes}$).

Modelo simplificado para el análisis térmico del techo verde

La cantidad de irradiancia solar global que entra al edificio depende de cómo la superficie del techo refleja la radiación solar y de la hora del día. Sin embargo, a menor reflexión del techo, mayor será la cantidad de calor que será absorbida (α). La energía radiante emitida por las nubes y el cielo depende de las condiciones meteorológicas y que éstas sean constantes.

Esta también depende de la diferencia entre la temperatura del techo y la temperatura exterior, así como del coeficiente de transferencia de calor por convección. El coeficiente puede ser relacionado con la velocidad del viento. La conducción a través del techo verde depende de las conductividades térmicas (k), el espesor (e) y de las películas convectivas interiores y exteriores de los cuartos. Las conductividades térmicas son agrupadas en la literatura para cada componente y de forma general en el coeficiente global de transferencia de calor (U).

Otra manera de escudar el techo contra la radiación solar, consisten en presentar dos placas que formen el techo. La placa superior será la que reciba el calentamiento. Entre ambas placas se permitirá que el espacio se ventile. De esta manera, el calor captado se evacuará con el flujo de aire del medio ambiente, y la placa inferior, cuyo sobrecalentamiento es el que puede presentar problemas de incomodidad, tendrá una temperatura que oscilará alrededor de la del medio ambiente. Una solución es con la vigueta y bovedilla. En la figura 2.32 se muestra un ejemplo de este tipo de techo.

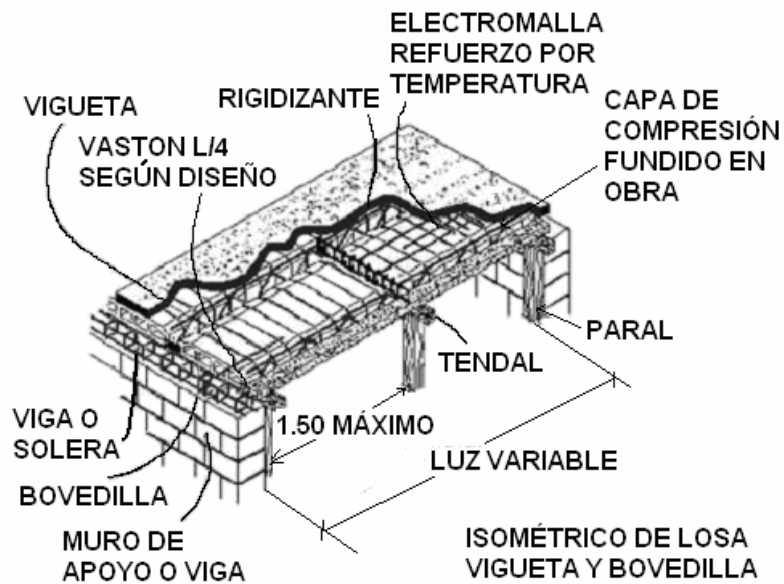


Figura 2.32 Techo de vigueta y bovedilla

Iluminación natural

La iluminación es un requerimiento ambiental importante para el interior del edificio y sobretodo cuando se trata de cuarto limpio, pues las condiciones propias del proceso demandan una buena iluminación.

Pattini (2006) menciona que para responder a estas demandas de iluminación interiores puede lograrse con luz natural, luz artificial o una combinación de ambas. Pattini (2006) menciona que entre las ventajas que se tiene por utilizar iluminación natural están:

- La iluminación natural es provista por energía renovable: es la más obvia y amigable utilización de la energía radiante del sol y del cielo
- La calidad de la luz solar tiene la particularidad de ser dinámica (está continuamente cambiando a lo largo del día y de los meses del año). La visión humana está desarrollada para la luz natural y para estos cambios
- Una iluminación bien diseñada cumple con los requerimientos de altos niveles (500 lux) de un local interior

- Entre un 60-90% del total de horas hay disponibilidad de luz natural, lo que implica un gran ahorro en energía eléctrica en edificios de uso diurno (escuelas, oficinas, industrias)

Cabe hacer mención que Whyte (1999) cita que para un cuarto limpio con aplicaciones farmacéuticas el nivel de iluminación entre un rango de 400 a 750 luxes. Whyte (1999) dice que esto dependerá del proceso que se efectúe dentro de éste y que incluso puede aumentar hasta 1200 luxes siempre y cuando se consideren las características del producto a iluminar.

Pattini (2006) afirma que la luz natural depende de la localización geográfica y de la ubicación y orientación de las ventanas. Por lo que se han desarrollado diferentes dispositivos para captar la luz natural. Estos dispositivos son:

- Estantes de luz
- Difusores
- Lumiductos
- Vidrios prismáticos
- Y sistemas holográficos

Dentro de estos dispositivos se tienen los lumiductos que se utilizan en espacios donde la luz solar no llega por las ventanas o es limitada. Se componen de tres partes: un colector solar, un transmisor que generalmente es un tubo de lámina que refleja la luz y un difusor del rayo del sol al ambiente interior, que generalmente es una mica con un diseño prismático. En la figura 2.33 se muestra el lumiducto con sus tres componentes.

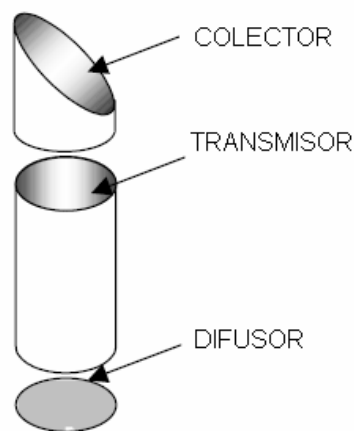


Figura 2.33 Componentes del lumiducto

CAPÍTULO III. METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

En este trabajo se propone, además de aplicar los criterios de diseño bioclimático a un estudio de caso, un sistema de enfriamiento tipo dividido para cuarto limpio clase 100, en cuyo diseño se toman en cuenta las condiciones climáticas del lugar donde se ubica el edificio. Después del análisis del clima del lugar para generar el diagrama de isorequerimientos, se seleccionó la época para la cual se tendrán las mayores ganancias de calor, con el fin de proponer el diseño termodinámico y mecánico de los elementos de la unidad dividida de enfriamiento.

El método propuesto se estructura en dos partes: la primera parte esta dedicada al estudio del bioclima, se identifican las estrategias de climatización pasiva, se describe el edificio; y la segunda parte, que consiste en el diseño de la unidad dividida.

Para realizar el estudio del bioclima del lugar será necesario recabar la siguiente información:

- Los datos horarios de temperatura ambiente de un día promedio por cada mes a lo largo de un año, y registrarlo en una tabla; esta tabla se seccionará en rangos de 5 grados y con diferentes colores para indicar los incrementos de temperatura.
- Los datos horarios de humedad relativa de un día promedio por cada mes del año, que se representarán en una tabla con colores para representar los incrementos o decrementos de humedad relativa.
- Y a partir de la temperatura ambiente, se calcula la temperatura de confort para cada mes, mediante la expresión propuesta por Aluciems (1990).
- Los datos horarios de velocidad del viento para todos los meses del año, en intervalos de 0-0.5 para la calma, 0.6 -1.5 para aire ligero, 1.6–3.3 para brisa ligera, 3.4 - 5.4 para brisa suave, y 5.5 hasta 7.9 m/s para brisa moderada.

Con la temperatura de confort y 50% de humedad relativa, se ubicará el centro de la zona de confort térmico en el diagrama bioclimático de Olgay para cada mes del año. En caso de que los datos relacionados de temperatura y humedad relativa no queden dentro de la zona de confort, la gráfica de Olgay indica el requerimiento o mecanismo que hay que seguir para regresar a la zona de confort, por ejemplo para una temperatura de 33° C y una humedad relativa del 60%, el ocupante del edificio empezará a sentir sofocación y bochorno.

Según Szokolay (1980), la temperatura de confort acepta un intervalo de 2.5°C para encontrar el límite superior de la zona de confort, y de 2.5°C por debajo para encontrar el límite inferior de dicha zona. Por ejemplo, para conocer la zona de confort para enero en la localidad estudiada, donde se dispone del dato de temperatura media, se sustituye este valor en la ecuación de Aluciemis (1990) y se obtiene la temperatura de confort. Los límites inferior y superior de esta temperatura de confort serán de 18.54°C a 23.54°C .

Como siguiente paso se procesan los datos de temperatura y humedad relativa horario para cada mes, y se obtienen 12 cartas bioclimáticas de Olgay, aunque sólo se presentara el mes más cálido del año. Con estas cartas se procede a construir el diagrama de isorequerimientos e identificar las necesidades de calentamiento, enfriamiento o de confort. Se puede indicar con colores las diferentes zonas en diagrama, por ejemplo se puede utilizar el color azul marino para horas más frías, azul magenta para las horas menos frías, azul cielo para las horas de confort y anaranjado para las horas de calor. Esto se puede consultar en el apartado 4.1 del capítulo IV, criterios de diseño bioclimático.

Irradiancia solar

Para calcular la irradiación solar global se utilizará el método gráfico propuesto por Victor Olgay (1957). Para ello se usará una mascarilla de radiación; en ésta la mitad inferior, muestra la cantidad de radiación sobre superficies verticales; y la mitad superior, la radiación que incide sobre la superficie horizontal. Para realizar lo anteriormente explicado, la mascarilla deberá superponerse sobre la gráfica solar. La superposición de estas dos herramientas permitirá leer la cantidad de radiación que incide a cada hora (en la superficie vertical y horizontal) en los diferentes días y meses del año, para la latitud de $19^{\circ}39'$. Por ejemplo la irradiancia solar para la fachada este, a las 10:00 horas y los meses de abril y agosto será de 505 W/m^2 . Para la irradiancia solar sobre el techo del edificio para las 12:00 horas y los meses de mayo y julio será de 950 w/m^2 . Estos valores se registrarán en primeras tablas del capítulo IV. Existen otros métodos como los analíticos (ejemplo, método de la ASHRAE) y software como el RADIAC y el ECOTEC, que pueden calcular la radiación solar para un día en específico del año, como el primer programa, o bien la cantidad de radiación que incide sobre alguna fachada del edificio, como es caso del segundo programa. En la figura 3.1 se muestra un ejemplo de la mascarilla de radiación montada en la gráfica solar para superficies verticales.

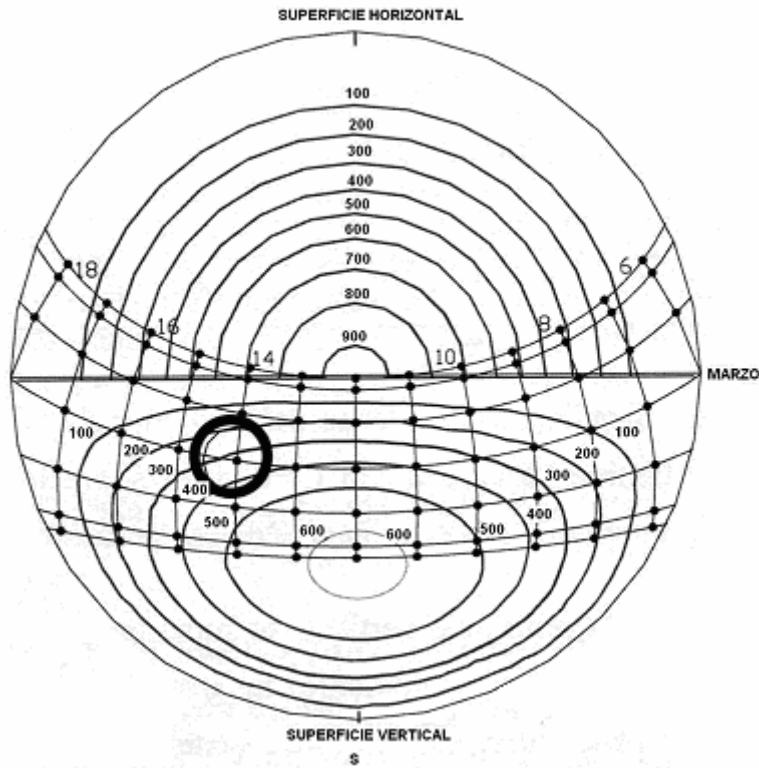


Figura 3.1 Mascarilla de radiación solar montada en la gráfica solar

Estrategias de climatización

A partir del diagrama de isorrequerimientos y climatización, se identifican las estrategias particulares para la temporada cálida. Si se requiere enfriamiento para la parte de calor o confort, será necesario implementar algunas de las estrategias existentes, que permitan enfriar el edificio en la parte que no es cuarto limpio, ejemplo de ello lo constituye el control solar y el techo verde, para evitar que la radiación solar se introduzca al interior del edificio.

Diseño del control solar

Los elementos de control solar son los aleros y partesoles, de los cuales sus dimensiones dependen de sus ángulos óptimos de protección y áreas transparentes. Para diseñar aleros y partesoles se utilizará la gráfica solar estereográfica en conjunto con las mascarillas de sombreado. Esto permitirá determinar el día y la época del año en que se debe dejar pasar la luz del sol y en qué momento conviene obstruirla. Sobre la gráfica solar estereográfica se colocarán mascarillas de sombreado que obstruirán la radiación solar cada 10° , desde el horizonte hasta el cenit, para los aleros; y desde el sur hasta el norte, para los partesoles.

Diseño de aleros

Para obtener el número de horas con calor por mes, se multiplica el número de horas de calor en el día por el número de días por mes; por ejemplo el mes de enero presenta cuatro horas de confort (de 12:00 a m a las 16:00 p m), multiplicando cuatro horas por los 31 días del mes se obtienen 124 horas de confort.

De la misma forma se obtienen las horas en las que hace frío: ocho horas (de las 6:00 a m a 11:00 a m y de las 17:00 p m a las 18:00 p m) por 31 días, da 248 horas.

Morillón y Mejía (2004) proponen que una vez obtenidas las horas por mes que requieren soleamiento o aprovechamiento solar (T1) y las que requieren protección o sombra (T2), se deben sumar las horas totales de T1 y T2 para cada semestre. La información semestral de T1 y T2 se transfiere a la gráfica solar, sombreando las horas en que se requiere protección solar. Una vez que se vacía la información a las gráficas solares, se empieza por analizar la eficiencia de los elementos de control solar, empleando la mascarilla de sombreado para los dos semestres del año. Esta mascarilla ocultará parte de las rutas solares, cuantificando las horas que requieren sombra (T2), las que están fuera de la protección del alero (K), cuántas requieren soleamiento (T1) y cuántas quedan fuera de la protección del alero (L).

A continuación se calcula la eficiencia del alero para el periodo de calor y frío utilizando las ecuaciones propuestas por Morillón, Ob. cit., pp 45. Esto se realiza para las mascarillas de 10°, 20°, 30°, 40°, etc., hasta obtener toda la información acerca de la eficiencia de los aleros con diferentes ángulos de protección, para Ecatepec, Estado de México. Después se obtiene la eficiencia global de los elementos de control durante todo el año (ED), es decir la eficiencia ponderada. Esto se ilustra en la sección criterios de diseño bioclimático, con la tablas 4.10 y 4.11 del capítulo IV.

El ángulo óptimo de protección solar para cada orientación es el correspondiente al valor máximo de la eficiencia ponderada del alero (ED). Dicho ángulo corresponde al punto en que se cruzan las eficiencias para los periodos de calor (EPC) y de frío (EPF).

Este procedimiento se aplica para cada una de las orientaciones, hasta obtener la información de los ángulos óptimos de protección solar para los aleros. Los ángulos óptimos de protección solar son medidos a partir de la horizontal del lugar y la línea que une la parte inferior de la ventana con el extremo más sobresaliente del alero. El ángulo óptimo es aquel que, de ambos semestres, tenga el mayor porcentaje de eficiencia.

Diseño de partesoles

Para los partesoles, la mascarilla de sombreado que se empleará es la de líneas en forma radial, a cada 10°. Se coloca la mascarilla sobre la gráfica solar estereográfica con la orientación elegida y se cuantifican las horas de la misma manera que para los aleros, es decir, se contabilizan las horas por semestre que requieren sol y quedan fuera de la protección del partesol. De la misma manera como se hizo para los aleros, se hace el cálculo para obtener los ángulos óptimos de los partesoles. La mascarilla ocultará parte de las rutas solares, por lo que se cuantificarán qué horas requieren sombra (T2) y las que quedan fuera de la protección del partesol (K).

Las horas que requieren sol se identificarán con T1 y las que quedan fuera de la protección del partesol con L. Para calcular la eficiencia del partesol, para el periodo de calor, de frío y la eficiencia global, se emplearán las ecuaciones propuestas por Morillón y Mejía (2004). El ángulo óptimo de protección solar para cada orientación corresponderá con el valor de máxima eficiencia ponderada del partesol (PD). Estos ángulos óptimos serán medidos a partir de la vertical de la ventana y la línea que une la parte exterior del partesol con el extremo opuesto de la ventana.

Techo verde

Además del control solar existen otras estrategias de climatización que servirán para enfriar el edificio, entre las que se pueden mencionar: envolvente con ventilación natural, enfriamiento evaporativo, ventilación de la estructura del edificio y directa del ocupante, y utilización de sistemas escudo al sobrecalentamiento de la envolvente. De esta última estrategia, se puede usar el techo verde, como sistema pasivo para completar el diseño del bioclima y reducir las ganancias de calor en el techo del edificio. Este techo verde estará compuesto por la losa, una capa de impermeabilizante, una capa de grava, malla de mosquitero, una capa de sustrato y vegetación. Para el diseño de este techo verde, se deberán considerar los flujos que influyen en las ganancias de energía térmica. Los flujos que se considerarán dentro del modelo matemático serán: la conducción, la convección, la radiación solar, el aire, las nubes, la evapotranspiración y el techo mismo. Por otra parte la cantidad de irradiancia solar global que entra al edificio dependerá de cómo la superficie del techo refleja la radiación solar y de la hora del día. La energía radiante provendrá también de las nubes y del cielo, Xu (2005) propone la ecuación (3.1) que permitirá calcular la cantidad de ganancias de calor que se tendrán en el edificio:

$$Q_{\text{rad}} = A\alpha(I_A+I_B+I_D)-\varepsilon\sigma A(T_{\text{techo}}^4-T_{\text{exterior}}^4) \dots\dots\dots(3.1)$$

Donde Q_{rad} es el calor por radiación, A es el área del techo verde, α es el coeficiente de absorción, σ es la constante de Stefan Boltzman, ε es el coeficiente de emisividad y T 's serán las temperaturas del techo y ambiente. I_A es la transferencia de calor por convección causada por la corriente del viento, I_B es

la irradiancia solar global e I_D es la irradiancia solar difusa proveniente del cielo y las nubes.

Para calcular las ganancias de calor por conducción que se tendrán en el techo Xu (2005) muestra la ecuación 3.2 y 3.3 que permitirán calcular estas ganancias:

$$Q_{\text{conducción}} = UA(T_{\text{techo}} - T_{\text{interior}}) \dots\dots\dots(3.2)$$

$$1/U = 1/h_{\text{interior}} + e_1/k_1 + e_2/k_2 + e_3/k_3 + \dots + 1/h_{\text{exterior}} \dots\dots\dots(3.3)$$

En la ecuación 3.2 U es el coeficiente global de transferencia de calor dado en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$, A será el área del techo verde expresada en m^2 , T_{techo} será la temperatura superficial del techo y T_{interior} será la temperatura de la superficie que está por debajo de la losa, que servirá de soporte del techo verde, las dos temperaturas en grados centígrados. En la ecuación 3.3 e_1 , e_2 y e_3 serán los espesores de los materiales que componen las diferentes capas del techo verde y k_1 , k_2 y k_3 serán los coeficientes de conductividad térmica de estos materiales en $W/m \text{ } ^\circ C$. En esta misma ecuación h_{exterior} será el coeficiente convectivo de transferencia de calor exterior, que Xu (2005) propone que deberá ser calculado con la ecuación 3.4:

$$h_{\text{exterior}} = 5.7 + (3.8) * (Vv) \dots\dots\dots(3.4)$$

En donde Vv es la velocidad del viento en m/s. Para el coeficiente convectivo interior (h_{interior}), la ASHRAE (1993) propone un valor de $22.7 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ para el cuarto limpio y para las áreas comunes de $9.36 W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

Xu (2005) también sugiere la ecuación 3.5 para calcular las ganancias de calor que se tendrán tanto en el techo verde, que estará sobre las áreas comunes, como en el techo verde, que estará por encima del cuarto limpio.

$$Q_{\text{Total}} = Q_{\text{radiación}} + Q_{\text{convección}} \dots\dots\dots(3.5)$$

Finalmente se resumirán los resultados obtenidos en una tabla en la que se subdividirán las áreas que componen el edificio, es decir las áreas de cuarto limpio y las áreas comunes. Las columnas a su vez se subdividirán en dos columnas más:

- Edificio con techo verde
- Edificio sin techo verde

Cada una de estas columnas, a su vez se subdividirá en tres columnas, que serán:

- Área del edificio
- $Q_{\text{radiación}}$ (kW)
- $Q_{\text{conducción}}$ (kW)
- $Q_{\text{TOTAL CON O SIN TECHO VERDE, SEGÚN SEA EL CASO}}$ (kW)

Y se agregará una última columna en donde se realizará la diferencia entre las ganancias de calor entre los dos tipos de techos en kW. En el anexo B se presentarán los cálculos realizados para este apartado

Iluminación natural

Se aplicará la iluminación natural como otra estrategia de enfriamiento pasivo. Ubicando lámparas de iluminación natural en todo el edificio y se estimarán las ganancias de calor que se tienen mediante un balance térmico, para así poder comparar estas ganancias con las que se tendrían si el edificio fuera iluminado únicamente con lámparas de iluminación artificial. Todo esto se resumirá al principio del capítulo V, con dos tablas en una sección llamada “Resultados de utilizar iluminación natural”. En la primera tabla se tendrá la iluminación artificial que se proyecta utilizar en el edificio. Esta tabla estará dividida en las columnas: plantas del edificio, el número de lámparas con balastro ahorrador, lámparas con dos tubos fluorescentes, lámparas con un tubo fluorescente y las ganancias de calor. En segunda tabla se resumirán: los meses del año, el número de días por mes, el número de horas por día del mes en que se tiene iluminación natural, las ganancias de calor por iluminación artificial por cada mes del año, y las ganancias de calor por iluminación natural por cada mes del año. También se agregará una gráfica con los meses del año contra ganancias de calor totales en kWh/mes, para representar gráficamente esta comparación entre los dos tipos de iluminación.

Descripción del edificio

Una vez que se tiene la ubicación del edificio, las características del clima, el estudio del bioclima, las estrategias de climatización pasiva, se procederá con la descripción del edificio. Esta descripción comprenderá: su aplicación, los planos arquitectónicos, los espacios donde se ubicará la iluminación natural y sus materiales de construcción.

Balance térmico

Una vez que se tiene el diseño de los sistemas de enfriamiento pasivo se realizará el balance térmico en estado estacionario del edificio que no existe y se piensa diseñar, considerando que el edificio no use ningún sistema de enfriamiento pasivo y en la zona de cuarto limpio retire el calor un sistema convencional de enfriamiento; y segundo, considerando los sistemas pasivos de enfriamiento utilizados para enfriar áreas comunes del edificio que se provea de iluminación natural, esto con la finalidad de conocer la capacidad de enfriamiento de la unidad dividida que actuará en el cuarto limpio. Las partes que integran este balance térmico serán: las ganancias de calor por conducción, radiación solar directa, iluminación artificial, para el primer caso e iluminación natural para el segundo caso, infiltración, ventilación, personas que ocuparán el edificio y equipos que funcionarán dentro de él.

Diseño de la unidad dividida

La unidad dividida estará compuesta por una unidad manejadora de aire y una unidad condensadora. Para iniciar el diseño se propondrán de las condiciones climáticas de Ecatepec, la temperatura del aire exterior, para la hora y mes que estén en la zona de calor en el diagrama de isorequerimientos; la hora y mes, con menor humedad relativa y la velocidad del viento que corresponde con la temperatura exterior. Con estos datos se realizará un análisis psicrométrico para conocer las condiciones de temperatura y humedad relativa del aire, que entrará al serpentín de enfriamiento de la unidad manejadora.

El diseño de la unidad manejadora deberá comprender el diseño de:

- Un serpentín de enfriamiento
- Un deshumidificador que permita retirar la humedad del aire en caso de requerirse
- Un humidificador para las horas en que la humedad del cuarto limpio sea menor al 40%
- Ventilador del serpentín de enfriamiento
- De los conductos de suministro y extracción del aire limpio

Y la selección de:

- Las tuberías de líquido y gas que unirán las dos unidades (manejadora y condensadora)
- Los filtros que servirán para limpiar el aire
- Un sistema de compresores
- Las válvulas que servirán como sistema de expansión del fluido de trabajo

Para la parte de la unidad condensadora será necesario diseñar el serpentín del condensador y su ventilador.

Diseño del serpentín de enfriamiento

Con los resultados obtenidos del balance térmico de los dos edificios, se conocerá la cantidad de calor que se debe retirar del cuarto limpio para los dos casos. En el primero (edificio sin diseño bioclimático), se seleccionará, de catálogos comerciales, un sistema de enfriamiento convencional, que retire el calor de la zona de cuarto limpio del edificio; para el segundo caso (edificio con diseño bioclimático), primero se realizará un estudio del comportamiento termodinámico del ciclo de refrigeración mecánica, para determinar cuánto calor puede retirar el serpentín de enfriamiento y cuánto calor puede rechazar el serpentín condensador. La cantidad de aire que suministrará la unidad manejadora y que deberá pasar por el serpentín de enfriamiento estará compuesta por un 85%, que será tomado del cuarto limpio y un 15% que proviene del aire exterior. Esto integrará una mezcla: aire exterior de renovación más aire de retorno del cuarto limpio.

Con la temperatura de la mezcla de aire, se deberán determinar las condiciones de diseño para los tubos del serpentín de enfriamiento, y de acuerdo con catálogos comerciales, se supondrá una temperatura interior de 14° C y una temperatura superficial de los tubos del serpentín de 4° C. Con estas condiciones de diseño será necesario determinar algunas propiedades y parámetros térmicos del aire para calcular el número de Nusselt (Nu) y el coeficiente convectivo del arreglo tubular. Con estas propiedades, se propondrá la longitud y altura del serpentín que dependerá de la disponibilidad del espacio en el techo del edificio.

Una vez que se tiene la longitud y la altura del serpentín, se establecerán sus características mecánicas como son el diámetro de la tubería, que de acuerdo con catálogos comerciales de fabricantes de serpentines, éste puede ser de 12.7 mm, la separación longitudinal entre las hileras de los tubos, en mm; la separación transversal entre las hileras de los tubos, también en mm; el número de tubos (N), el número de hileras longitudinales (N_L), el número de hileras transversales (N_T), se propondrán las dimensiones de las aletas de aluminio, su espesor y separación a lo largo del tubo en mm. Cabe hacer mención que se trabajará sobre un arreglo escalonado, por considerar que tiene poca caída de presión y una buena transferencia de calor por conducción y convección.

Si se aplica el procedimiento para calcular la transferencia de calor del aire en flujo cruzado, sobre un banco de tubos, propuesto por Incropera y De Witt (1999), se obtienen los parámetros de diseño del serpentín, como son la velocidad máxima del paso del aire, el número de Reynolds máximo, el número de Nusselt, el coeficiente convectivo y la cantidad de calor que recibirá el serpentín sin y con aletas.

Cálculo del flujo de calor del serpentín de enfriamiento sin aletas

Para calcular la cantidad de calor que deberá recibir el serpentín de enfriamiento sin las aletas se deberá calcular la velocidad máxima a la cual circulará el aire. Para ello se empleará la ecuación (3.6) propuesta por Incropera y De Witt (1999):

$$V_{\text{máxima}} = (S_T)(V)/(S_T - D) \dots \dots \dots (3.6)$$

Se propone una velocidad V en el serpentín de 3.048 m/s y un diámetro D de 12.7 mm. La separación transversal (S_T) también se propondrá. Otro número que será importante conocer es el número de Reynolds, este será determinado mediante la expresión propuesta por Incropera y De Witt (1999):

$$Re_{D_{\text{máx.}}} = V_{\text{máx.}} D / \nu \dots \dots \dots (3.7)$$

En donde ν es la viscosidad cinemática en m²/s a temperatura ambiente.

Incropera y De Witt (1999) proponen el modelo matemático para determinar el número de Nusselt (Nu):

$$Nu = mC_2(0.34)Re_{Dmax}^{(0.6)}(Pr_s)(Pr_s/Pr)^{(0.25)} \dots\dots\dots(3.8)$$

En donde m y C₂ son factores que Incropera y De Witt (1999) sugieren de 0.6 y 1.00 respectivamente. Pr y Pr_s son los números de Prandtl a temperatura del aire ambiente y a temperatura de película.

Con número de Nusselt, Incrópera y De Witt (1999) indican que con la ecuación 3.9 se calcula el coeficiente convectivo h:

$$h = Nu(k/D) \dots\dots\dots(3.9)$$

Incropera y De Witt (1999) proponen que la cantidad de flujo de calor que recibirá el serpentín de enfriamiento sin aletas se puede calcular con la expresión 3.10:

$$Q = Nh\pi D\Delta T_{ml} [W/m] \dots\dots\dots(3.10)$$

En donde N es el número de tubos del serpentín, que en este caso se propondrá de 200; h es el coeficiente convectivo de calor previamente calculado; D es el diámetro del tubo, y ΔT_{ml} es la temperatura media logarítmica que se puede calcular utilizando la ecuación 3.11, propuesta por Incrópera y De Witt (1999):

$$\Delta T_{ml} = (T_s - T_i) - (T_s - T_o) / \ln(T_s - T_i / (T_s - T_o)) \dots\dots\dots(3.11)$$

En donde T_s es la temperatura de la superficie del tubo, T_i es la temperatura interior del tubo y T_o es la temperatura del aire exterior del tubo, todas expresadas en °C. Si se multiplica la cantidad de calor obtenida q por la longitud del serpentín de enfriamiento, se obtendrá la cantidad de calor que recibirá el serpentín de enfriamiento. Como se supone una escasa captación de calor por el serpentín, sin las aletas, será necesario agregar un aletado que permita aumentar el área de captación, lo cual requerirá de realizar nuevamente el cálculo.

Cálculo de serpentín de enfriamiento con aletas

Para calcular la cantidad de calor que recibirá el serpentín de enfriamiento con las aletas primero se debe determinar el factor ε, Cengel (2004) propone la ecuación 3.12:

$$\varepsilon = (L + 2t) \dots\dots\dots(3.12)$$

En donde L es la longitud de la aleta, y t es el ancho de la aleta. Cengel (2004) indica que la ecuación 3.13 permitirá encontrar la cantidad de flujo de calor que puede recibir la aleta:

$$Q_{aleta} = n_{aleta} h A_{aleta} (T_{aleta} - T_{ambiente}) [W] \dots\dots\dots(3.13)$$

En donde n_{aleta}, h es el coeficiente convectivo de calor, A_{aleta} en m², T_{aleta}, es la temperatura de la superficie de la aleta y T_{ambiente} es la temperatura del aire ambiente que rodea la aleta. A continuación será necesario determinar el espaciamiento (S) que existe entre aleta y aleta, para ello se deberá restar el

espacio que ocupan las aletas. Se sugiere y de acuerdo con catálogos comerciales para serpentines de enfriamiento, considerar 16 aletas de aluminio por cada 25.4 mm de longitud de tubo.

De acuerdo con lo anterior, y calculando la sección transversal del tubo que estará libre de las aletas, se empleará la ecuación 3.14:

$$A_{\text{libre de aletas}} = (\pi)(D)(S) \text{ [m}^2\text{]} \dots\dots\dots(3.14)$$

Cengel (2004) indica que la ecuación 3.15 permitirá calcular el flujo de calor que se tienen en el tramo de tubo que no tiene aletas:

$$Q_{\text{libre de aletas}} = hA_{\text{libre de aletas}}(T_{\text{tubo}} - T_{\text{ambiente}}) \text{ [W]} \dots\dots\dots(3.15)$$

Si se suma el calor que recibe el tubo sin aletas, más el calor que recibe la aleta y se multiplica por el número de aletas que tiene el tubo por cada metro, se obtendrá el calor total que recibe el serpentín por cada metro. Finalmente y deduciendo la expresión 3.16 de las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$Q_{\text{total del serpentín de enfriamiento}} = (Q_{\text{total}} / \text{m de tubo})(\text{longitud del serpentín en m}) \\ (200 \text{ tubos}) \text{ [W]} \dots\dots\dots(3.16)$$

Diseño del deshumidificador

El deshumidificador será diseñado tomando en cuenta la cantidad de aire que debe ser deshumidificado. La humedad que deberá prevalecer dentro del cuarto limpio es del 40% para cumplir con las condiciones de cuarto limpio clase 100. Se propondrá un sistema que utilice una piedra desecante giratoria con pequeños orificios que permitan el paso del aire de suministro a contraflujo. Con otra corriente de aire exterior que será deshumidificada por un banco de resistencias eléctricas.

Diseño del humidificador

Para diseñar el humidificador, se usará el método de ventilación mecánica descrito en Dristeem (2003), en conjunto con una propuesta metodológica para obtener las capacidades y dimensiones de los elementos que componen un humidificador para cuarto limpio clase 100, como son: el tubo dispersor, el tanque de almacenamiento de agua, el banco de resistencias eléctricas que serán sumergidas en el agua para generar vapor y el tubo de drenado de condensados.

Primero, se determinará la carga de humedad para un mes y hora determinada del año. De tablas de catálogos comerciales se calculará el valor de la humedad para las condiciones exteriores y las condiciones del cuarto limpio en g/m^3 . Con estos datos se aplicará la ecuación 3.17 obtenida del catálogo Dristeem (2003) de humidificadores:

Contenido de humedad de las condiciones exteriores – el contenido de humedad de las condiciones deseadas en el cuarto limpio..... (3.17)

El resultado se obtendrá en g/m^3 . Después se determinará la carga por deshumidificación empleando la ecuación 3.18 obtenida del catálogo Dristeem (2003):

Contenido de humedad de las condiciones deseadas en el cuarto limpio – la cantidad de humedad(3.18)

El resultado se obtendrá en kg de vapor/h. Se aplicarán las dos ecuaciones anteriores hasta encontrar el día y mes en que se tiene el mayor porcentaje de humedad. Posteriormente se determinarán las pérdidas de vapor en $kg/h/m^2$, para ello de catálogos comerciales como el de York (2008) se tendrán las siguientes consideraciones: una velocidad del aire de 6.35 m/s y la altura del serpentín de enfriamiento de 1.524 m. Se multiplicará el valor obtenido por 2.43 m y 1.33 m que son la longitud y ancho del gabinete del serpentín de enfriamiento teniendo como base lo especificado en algunos catálogos comerciales, como el de York (2008) que ya se mencionó.

Para calcular la capacidad de las resistencias eléctricas que se deberán conectar para evaporar la cantidad de agua calculada se debe considerar que un kg de agua requiere aproximadamente 2.4 kJ para vaporizarse. El proceso de humidificación utiliza rangos de entre 3.5 y 5.8 kJ por cada m^3/h de aire del exterior. Para este caso se utilizará el valor promedio de 4.65 kJ/ m^3/h . Se deberá multiplicar este valor por la cantidad de aire que la unidad manejadora tomará del exterior. Dividiendo este resultado entre 3600s se obtendrá la capacidad total de las resistencias eléctricas a emplear.

La determinación de la capacidad del tanque de agua en el cual deberán sumergirse las resistencias se logra mediante la ecuación 3.19, obtenida de Dristeem (2003):

$$(Cantidad\ de\ aire\ exterior\ en\ m^3/h)(4.65kJ/1\ m^3/h)(1\ kg\ de\ agua/2.4\ kJ)....(3.19)$$

El resultado que se obtiene es en kg de agua por lo que habrá que multiplicar este valor por la equivalencia a litros, considerando una temperatura de líquido saturado de 18° C y una presión de 2.07 kPa:

$$1\ kg\ de\ agua = 1\ L\ de\ agua$$

A continuación se divide este resultado entre 60 min que tiene una hora para saber cuantos L/min se necesita suministrar por el tanque de almacenamiento para cubrir la demanda de humidificación. El resultado que se obtiene vendrá expresado en L/min. El valor anterior deberá ser comparado con el que se obtiene de calcular el volumen de un tanque propuesto, para ello se empleará la ecuación 3.20 tomada de Gieck (1989):

$$V_{\text{tanque}} = (\pi)(\text{radio del tanque en m})^2(\text{altura del tanque en m}) \dots (3.20)$$

Para calcular la capacidad final del tanque se multiplicará el resultado que se obtiene de la ecuación 3.20 por la equivalencia (1000 L = 1 m³) y finalmente se compararán ambos resultados. Para calcular la capacidad y dimensiones del tubo de dispersión, y de acuerdo con el catálogo de Dristeem (2003), una presión de 103.39 kPa de entrada, y utilizando las tablas de vapor saturado, se obtendrá el volumen específico.

Este valor deberá ser multiplicado por el flujo másico para obtener los m³/s que se deben suministrar a la unidad manejadora. Para ello se empleará la ecuación 3.21 propuesta por Cengel (2004):

$$Q = mv \dots \dots \dots (3.21)$$

En donde Q es el gasto del vapor en m³/s, m es el flujo másico de vapor en kg/s y v es el volumen específico del vapor en m³/kg. De acuerdo con el catálogo comercial de York (2008), una velocidad de diseño de 2 m/s y despejando el área transversal de la ecuación 3.22 se obtendrá el valor que nos permitirá conocer el diámetro del tubo de dispersión.

$$Q = VA \dots \dots \dots (3.22)$$

En donde V es la velocidad del vapor en m/s y A es el área transversal del tubo en m².

Si se usa la ecuación 3.23 obtenida de Gieck (1989):

$$D = (((4)(A_{\text{transversal del tubo}})/\pi))^{1/2} \dots \dots \dots (3.23)$$

Se obtiene el diámetro en mm del tubo de aspersion. Se propondrá un diámetro del orificio de aspersion de 0.003175 m, tomado de catálogos comerciales para calcular el área de los orificios. Gieck (1989) propone la ecuación 3.24 para calcular el área de este orificio:

$$A_{\text{orificio}} = (0.25)(\pi)(\text{diámetro del orificio en metros})^2 \dots \dots \dots (3.24)$$

Se propone dividir el área transversal entre el área del orificio para conocer el número de orificios que deberá tener el tubo de aspersion. Esto se resume en la ecuación 3.25:

$$\text{Número de orificios} = A_{\text{transversal del tubo}} / A_{\text{orificio}} \dots\dots\dots(3.25)$$

Para calcular la longitud que será perforada en el tubo se propone multiplicar el diámetro del orificio por el número de orificios que se tienen. Si se resta esta longitud a la longitud promedio, que debe no ser mayor que el ancho de la unidad manejadora, se tendrá la longitud del tubo libre de perforaciones en m.

Para conocer la longitud del espacio que habrá entre cada orificio, se sugiere dividir la longitud libre de perforaciones entre el número de perforaciones calculado, que vendrá expresada en mm. Finalmente, en la parte inferior del tubo, y de acuerdo con los especificado en el catálogo comercial de Dristeam (2003), se deberá colocar un tubo de 12.7 mm para drenar los condensados que se tengan en el tubo de dispersión, en caso de que el vapor no llegue a salir de éste con una pendiente de 2% de la longitud del tubo. Todo esto se resumirá en una tabla en donde se especificarán las características técnicas del humidificador, en esta tabla se especificarán: la carga por humidificación, la velocidad del aire al pasar por el tubo del humidificador (tubo dispersor), las características de las resistencias eléctricas, del tanque de agua y del tubo dispersor.

Selección de filtros

El banco de filtros se realizará con base en una selección de catálogos comerciales. El aire limpio que será suministrado al cuarto limpio tendrá que pasar por dos secciones, la sección de prefiltrado y la sección de mezcla y filtrado. En la primera sección del aire prefiltrado, el catálogo VAMSA (1983) sugiere filtro de entre un 35 y hasta un 85%. En la sección de mezcla será filtrado VAMSA (1995) indica filtros de 95% para finalmente ser filtrado hasta un 99.99% a través de los filtros de aire de alta eficiencia. Se propone que éstos deberán ser acomodados en la sección transversal del serpentín de enfriamiento, a la entrada los de prefiltrado y a la salida los de filtrado.

Diseño del ventilador del serpentín de enfriamiento

Para hacer pasar el aire limpio dentro del serpentín de enfriamiento e introducirlo dentro del cuarto limpio será necesario determinar las características mecánicas que deberá tener el ventilador. Para ello se empleará el método propuesto por Stewart (2003), en combinación con el método de descrito por Incrópera y De Witt (1999) para el cálculo de la caída de presión de un banco de tubos triangular. La combinación de estos métodos permite calcular la potencia eléctrica del ventilador teniendo en consideración la caída de presión total que éste deberá vencer. Esta caída de presión total será la suma de las caídas de presión que se tienen en el serpentín de enfriamiento en el rotor de deshumidificador, en las secciones de

prefiltrado y filtrado y en los conductos de suministro de aire limpio. Stewart (2003) calcula la caída de presión mediante el uso de la ecuación 3.26:

$$\Delta P_T = \Delta p_{\text{serpentín de enfriamiento}} + \Delta p_{\text{rotor de sílica gel}} + \Delta p_{\text{filtración}} + \Delta p_{\text{conducto de suministro}} \dots \dots \dots (3.26)$$

Por otra parte, la caída de presión en el rotor del deshumidificador dependerá de diámetro de los orificios por los cuales pase el aire húmedo y del espesor del rotor.

Cálculo de la caída de presión en el serpentín de enfriamiento

Para calcular la caída de presión que experimenta el aire limpio al pasar por el arreglo de tubos aletado se aplicará la metodología propuesta por el flujo de aire externo que cruza un banco de tubos, para ello Incrópera y De Witt (1999) proponen la siguiente ecuación:

$$\Delta p_{\text{serpentín de enfriamiento}} = N_L X ((\rho V_{\text{max}}^2) / 2) f \dots \dots \dots (3.27)$$

En donde N_L es el número de hileras longitudinales del serpentín de enfriamiento, que en el caso de estudio se propondrá de 4 hileras, x es el factor de corrección para un arreglo escalonado de tubos, que se calculará con la gráfica de la figura 3.1, ρ es la densidad del aire a la temperatura de película³⁴, V_{max} será la velocidad máxima a la cual puede circular el aire a través del serpentín y f es el factor de fricción que toma en cuenta la fricción del aire con el haz de tubos y el aletado.

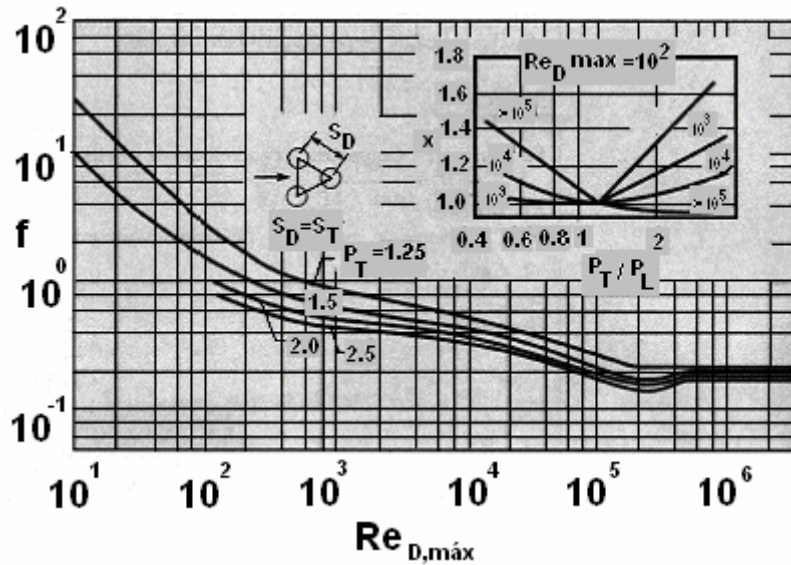


Figura 3.2 Factor de fricción f y factor de corrección x , para un arreglo de haces de tubos escalonados

Para calcular el factor de fricción f será necesario primero conocer el número de Reynolds que ya se determinó en la sección del serpentín de enfriamiento, P_T

³⁴ Temperatura de película: temperatura promedio obtenida de dividir la temperatura de la superficie del tubo y la temperatura de aire ambiente

resulta de dividir S_T/D y P_L resultará de dividir S_L/D en donde S_T y S_L son las separaciones transversal y longitudinal entre los tubos.

Para calcular la caída de presión en las unidades de prefiltrado, filtrado y suministro del aire, Stewart (2003) sugiere aplicar la expresión 3.28 que tome en cuenta todas las pérdidas por fricción que tiene el aire al pasar por los distintos filtros.

$$\text{Caída de presión [bars]} = \Delta P_{\text{filtros metálicos}} + \Delta P_{\text{filtros de fibra de vidrio}} + \Delta P_{\text{filtros de bolsa}} + \Delta P_{\text{filtros de alta eficiencia}} \dots \dots \dots (3.28)$$

La caída de presión del aire, al pasar por el serpentín de enfriamiento y por las secciones de prefiltrado y filtrado, se concentrarán en una tabla y los cálculos se presentarán en el anexo D.

Cálculo de la cantidad de aire

Una vez que se conocen las características técnicas de las secciones de prefiltrado, filtrado y mezcla del aire limpio, el trabajo propone un método que permita calcular la cantidad de aire que debe ser suministrado en cada área limpia del edificio. El método contempla dividir cada área de cuarto limpio entre el área total multiplicada por la cantidad total de aire.

Estos cálculos se registrarán en una tabla indicando la zona del edificio, la dimensión de largo y ancho del cuarto limpio en metros, la superficie del cuarto y la cantidad de aire que se debe suministrar en cada zona en m^3/h .

Cálculo de los conductos de suministro y extracción de aire

Para calcular las dimensiones de los conductos de suministro y extracción del aire limpio se propone utilizar un método que considera las variables que intervienen en el flujo interno de fluidos, como son el caudal, la velocidad del fluido y el área de la sección transversal del tubo que transporte el fluido de trabajo. Cengel (2004) propone utilizar la ecuación 3.22 para calcular el área de la sección transversal de los conductos principales y secundarios. Para el diseño de estos conductos se propone usar una velocidad promedio del aire de 6.10 m/s, esto para conservar la misma caída de presión de 0.71 mm c. de agua por cada 30.48 m de recorrido de conducto. Para calcular las dimensiones de los conductos secundarios se utilizará el método descrito por Avallone y Baumeister (1995), conocido como método de pérdidas por fricción iguales. Éste consiste en considerar iguales pérdidas en todo el recorrido de los conductos, y de acuerdo con la cantidad de aire, se determina en tablas las dimensiones del conducto. Por ejemplo, el conducto principal de la planta deberá recibir 28,102.85 m^3/h con una pérdida de 0.71 mm c. de agua, y utilizando las tablas se obtendrán unas dimensiones de 0.61 m x 1.22 m.

Para los conductos de extracción se utilizará el mismo método de manera que para el conducto principal de extracción se tendrá una reducción de 0.56 m de ancho por 1.13 m de largo, viendo el conducto de frente y siendo éste de forma rectangular.

Cálculo de la caída de presión del sistema de conductos de suministro

Como se mencionó anteriormente, el recorrido del aire a través de los conductos de suministro también origina una caída de presión. Si se toma como referencia un valor de 0.3 Pa por cada metro de recorrido de conducto y se multiplica este valor por los metros totales de recorrido, se obtendrá la caída de presión total de los conductos. En este trabajo, se propone este método por ser de fácil cálculo y permite una adecuada aproximación.

Calculo de la potencia eléctrica del serpentín de enfriamiento

Una vez que se conocen las pérdidas totales, se propone calcular la potencia eléctrica del ventilador del serpentín de enfriamiento. Para obtener esta potencia eléctrica Stewart (2003) propone la ecuación 3.29:

$$N = Q \Delta P_T \dots\dots\dots(3.29)$$

En donde N será la potencia eléctrica del ventilador en W, Q es caudal de aire en m³/s y P_T la caída de presión total en Pa.

Una vez que se tiene la potencia eléctrica del ventilador, se propone seleccionar de catálogos comerciales las dimensiones de las rejillas de extracción y de paso en puerta. Estas últimas deberán servir para balancear la presión del aire dentro del cuarto limpio. Como criterios de selección, Avallone y Baumeister (1995) proponen considerar que las rejillas de extracción en cada cuarto limpio extraigan un 85% de aire que se suministrará, y las rejillas de paso en puerta permitan salir un 15% del aire limpio que se introduce dentro del cuarto limpio.

Selección del compresor

Con ayuda de programas comerciales de fabricantes de compresores³⁵ se seleccionará un compresor tipo espiral que deberá cumplir con las condiciones termodinámicas del ciclo de refrigeración mecánica previamente. Se presentarán en una tabla las características mecánicas y eléctricas de los compresores para determinar la demanda eléctrica que tendrá esta parte del sistema de enfriamiento.

Selección de las tuberías que unen el serpentín de enfriamiento con los compresores

³⁵ <http://www.copeland.com/CpCalc/download.html>

Las tuberías que unen el serpentín de enfriamiento con los compresores son la tubería de líquido, la tubería de succión y la tubería de descarga. Para seleccionar estas tuberías se propone usar los nomogramas de selección de tuberías de catálogos comerciales de refrigerantes³⁶ para el freón 407C.

Una vez que se tienen estos diagramas se seleccionarán estas tuberías, por ejemplo, para la tubería de líquido con una velocidad propuesta de 1.6 m/s y la carga de refrigeración en kW del cuarto limpio, se deberá seleccionar el diámetro de la tubería para una temperatura del serpentín condensador de 50° C. Para la tubería de succión, se sugiere utilizar una velocidad de 9.2 m/s para obtener el diámetro principal, que a su vez se subdividirá en dos tuberías suplementarias, en las cuales se empleará una velocidad de 12 m/s. Para estas tuberías suplementarias se utilizará una carga de refrigeración por 75 kW. Para la tubería de descarga se utilizará una velocidad de 8.5 m/s y 50° C para la tubería principal y dos derivadas.

Selección de la válvula de expansión

De catálogos comerciales de elementos mecánicos del circuito de refrigeración³⁷ se seleccionarán dos válvulas de expansión tipo termostática que satisfagan el flujo másico del fluido de trabajo y la capacidad de enfriamiento del serpentín. Estas dos válvulas deberán estar conectadas con el serpentín condensador. Con éste se completará el diseño y selección de los principales elementos mecánicos que componen la unidad manejadora de aire, ahora se deberá diseñar el serpentín de la unidad condensadora y seleccionar la capacidad de su ventilador, que será la encargada de enviar el calor retirado del cuarto limpio al exterior.

Diseño de la unidad condensadora

Éste debe comenzar por el diseño del serpentín condensador. Para esto será necesario proponer las condiciones de temperatura del aire que debe cruzar los tubos y aletado del serpentín condensador y las temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo, que en este caso será el refrigerante 407C. Se seleccionó este refrigerante por ser una sustancia que en su liberación hacia la atmósfera no daña la capa de ozono. Se consultará la temperatura del aire ambiente de la tabla de datos horarios de temperatura de la sección criterios de diseño bioclimático. Para la temperatura de entrada y salida del fluido refrigerante, se utilizará el diagrama de presión-entalpía en la parte de vapor sobrecalentado y líquido saturado. Con estos valores se supondrá una temperatura de aproximación para la superficie exterior del tubo.

³⁶ <http://www.DuPont.com.html>

³⁷ <http://www.copeland.com.html>

Una vez que se tienen los cuatro estados termodinámicos de compresión, condensación, expansión y evaporación del fluido del refrigerante se propondrá el largo, ancho y espesor en metros del serpentín condensador, con un arreglo escalonado de tubos distribuidos en tres hileras de 70 tubos por hilera. Aplicando la metodología para el cálculo transferencia de calor que se tiene en un banco de tubos que es cruzado por aire, descrita por Incropera y De Witt (1999), se deberán calcular las dimensiones del serpentín condensador como son la distancia transversal que habrá en el arreglo tubular (S_T); para ello se deberá multiplicar el número de tubos (se propone 70) por el diámetro exterior de cada tubo, que en este caso se sugiere que éste sea de 15.875 mm por ser el de mayor uso comercial. Si se suma el valor obtenido con el diámetro exterior se obtendrá la separación transversal. La separación longitudinal (S_L) se propondrá de 76.20 mm de acuerdo con catálogos comerciales³⁸.

Continuando con la metodología, la separación entre diámetros (S_D) se calculará de acuerdo con la ecuación 3.30 propuesta por Incropera y De Witt (1999):

$$S_D = (S_L^2 + (S_T/2)^2)^{1/2} \dots\dots\dots(3.30)$$

A continuación y siguiendo la metodología del cálculo de transferencia de calor con flujo cruzado en bancos de tubos propuesta por Incropera y De Witt (1999), se deberá encontrar en qué plano se tiene la velocidad máxima del aire, cuándo cruzará el serpentín del condensador, es decir en el plano transversal o en el plano definido por el cociente que resulta de dividir la distancia transversal que se sumará con el diámetro del tubo, todo esto dividido entre dos.

Una vez que se conoce la velocidad máxima con la ecuación 3.6 y se tienen los datos de temperatura de película del aire, la viscosidad cinemática (ν), la temperatura ambiente (T_α), el número de Prandtl (Pr), la conductividad térmica (k), la densidad (ρ) y el calor específico (C_p) del aire se deberá calcular el número de Reynolds con la ecuación 3.7.

Una vez que se tiene el número de Reynolds se calculará el número de Nusselt con la expresión 3.31 propuesta por Incropera y De Witt (1999):

$$Nu_D = C C_2 Re^m_{D_{m\acute{a}x}} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{(1/4)} \dots\dots\dots(3.31)$$

En donde el valor de C Incropera y De Witt (1999) proponen que se calcule con la expresión 3.32:

$$C = 0.35 (S_T/S_L)^{(1/5)} \dots\dots\dots(3.32)$$

³⁸ [http://www.dataaire.com/downloads/50900065D\(40-50tCWUplflow\)8.pdf](http://www.dataaire.com/downloads/50900065D(40-50tCWUplflow)8.pdf)

Con la ecuación 3.9 se obtendrá el coeficiente convectivo de calor y con las ecuaciones 3.8, 3.10 y 3.11 el calor por metro lineal que rechazará el serpentín condensador sin considerar las aletas. Con la ecuación 3.33, Incropera y De Witt (1999) proponen calcular el factor ε de la eficiencia de la aleta:

$$\varepsilon = (L + 0.5t)(h/kt)^{0.5} \dots \dots \dots (3.33)$$

Con la ecuación 3.13 se calculará el calor (Q_{aleta}) que retirará el serpentín condensador con el aletado. Para este caso y de acuerdo con los condensadores de tipo comercial³⁹ se sugiere una densidad de aletado de 8 aletas de aluminio por cada pulgada de longitud de tubo. Finalmente aplicando la ecuación 3.11 y sumando los dos calores; $Q_{\text{libre de aletas}}$ y Q_{aleta} se encontrará la capacidad que tienen que tener el serpentín del condensador ($Q_{\text{total del condensador}}$) para retirar el calor del cuarto limpio. Cabe mencionar que de acuerdo con el arreglo propuesto, de 3 hileras de tubos con 70 tubos por hilera, se deberá multiplicar por 210 tubos cuando se aplique la ecuación 3.10.

Diseño del ventilador de la unidad condensadora

Para calcular la potencia eléctrica del ventilador mecánico del condensador se empleará la metodología propuesta por Stewart (2003), para esto se deberá estimar primero la velocidad del aire que circulará por el serpentín, el área frontal de contacto, la caída de presión total que tiene el aire al pasar por el serpentín aletado y la eficiencia que deberá tener el ventilador. A diferencia del ventilador del serpentín de enfriamiento, el ventilador del condensador debe ser diferente pues aquí no se requiere de que el aire circule con gran velocidad, por lo que éste tiene que ser un ventilador mecánico de tipo axial, es decir, con palas menos curvadas que impulsen el aire con menor fuerza.

Para calcular la potencia eléctrica Stewart (2003) propone la siguiente ecuación:

$$W_{\text{ventilador}} = (V_{\text{aire}})(A_{\text{frontal}})(\Delta P_{\text{TOTAL}})/\eta \dots (3.34)$$

En donde V_{aire} estará dada en m/s, A_{frontal} es el área frontal del serpentín expresado en m^2 , ΔP_{TOTAL} es la caída de presión total que se tendrá debido al paso del aire por el haz de tubos expresado en Pa y η es la eficiencia del motor eléctrico del ventilador, en decimales. Esta caída de presión se subdividirá a su vez en dos: una caída de presión que se tendrá en el lado de los tubos y otra en el lado de las aletas. Para calcular la caída de presión en el lado de las aletas, Stewart (2003) propone la ecuación 3.35:

$$\Delta P_{\text{aletas}} = ((f_{\text{aletas}})(\text{Vol. esp. del aire ambiente}) (G_{\text{máx}})^2) / ((2)(A_{\text{mínima}})) \dots \dots \dots (3.35)$$

³⁹ [http://www.dataaire.com/downloads/50900065D\(40-50tCWUpflow\)8.pdf](http://www.dataaire.com/downloads/50900065D(40-50tCWUpflow)8.pdf)

En donde f_{aletas} será el factor de fricción del aire cuando pasa por las aletas, $G_{máx.}$ será la masa velocidad a través del área de flujo mínima expresada en kg/s, A_{aletas} será el área de la aleta que está en contacto con el aire, expresada en m^2 y $A_{mínima}$ será el espacio que existe entre la aleta y el espesor de la aleta que deberá ser multiplicado por la menor de las distancias de separación transversal (S_T) o diagonal (S_D) expresada en m^2 .

Para determinar el valor de f_{aletas} , Rich (1973) sugiere la ecuación 3.36:

$$f_{aletas} = 1.7 \text{Reynolds}^{(-0.5)} \dots\dots\dots (3.36)$$

Para calcular el valor de $G_{máx.}$ Rich (1973) propone la ecuación 3.37:

$$G_{máx.} = m_{aire} / A_{mínima} \dots\dots\dots (3.37)$$

En donde m_{aire} es la masa del aire que pasará a través del serpentín del condensador

Para determinar la caída de presión en el lado de los tubos Zukauskas y Ulinskas (1998) desarrollaron la expresión 3.38:

$$\Delta P_{tubos} = ((Eu)(G_{máx.}^2))(z) / ((2)(\rho_{aire})) \dots\dots\dots (3.38)$$

en donde z será el número de filas que se tendrán en el serpentín del condensador, Eu es el número de Euler, ρ_{aire} es la densidad del aire que entrará al serpentín y $G_{máx.}$ será la masa velocidad calculada con anterioridad. Para un arreglo en forma de triángulo equilátero con varias filas, Rich (1973) presenta una serie de cuatro potencias inversas, la ecuación 3.39 en donde se puede calcular con más exactitud el número de Euler.

La ecuación 3.39 representa este cálculo:

$$Eu = q_{cst} + (r_{cst} / Re_{Do}) + (s_{cst} / Re_{Do}^2) + (t_{cst} / Re_{Do}^3) + (u_{cst} / Re_{Do}^4) \dots\dots\dots (3.39)$$

En donde Re_{Do} es el número de Reynolds basado en el diámetro exterior del tubo, q_{cst} , r_{cst} , s_{cst} , t_{cst} y u_{cst} son coeficientes que dependerán del número de Reynolds y del parámetro "a" que resultará de dividir el espacio transversal entre el diámetro exterior (S_T/Do). Para ello se utilizará la tabla 3.1 proporcionada por Zukauskas y Ulinskas (1998), en la cual se presentan estos coeficientes que se deberán seleccionar de acuerdo con los valores que se calculen del número de Reynolds y del parámetro "a". Al igual que en el caso del diseño del serpentín de enfriamiento, Stewart (2003) sugiere estimar la caída de presión total del aire en el serpentín condensador, el cual será el resultado de sumar las caídas de presión que se tienen en el lado de los tubos y en el lado de las aletas.

Tabla 3.1 Coeficientes para obtener el número de Euler en series de potencias inversas

a	Número de Reynolds	q_{cst}	r_{cst}	s_{cst}	t_{cst}	u_{cst}
1.25	$3 < Re_D < 10^3$	0.795	0.247×10^3	0.335×10^3	-0.155×10^4	0.241×10^4
1.25	$10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.245	0.339×10^4	-0.984×10^7	0.132×10^{11}	-0.599×10^{13}
1.5	$3 < Re_D < 10^3$	0.683	0.111×10^3	0.973×10^2	-0.426×10^3	-0.574×10^3
1.5	$10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.203	0.248×10^4	-0.758×10^7	0.104×10^{11}	-0.482×10^{13}
2.0	$7 < Re_D < 10^2$	0.713	0.448×10^2	-0.126×10^3	-0.582×10^3	0.000
2.0	$10^2 < Re_D < 10^4$	0.343	$.303 \times 10^3$	$0-0.717 \times 10^5$	0.880×10^7	-0.380×10^9
2.0	$10^4 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.162	0.181×10^4	-0.792×10^8	0.165×10^{13}	-0.872×10^{16}

Una vez que se conoce la potencia del ventilador, expresada en W, se sugiere convertir estas unidades en caballos de potencia por ser estas unidades las más comúnmente utilizadas en el ramo comercial. Esta potencia será dividida en un cierto número de ventiladores axiales, lo que permitirá una estética más adecuada de la unidad condensadora. El procedimiento de diseño del serpentín condensador y la selección de su ventilador se presentará en el anexo E.

En los anexos F.1, F.2 y F.3 se presentarán los planos de diseño de la unidad manejadora, el humidificador y la unidad condensadora de aire. En una tabla se resumirán las características eléctricas de dichos ventiladores, estas características deberán describir:

- a) La capacidad del motor eléctrico de cada ventilador en wats
- b) El caudal de aire en metros cúbicos por hora de cada ventilador
- c) El voltaje de alimentación de cada ventilador en volts
- d) Las fases del ventilador
- e) La frecuencia en hertz
- f) Las revoluciones por minuto
- g) El diámetro del ventilador en cm
- h) El tipo de carcasa del motor eléctrico de los ventiladores

Posteriormente se realizará otra tabla que se llamará “Características eléctricas del sistema diseñado” en donde se resumirán todas las características eléctricas de la unidad dividida. Ésta se dividirá en cinco renglones principales que llevarán por título: unidad manejadora de aire, unidad condensadora de aire, sistema de compresión, deshumidificador y humidificador. Para los renglones principales de la unidad manejadora y condensadora de aire se tendrán las columnas:

- a) Componente
- b) Cantidad
- c) Demanda unitaria (kW)
- d) Demanda total (kW)
- e) Caudal (m³/h)
- f) Voltaje (v)
- g) Frecuencia (Hz)
- h) R.p.m
- i) Diámetro del ventilador (cm)

Para el sistema de compresión las columnas serán:

- Componente
- Cantidad
- Demanda unitaria (kW)
- Demanda total (kW)
- Flujo másico (kg/s)
- Voltaje (v)
- Fases
- Frecuencia (Hz)
- Tipo de refrigerante
- Corriente (A)

Para el renglón del deshumidificador se dividirá en las columnas:

- Componentes
- Cantidad
- Demanda unitaria (kW)
- Demanda total (kW)
- Voltaje (v)
- Fases
- Frecuencia (Hz)

Y para el renglón del humidificador serán las mismas columnas que para el deshumidificador, sólo habría que agregar la columna caudal en m³/h. Esta tabla servirá de base para determinar cuál de los componentes eléctricos del sistema dividido de enfriamiento demandará mayor energía eléctrica.

CAPÍTULO IV. ESTUDIO DE CASO: EDIFICIO CON CUARTO LIMPIO UBICADO EN ECATEPEC, ESTADO DE MÉXICO

En este capítulo, se presentará el estudio de caso del diseño de un edificio que se ubicará en el municipio de Ecatepec, Estado de México. Este edificio estará conformado por dos pisos, en una parte de éstos tendrá un área de cuarto limpio, y la otra parte será para áreas comunes y oficinas. En la tabla 4.1 se resumen las características de localización y climáticas del edificio.

Tabla 4.1 Características de localización y climáticas del edificio ubicado en el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México⁴⁰

Lugar:	Laboratorio Mallincrod Baker
Ubicación:	Calle Plomo no. 2
	Fraccionamiento industrial Xalostoc
	Código postal 55320
	Municipio de Ecatepec de Morelos
	Estado de México
Aplicación:	Laboratorio farmacéutico
Latitud:	19°39´
Longitud:	99° 00´
Altitud:	2,245 m.s.n.m
Día de diseño:	15 de Mayo
Hora de inicio.	13 horas
Temperatura ambiente:	26.8°C
Radiación solar global:	880 W/m ²
Humedad relativa:	50% áreas comunes y de oficina sin climatización artificial
	40% +, - 5% cuarto limpio
Temperatura interior de cuartos sin aire acondicionado	24.58°C
Temperatura interior de cuartos limpios con aire acondicionado:	20°C
Velocidad del viento:	3.12 m/s
Dirección:	Este-noreste

⁴⁰<http://www.sma.df.gob.mx/simat.htm>

En este trabajo, se presentan, además de lo anterior, la aplicación de criterios de diseño bioclimático en el edificio como son los datos climáticos del municipio (temperatura, humedad relativa, viento y radiación solar), el diagnóstico de los requerimientos y la aplicación de estrategias de enfriamiento pasivo y activo. Las primeras estrategias serán para el área de oficinas y áreas comunes, y las segundas comprenderán la propuesta de diseño, de una unidad dividida en el área de cuarto limpio. Previo a esto, se realiza un balance térmico del edificio como requisito para diseñar la capacidad del equipo que enfriará el cuarto limpio. El balance se realiza teniendo en consideración dos aspectos:

- 1) Cuando el edificio no tiene ningún sistema pasivo y en el área de cuarto limpio, se utiliza un sistema comercial convencional de enfriamiento
- 2) Cuando el mismo edificio utiliza sistemas pasivos de enfriamiento y el área del cuarto usa la unidad dividida de enfriamiento propuesta

Una vez que se diseñó la capacidad de enfriamiento de la unidad dividida, se procede a diseñar el serpentín de enfriamiento; al calcular la capacidad de su ventilador, se selecciona la capacidad del sistema de compresores, de las válvulas de expansión, de las tuberías de succión, descarga y líquido; se diseña el deshumidificador, humidificador, el serpentín del condensador y la capacidad de sus ventiladores. Se describe la disminución que representa el utilizar los sistemas de enfriamiento pasivo y la iluminación natural en el edificio y se presenta una tabla en donde se resume la demanda eléctrica de cada elemento que integra la unidad dividida propuesta. En el anexo F se muestran los planos de diseño de la unidad dividida y el humidificador.

4.1 Criterios de diseño bioclimático

México se localiza entre las latitudes 14° y 32° norte y las longitudes 87° y 118°, aproximadamente dos terceras partes del territorio presentan clima cálido (tanto seco como húmedo). Dentro de las entidades federativas que componen al país se encuentra el Estado de México. Y uno de sus municipios lo constituye el municipio de Ecatepec de Morelos. Este municipio se ubica al noreste del Valle de México y al oriente del Estado de México.

Según la enciclopedia de los municipios del Estado de México⁴¹ los datos de localización geográfica son los siguientes:

Municipio: Ecatepec, Estado de México

Superficie 155.492 km²

Altitud 2500 m.s.n.m.

Latitud entre 19°29'02'' N y 19° 39'30''N

⁴¹ <http://ed-local.gob.mx.html>

Longitud	98° 58'30'' y 99° 07'06''W
Colindancias	Al norte: Municipio de Coacalco de Berriozabal Al este: Municipio de Atenco Al oeste: Delegación Gustavo A. Madero y Municipio de Tlalnepantla Al sur: Delegación Gustavo A. Madero y Municipio de Nezahualcóyotl.

El clima del municipio de Ecatepec es de dos tipos: el primero corresponde a la parte alta de la sierra de Guadalupe y a la parte plana entre la topoforma mencionada y el cerro Gordo; en esta zona el clima es templado subhúmedo, se caracteriza por tener una humedad intermedia, es el más seco de los subhúmedos, la temporada de lluvias es de junio a septiembre y la temperatura media anual es de 16 °C.

El otro tipo de clima que presenta este municipio, es el clasificado como semiseco templado, tiene un verano cálido cuya temperatura media anual se encuentra entre 12 y 18° C, y las lluvias ocurren en verano. Los meses más calurosos son marzo, abril, mayo y junio, con temperatura media del mes más caliente de 34 °C, y la del mes más frío de 5 °C, la temperatura media anual es de 16 °C. La precipitación media anual para los dos tipos de clima es de 807 mm, registrándose ocasionalmente heladas en los meses de noviembre a febrero.

En la tabla 4.2 se muestran los resúmenes históricos de temperatura y precipitación registrados por la estación meteorológica de Chiconautla⁴² ubicada en este municipio para el periodo de 1961 a 1990. Los valores históricos de temperatura y precipitación son mostrados en las gráficas de las figuras 4.1 y 4.2.

Tabla 4.2 Resúmenes históricos de temperatura y precipitación en el municipio de Ecatepec

Resúmenes históricos	
Temperatura media anual	14.8°C (de 1961 a 1990)
Temperatura media máxima	30.6°C (de 1961 a 1990)
Temperatura media mínima	5.6°C (de 1961 a 1990)
Temperatura máxima extrema	30.6°C (mayo de 1983)
Temperatura mínimas extrema	Menos 2.5°C (febrero de 1976)
Precipitación media anual	294.94 mm (de 1961 a 1990)
Precipitación mayor anual	204.3 mm (agosto de 1969)
Precipitación menor anual	30.3 mm (diciembre de 1976)
Promedio de día con lluvias	79.78 (de 1961 a 1986)
Promedio de días con niebla	26.11(de 1961 a 1986)

⁴²<http://www.sma.df.gob.mx/simat.html>

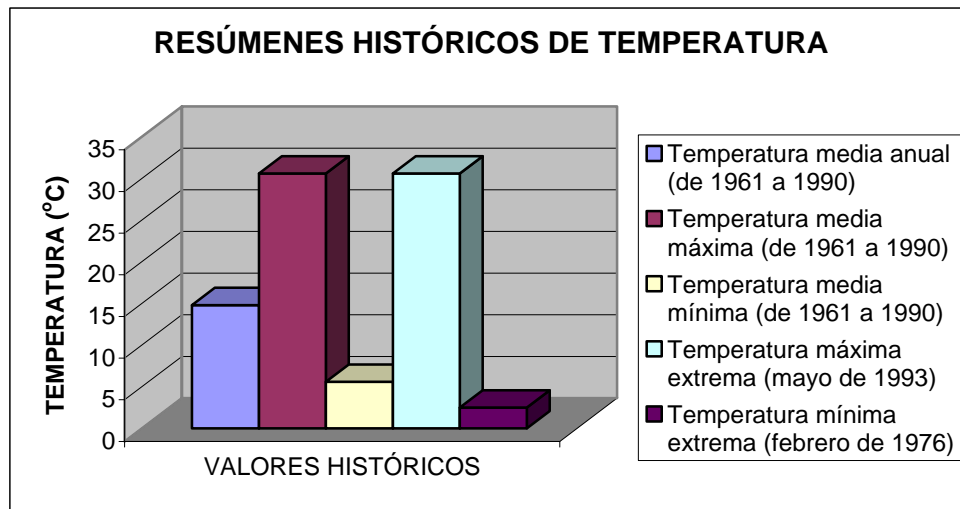


Figura 4.1 Resúmenes históricos de temperatura

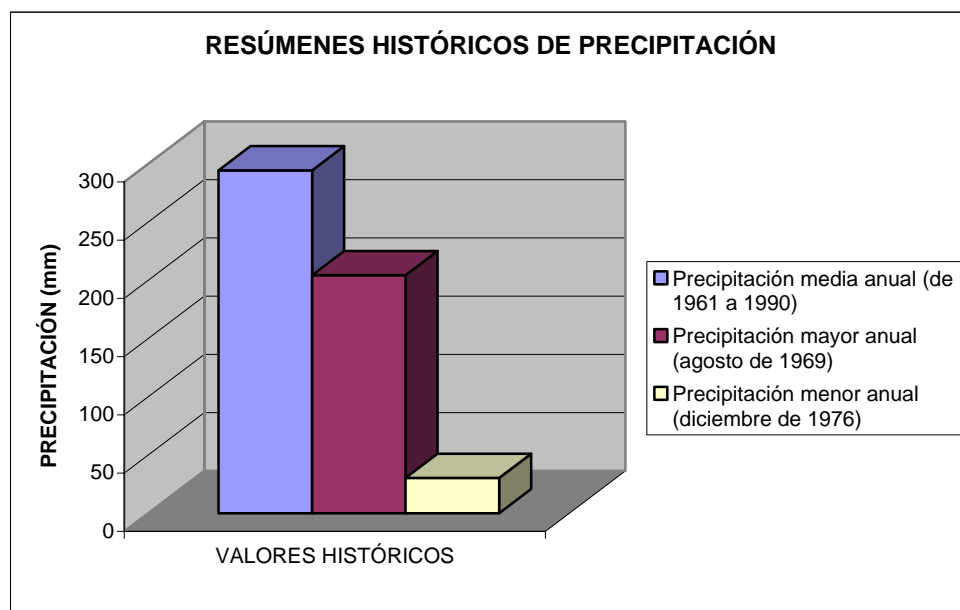


Figura 4.2 Resúmenes históricos de precipitación

Con los datos de temperatura máxima y mínima proporcionados por la estación meteorológica de Chiconautla, y utilizando la hoja de cálculo diseñada por Tejeda y García (2002), se procedió a realizar la tabla 4.3 en donde se muestran las temperaturas horarias para los 12 meses del año en el municipio de Ecatepec.

Tabla 4.3 Temperaturas horarias para el municipio de Ecatepec, Estado de México

Hora	ene	feb	mar	abr	may	jun	jul	ago	sep	oct	nov	dic
0:00	5.9	6.9	9.0	10.7	12.0	12.7	12.2	12.1	12.3	10.5	8.1	7.0
1:00	4.8	5.9	8.0	9.9	11.3	12.1	11.6	11.5	11.7	9.8	7.2	6.0
2:00	4.0	5.0	7.2	9.1	10.6	11.6	11.1	11.0	11.2	9.1	6.3	5.2
3:00	3.2	4.3	6.5	8.5	10.1	11.2	10.8	10.6	10.7	8.6	5.7	4.4
4:00	2.6	3.7	5.9	8.0	9.7	10.8	10.4	10.2	10.4	8.1	5.1	3.8
5:00	2.1	3.2	5.5	7.6	9.3	10.6	10.2	10.0	10.1	7.8	4.7	3.4
6:00	1.7	2.8	5.1	6.1	8.2	9.8	9.5	9.0	9.0	7.5	4.3	3.0
7:00	0.5	2.0	5.0	8.2	10.8	12.2	11.5	10.7	10.1	7.1	3.2	1.7
8:00	3.4	5.5	9.2	12.6	15.0	15.7	14.7	13.9	12.9	9.9	6.1	4.3
9:00	8.2	10.6	14.4	17.6	19.4	19.2	18.0	17.3	16.3	13.8	10.6	8.9
10:00	13.3	15.6	19.2	21.9	23.0	22.0	20.6	20.2	19.3	17.5	15.3	13.8
11:00	17.4	19.6	22.8	24.9	25.4	23.9	22.4	22.2	21.5	20.4	19.0	17.8
12:00	20.2	22.2	25.0	26.6	26.6	24.7	23.2	23.2	22.8	22.2	21.5	20.5
13:00	21.6	23.3	25.8	27.0	26.8	24.8	23.3	23.4	23.3	23.0	22.7	22.0
14:00	21.8	23.3	25.5	26.5	26.2	24.2	22.8	23.0	23.0	22.9	22.9	22.2
15:00	21.1	22.4	24.4	25.3	25.0	23.2	21.9	22.1	22.2	22.2	22.2	21.5
16:00	19.7	20.9	22.8	23.6	23.4	21.9	20.7	21.0	21.2	21.0	20.8	20.2
17:00	17.9	19.0	20.9	21.8	21.7	20.5	19.4	19.7	19.9	19.6	19.2	18.6
18:00	15.9	17.0	18.8	19.8	19.9	19.1	18.1	18.3	18.6	18.0	17.4	16.7
19:00	13.9	14.9	16.8	17.9	18.3	17.7	16.8	17.0	17.3	16.5	15.5	14.8
20:00	12.0	13.0	14.9	16.1	16.7	16.4	15.7	15.8	16.1	15.0	13.7	12.9
21:00	10.2	11.1	13.1	14.5	15.3	15.3	14.6	14.7	14.9	13.7	12.1	11.2
22:00	8.6	9.5	11.6	13.1	14.0	14.3	13.7	13.7	13.9	12.5	10.6	9.6
23:00	7.1	8.1	10.2	11.8	13.0	13.4	12.9	12.8	13.1	11.4	9.3	8.2

Fuente: Elaboración propia en base a los valores tomados de <http://www.sma.df.gob.mx/simat.html>

En la tabla 4.4 llamada diagrama de humedad relativa horaria para el municipio de Ecatepec, con los datos de latitud, longitud, altitud, temperatura máxima, temperatura mínima y utilizando nuevamente la hoja de cálculo, pero ahora para la humedad relativa, se estimó para todas las horas y meses del año.

Tabla 4.4 Diagrama de humedad relativa horaria para el municipio de Ecatepec, Estado de México

Hora	ene	feb	mar	abr	may	jun	jul	ago	sep	oct	nov	dic
0:00	72	67	63	62	65	71	73	72	72	68	67	69
1:00	74	70	65	64	67	73	75	74	74	70	69	71
2:00	77	72	67	66	68	74	76	75	75	72	71	74
3:00	79	74	68	67	70	76	77	77	77	74	73	75
4:00	80	75	69	68	71	77	78	78	78	75	74	77
5:00	82	77	70	69	72	77	79	78	79	76	76	78
6:00	83	78	71	73	74	79	81	81	82	77	76	79
7:00	86	80	71	68	68	73	75	76	79	78	79	83
8:00	78	71	62	58	58	63	65	67	70	70	72	76
9:00	65	58	51	47	47	53	55	56	60	59	60	64
10:00	52	46	40	37	39	44	47	48	51	49	48	51
11:00	41	36	32	30	33	39	42	42	44	41	39	41
12:00	33	30	27	27	30	37	39	39	40	36	32	33
13:00	30	27	25	26	29	36	39	38	39	34	29	30
14:00	29	27	26	27	31	38	41	39	39	34	29	29
15:00	31	29	28	30	34	41	43	42	42	36	31	31
16:00	35	33	32	33	37	45	47	45	45	39	34	34
17:00	39	38	36	37	42	49	51	49	49	43	38	38
18:00	45	43	41	42	46	53	55	53	53	47	43	43
19:00	50	48	45	46	50	57	59	57	57	52	48	48
20:00	55	52	49	50	54	60	62	61	61	56	52	53
21:00	60	57	53	54	57	64	66	64	64	59	57	58
22:00	64	61	57	57	60	67	68	67	67	63	60	62
23:00	68	64	60	60	63	69	71	70	70	66	64	66

Fuente: Elaboración propia en base a los valores tomados de <http://www.sma.df.gob.mx/simat.html>

Una vez que se ha realizado el análisis de temperatura y humedad se procede a determinar las condiciones prevalecientes de velocidad del viento. Estas condiciones⁴³ se muestran en la tabla 4.5. En esta tabla se puede observar que la mayor velocidad se registró a las 21:00 horas del mes de mayo y fue de 3.53 m/s.

⁴³<http://www.sma.df.gob.mx/simat.html>

Tabla 4.5 Velocidad del viento en el año de 2007 en el Municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México⁴⁴

HORA	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE	PROMEDIO
0	1.87	2.15	2.20	2.25	2.34	1.14	0	0.80	1.40	1.39	1.07	0.84	1.46
1	1.92	2.05	2.10	2.01	1.21	0.94	0.01	0.05	1.16	1.15	1.02	0.75	1.20
2	1.74	2.14	1.92	1.71	1.14	0.94	0.02	0.08	1.05	1.19	0.81	0.72	1.12
3	1.59	2.08	1.62	1.64	1.05	0.93	0.03	0.11	1.05	1.15	0.72	0.65	1.05
4	1.63	1.85	1.78	1.76	0.98	0.84	0.01	0.14	1.03	1.00	0.67	0.65	1.03
5	1.45	1.88	1.76	1.73	1.10	0.74	0.08	0.18	0.92	1.05	0.80	0.63	1.03
6	1.66	1.72	1.70	1.76	0.92	0.81	0.03	0.20	0.79	1.02	0.76	0.68	1.00
7	1.59	1.69	1.70	1.52	0.96	0.80	0.03	0.25	0.90	0.97	0.84	0.72	1.00
8	1.44	1.74	1.70	1.57	1.32	0.93	0.01	0.27	1.01	1.01	0.77	0.69	1.04
9	1.53	1.91	1.73	1.74	1.48	0.87	0.02	0.29	1.14	1.14	0.85	0.78	1.12
10	1.62	1.97	1.93	1.61	1.45	0.70	0.03	0.32	1.20	1.23	1.11	0.99	1.18
11	1.71	2.13	1.86	2.05	1.66	0.73	0.04	0.35	1.19	1.27	1.03	1.10	1.26
12	1.83	1.92	1.72	2.27	1.23	0.77	0.02	0.39	1.28	1.49	1.12	1.01	1.25
13	1.89	1.99	1.69	2.75	3.12	1.09	0.03	0.42	1.49	2.00	1.27	1.21	1.58
14	1.59	2.35	2.05	3.04	2.19	1.34	0.01	0.45	2.01	2.31	1.29	1.38	1.67
15	1.82	2.50	2.12	3.20	3.14	1.63	0.04	0.48	2.18	2.31	1.66	1.34	1.87
16	2.50	2.71	2.70	3.65	2.85	1.86	0.00	0.52	2.54	2.60	1.80	1.43	2.10
17	2.98	2.85	3.24	3.72	3.24	1.76	0.00	0.55	2.82	2.82	2.43	1.75	2.35
18	3.59	3.03	3.86	4.31	3.52	2.00	0.00	0.58	2.73	3.00	2.67	2.03	2.61
19	3.65	2.61	4.17	4.15	3.11	2.27	0.00	0.61	2.70	3.07	2.84	1.93	2.59
20	2.99	2.74	3.70	4.14	3.44	1.94	0.00	0.65	2.31	2.75	2.69	1.88	2.44
21	2.48	2.55	3.62	3.45	3.53	1.67	0.00	0.68	1.80	2.40	1.97	1.60	2.15
22	2.34	2.32	2.98	2.92	2.72	1.49	0.00	0.77	1.76	1.92	1.36	1.19	1.81
23	1.77	2.13	2.65	2.73	2.44	1.26	0	0.75	1.67	1.64	1.14	1.01	1.60
VELOCIDAD (M/S)													
CALMA	0-0.5												
AIRE LIGERO	0.6-1.5												
BRISA LIGERA	1.6-3.3												
BRISA SUAVE	3.4-5.4												
BRISA MODERADA	5.5-7.9												

Con los elementos del clima, como es la temperatura, y tomando en consideración la fisiología humana, es necesario conocer la zona de confort. Para determinar dicha zona, primero es necesario encontrar la temperatura de confort para cada mes. Utilizando la ecuación propuesta por Aluciems (1990) y la temperatura media de cada mes, se obtienen las temperaturas para la zona de confort que se presentan en la tabla 4.6. Por ejemplo, para calcular la temperatura en zona de confort, para el mes de enero con una temperatura media de 11.10° C, se sustituye este valor en la ecuación de Aluciems (1990) y se obtiene un valor de 21.04° C. Los límites inferior y superior para esta temperatura serán: 18.54° C y 23.54° C.

⁴⁴ <http://www.sma.df.gob.mx/simat/ws.html>

Tabla 4.6 Temperatura de confort o centro de la zona de confort para cada mes, en el municipio de Ecatepec, Estado de México

MESES	TEMPERATURA DE CONFORT	CENTRO DE LA ZONA DE CONFORT TP
Enero	$TP=17.6+0.31(11.10)=21.04$	21.04
Febrero	$TP=17.6+0.31(12.4)=21.44$	21.44
Marzo	$TP=17.6+0.31(14.8)=22.19$	22.19
Abril	$TP=17.6+0.31(16.6)=22.75$	22.75
Mayo	$TP=17.6+0.31(17.5)=23.05$	23.05
Junio	$TP=17.6+0.31(17.2)=22.93$	22.93
Julio	$TP=17.6+0.31(16.3)=22.65$	22.65
Agosto	$TP=17.6+0.31(16.2)=22.62$	22.62
Septiembre	$TP=17.6+0.31(16.2)=22.62$	22.62
Octubre	$TP=17.6+0.31(14.8)=22.19$	22.19
Noviembre	$TP=17.6+0.31(13.0)=21.61$	21.61
Diciembre	$TP=17.6+0.31(11.9)=21.29$	21.29

Fuente: Elaboración propia en base a los valores tomados de la tabla 4.3

Los resultados calculados para todos los meses del año se muestran en la gráfica de la figura 4.3

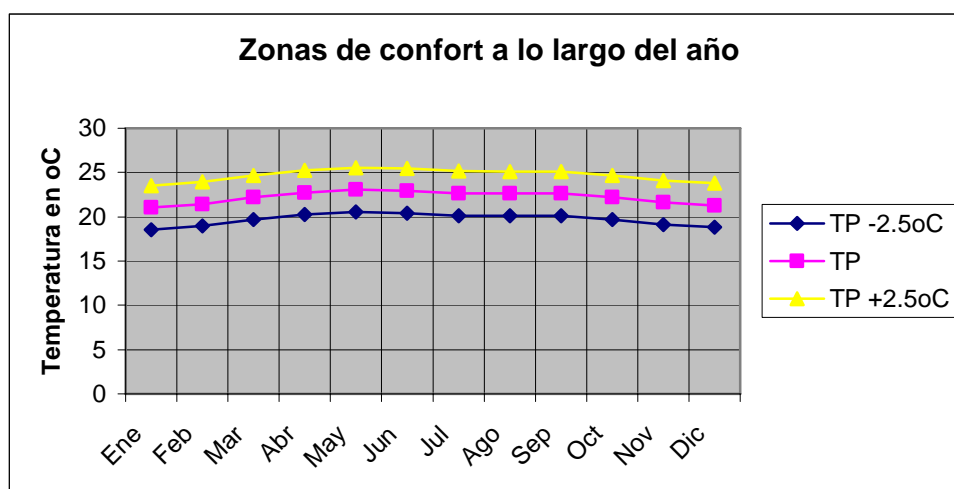


Figura 4.3 Zonas de confort a lo largo del año

Para apreciar más claramente las horas en que se tiene el confort se puede observar como ejemplo el diagrama bioclimático de Olgay (figura 4.4) para el mes de mayo, pues éste representa el comportamiento promedio que se tiene en la época de primavera. En este diagrama se puede ver que las horas que se encuentran dentro de la zona de confort son las 10:00 a.m, 11:00 a.m, 15:00 a.m, 16:00 a.m y 17:00 p.m.

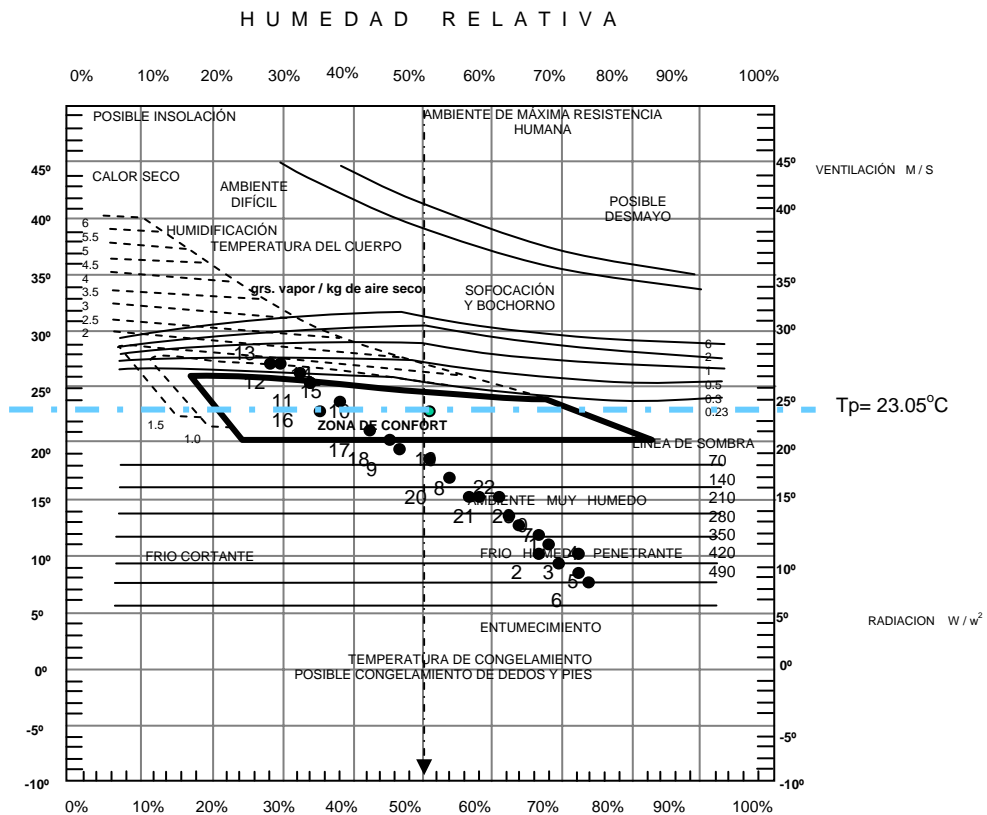


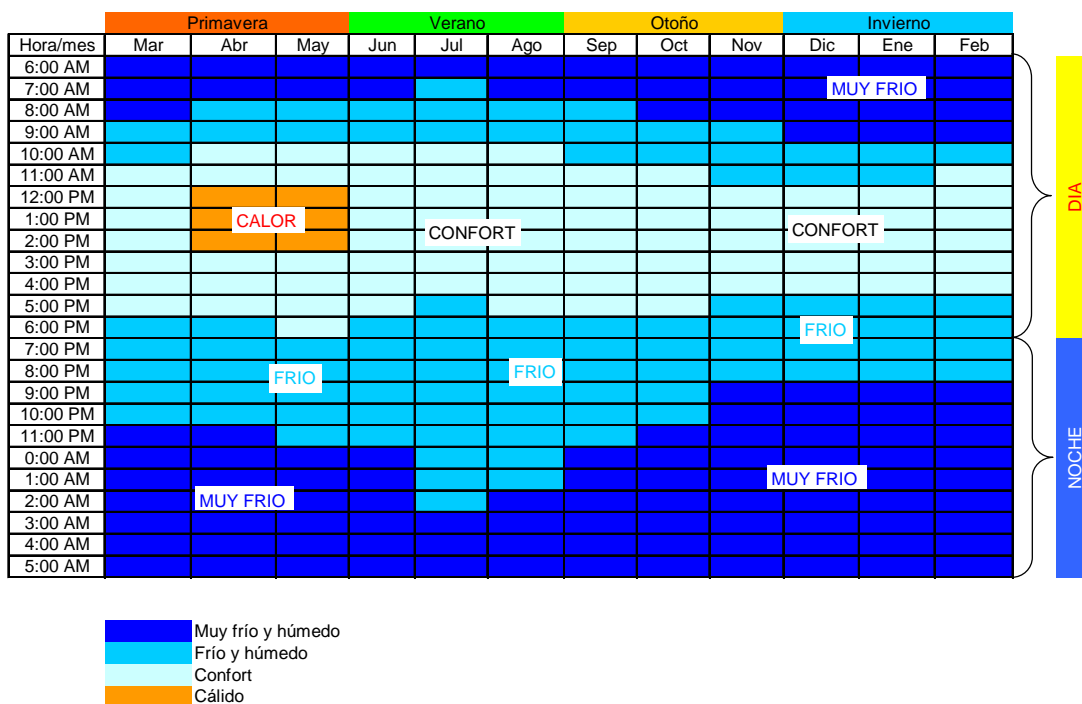
Figura 4.4 Diagrama bioclimático de Olgay, modificado y adaptado para Ecatepec, Estado de México, para el mes de mayo

Análisis o resultados

Del diagrama anterior de Olgay se concluye que el edificio requiere ser calentado en la mayor parte del día. Es decir, por la mañana, desde las 0:00 a.m y hasta las 10:00 a.m, y por la tarde desde las 17.00 p.m y hasta las 10:00 a.m del día siguiente. Además el edificio en este periodo requiere de ser deshumidificado, pues predomina un alto porcentaje de humedad relativa que sobrepasa el 50%. Al medio día y entre las 13:00 p.m y las 14:00 p.m el edificio requiere de enfriamiento con humidificación para entrar en la zona de confort y tener una humedad relativa del 50%. En esta parte del día, se debe emplear el sistema de enfriamiento para evitar que se tengan temperaturas por encima de los 23° C.

Procediendo con esta misma metodología para cada uno de los meses del año y concentrando la información en un diagrama de isorequerimientos, como el que se presenta en la tabla 4.7, se corrobora que es necesario enfriar el edificio entre las 12:00 p.m y las 14:00 p.m durante los meses de abril y mayo.

Tabla 4.7 Diagrama de isorequerimientos para el municipio de Ecatepec, Estado de México



Algunas estrategias de climatización que se pueden proponer para disminuir las ganancias de calor del edificio son las siguientes:

- De acuerdo con el diagrama de isorequerimientos de la figura 4.6 la zona de calor se tiene entre las 12:00 y las 14:00 horas para los meses de abril y mayo, por lo que se sugiere aplicar el control solar al edificio para generar sombras dentro y fuera del edificio que eviten su calentamiento
- Techos verdes que eviten el calentamiento del techo del edificio en la zona de calor y confort que se tiene durante el año en promedio desde las 12:00 y hasta las 16:00 horas, según lo representado en el diagrama de la figura 4.6

Diseño del control solar

De acuerdo con la gráfica solar estereográfica de Ecatepec de Morelos, Estado de México (fig. 4.5) el número de horas totales por semestre que presentan calor, confort y frío están entre la 6:00 y las 18:00 horas. En la figura 4.6, se puede observar que el primer semestre del año presenta calor entre las 12:00 y las 14:00 horas, durante los meses de abril y mayo. Contabilizando las horas totales en las que requiere protección solar en el edificio, se obtiene un valor de 1,118 horas para este primer semestre (ver tabla 4.8). Y para el segundo semestre, utilizando la figura 4.7 se requieren 1,013 horas con protección solar. Este resultado se muestra en la tabla 4.8

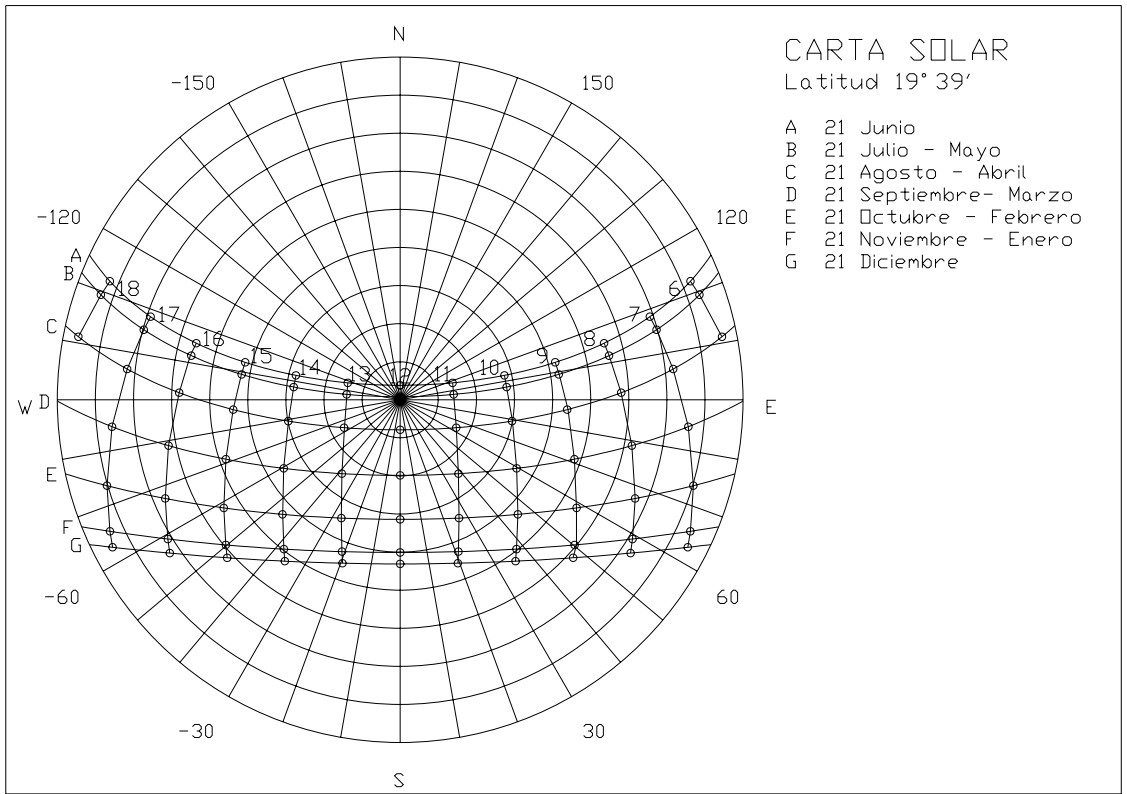


Figura 4.5 Gráfica solar para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México

Hora/mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun
6:00 AM						
7:00 AM	MUY FRIO					
8:00 AM					FRIO	
9:00 AM						
10:00 AM						
11:00 AM						
12:00 PM				CALOR		
13:00 PM						
14:00 PM		CONFORT				
15:00 PM						
16:00 PM					CONFORT	
17:00 PM	FRIO					
18:00 PM						

Figura 4.6 Horas que presentan calor, confort, frío y mucho frío para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México durante el semestre enero-junio

Tabla 4.8 Número de horas que requieren ganancia de calor (T1) o protección (T2), semestre enero-junio para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Total
T1	248	196	186	150	124	150	1,054.00
T2	124	140	186	210	248	210	1,118.00

Hora/mes	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6:00 AM						
7:00 AM					MUY FRIO	
8:00 AM	FRIO					
9:00 AM						
10:00 AM					FRIO	
11:00 AM						
12:00 PM						
1:00 PM	CONFORT		CONFORT		CONFORT	
2:00 PM						
3:00 PM						
4:00 PM						
5:00 PM	FRIO					FRIO
6:00 PM						

Figura 4.7 Horas que presentan calor, confort, frío y mucho frío para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México, durante el semestre julio-diciembre

Tabla 4.9 Número de horas que requieren ganancia de calor (T1) o protección (T2), semestre julio-diciembre para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México

	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Total
T1	186	155	180	186	240	248	1,195.00
T2	186	217	180	186	120	124	1,013.00

Con la información de las tablas 4.8 y 4.9, se sombreamán las horas que requieren protección solar según el diagrama de isorrequerimientos para los dos semestres. Para ello se utilizarán las graficas solares de las figuras 4.8 y 4.9

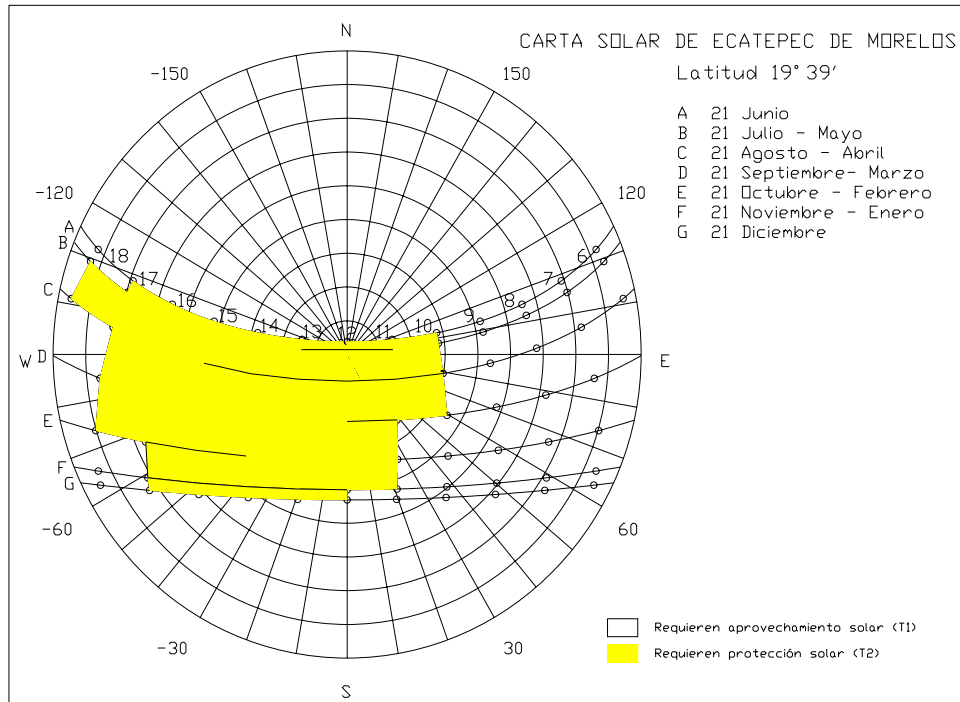


Figura 4.8 Gráfica solar para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre enero-junio)

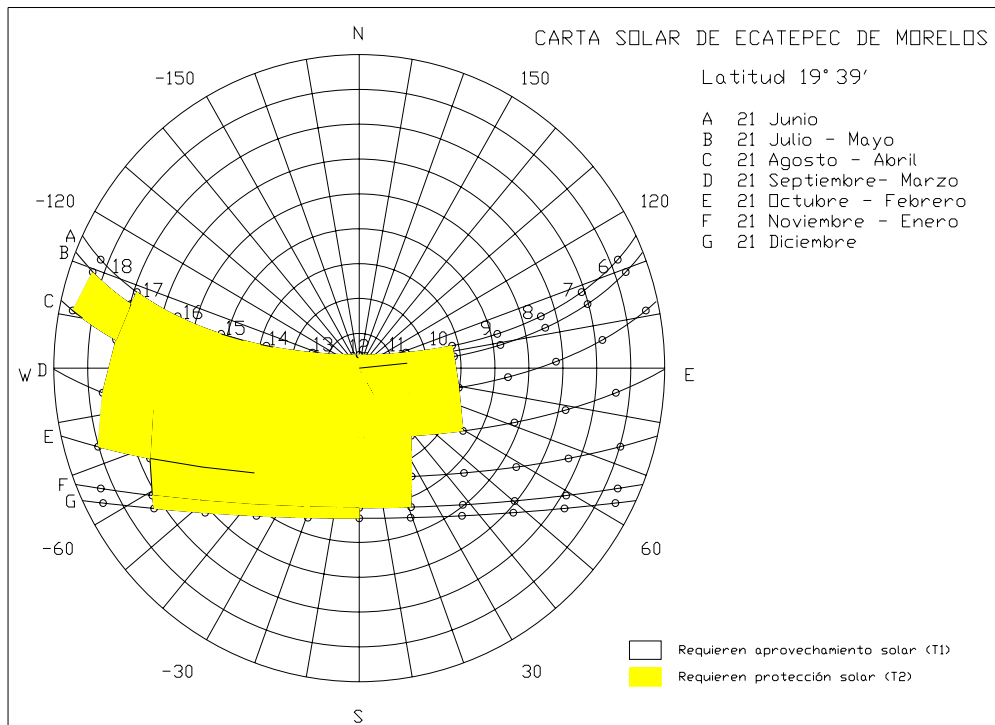


Figura 4.9 Gráfica solar para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre julio-diciembre)

Una vez que se tienen las gráficas solares se debe analizar la eficiencia de los elementos de control solar, empleando las mascarillas de sombreado. Primero se analiza la eficiencia para los aleros en el semestre enero-junio. Este análisis se presenta en las tablas 4.10 y 4.11 para los dos semestres del año. En estas tablas se observa que el alero con mayor porcentaje de eficiencia para el periodo de calor es el de 10° en la fachada oeste del edificio.

Tabla 4.10 Cálculo de la eficiencia de aleros de la fachada oeste del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre enero-junio)

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LOS ALEROS EN LA FACHADA OESTE, SEMESTRE ENERO-JUNIO								
Fachada	Horas en que se requiere sol	Horas en que se requiere sombra	Ángulo del alero(°)	Horas en que se requiere sombra y no hay protección	Eficiencia periodo de calor (%)	Horas en que se requiere sol y no hay protección	Eficiencia en periodo de frío (%)	Eficiencia ponderada (%)
Oeste	T1	T2		K	$EPC=1-(K/T2)$	L	$EPF=L/T1$	ED
	1,054.00	1,118.00	0	241.00	78	845.00	80	77
			10	241.00	78	904.00	86	80
			20	272.00	76	1,026.00	97	84
			30	333.00	70	1,054.00	100	83
			40	453.00	59	1,054.00	100	77
			50	575.00	49	1,054.00	100	72
			60	726.00	35	1,054.00	100	66
			70	815.00	27	1,054.00	100	62
			80	937.00	16	1,054.00	100	56
			90	1,118.00	0	1,054.00	100	49

Tabla 4.11 Cálculo de la eficiencia de aleros de la fachada oeste del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre julio-diciembre)

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LOS ALEROS EN LA FACHADA OESTE, SEMESTRE JULIO-DICIEMBRE								
Fachada	Horas en que se requiere sol	Horas en que se requiere sombra	Ángulo del alero(°)	Horas en que se requiere sombra y no hay protección	Eficiencia periodo de calor (%)	Horas en que se requiere sol y no hay protección	Eficiencia en periodo de frío (%)	Eficiencia ponderada (%)
Oeste	T1	T2		K	$EPC=1-(K/T2)$	L	$EPF=L/T1$	ED
	1,195.00	1,013.00	0	185.00	82	919.00	77	86
			10	185.00	82	980.00	82	89
			20	185.00	82	1,134.00	95	96
			30	216.00	79	1,164.00	97	95
			40	307.00	70	1,195.00	100	92
			50	461.00	54	1,195.00	100	84
			60	583.00	42	1,195.00	100	77
			70	645.00	36	1,195.00	100	74
			80	829.00	18	1,195.00	100	64
			90	1,013.00	0	1,195.00	100	54

Si se analizan los ángulos óptimos de los aleros para las cuatro orientaciones como se ve en la tabla 4.12 se puede observar la eficiencia del alero de 10°.

Tabla 4.12 Ángulos óptimos de los aleros, para diversas orientaciones

	Fachada			
	N	E	S	O
Angulo del alero	0°	0°	50°	10°

Para el caso de los partesoles, procediendo de la misma manera que en caso de los aleros, se obtuvo que el ángulo de 90° presenta la mayor eficiencia, con 78% y 76% para los dos periodos del año. Esto se muestra en las tablas 4.13 y 4.14 en color verde.

Tabla 4.13 Cálculo de la eficiencia de los partesoles en la fachada oeste del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre enero-junio)

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LOS PARTESOLES EN LA FACHADA OESTE, SEMESTRE ENERO-JUNIO								
Fachada	Horas en que se requiere sol	Horas en que se requiere sombra	Ángulo del parteso(°)	Horas en que se requiere sombra y no hay protección	Eficiencia periodo de calor (%)	Horas en que se requiere sol y no hay protección	Eficiencia en periodo de frío (%)	Eficiencia ponderada (%)
Oeste	T1	T2		K	$EPC=1-(K/T2)$	L	$EPF=L/T1$	ED
	1,054.00	1,118.00	0	1,118.00	0	1,054.00	100	49
			10	937.00	16	1,054.00	100	56
			20	937.00	16	1,054.00	100	56
			30	878.00	21	1,054.00	100	59
			40	816.00	27	1,054.00	100	62
			50	696.00	38	1,054.00	100	67
			60	668.00	40	1,023.00	97	67
			70	545.00	51	906.00	86	67
			80	333.00	70	875.00	83	74
			90	241.00	78	845.00	80	77

Tabla 4.14 Cálculo de la eficiencia de los partesoles en la fachada oeste del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre julio-diciembre)

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LOS PARTESOLES EN LA FACHADA OESTE, SEMESTRE JULIO-DICIEMBRE								
Fachada	Horas en que se requiere sol	Horas en que se requiere sombra	Ángulo del parteso(°)	Horas en que se requiere sombra y no hay protección	Eficiencia periodo de calor (%)	Horas en que se requiere sol y no hay protección	Eficiencia en periodo de frío (%)	Eficiencia ponderada (%)
Oeste	T1	T2		K	$EPC=1-(K/T2)$	L	$EPF=L/T1$	ED
	1,195.00	1,013.00	0	1013	0	1,195.00	100	54
			10	829	18	1,195.00	100	64
			20	829	18	1,195.00	100	64
			30	737	27	1,195.00	100	69
			40	706	30	1,195.00	100	71
			50	584	42	1,195.00	100	77
			60	554	45	1,164.00	97	77
			70	493	51	1,073.00	90	76
			80	277	73	949.00	79	82
			90	247	76	919.00	77	83

Realizando nuevamente el análisis, pero ahora para los partesoles se tiene el ángulo óptimo de 90° con orientación oeste. Esto se observa en la figura 4.8

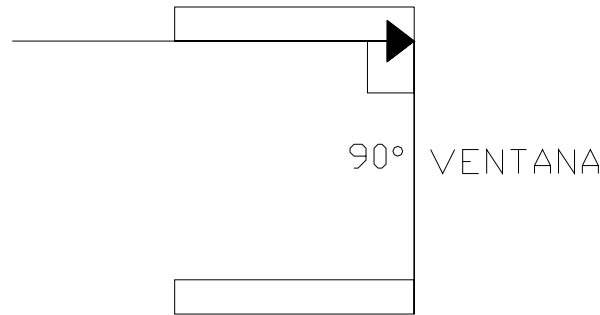


Figura 4.10 Vista en planta del ángulo óptimo de 90° del partesol, con orientación oeste

En la gráfica solar de la figura 4.11 se representa en color verde el ángulo óptimo de protección solar del partesol de 90° para el edificio.

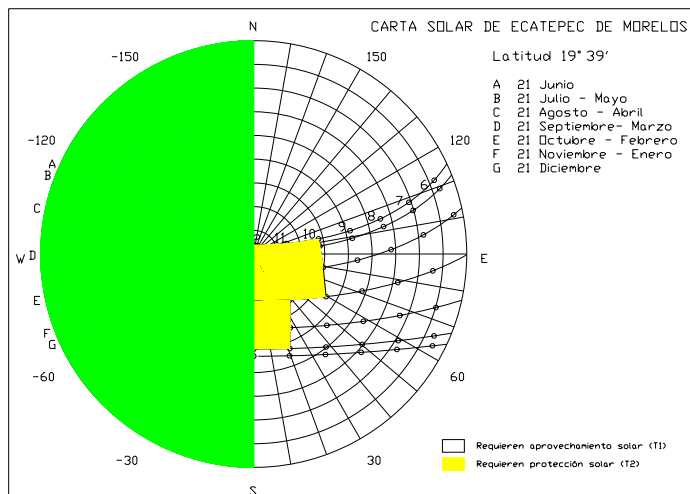


Figura 4.11 Mascarilla que representa el ángulo óptimo de control solar para la fachada oeste de edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre enero-junio)

Como se puede observar en la anterior gráfica, no se recomienda colocar ventanas con orientación oeste. Una vez que se han obtenido los elementos de protección solar se procede a calcular la irradiación solar, utilizando el método gráfico propuesto por Victor Olgyay (1963) y usando la mascarilla de radiación que permite leer la cantidad de radiación que incide a cada hora (sobre la superficie vertical y horizontal) en los diferentes días y meses del año, para la latitud de 19° 39'. Esto se resume en la tabla 4.15.

Tabla 4.15 Irradicancia solar para las cuatro fachadas del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México, según el método gráfico														
Meses	W/m ²													kWh/m ² día
	Horas del día													
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
Fachada norte														
jun	95	170	160	120	105	100	90	100	105	120	160	170	95	1.590
may,jul	85	130	110	100	85	70	0	70	85	100	110	130	85	1.160
abr,ago	40	50	40	0	0	0	0	0	0	0	40	50	40	0.260
Fachada este														
jun	190	485	590	595	495	280	0	0	0	0	0	0	0	2.635
may,jul	150	480	600	605	500	290	0	0	0	0	0	0	0	2.625
abr,ago	100	430	600	630	505	295	0	0	0	0	0	0	0	2.560
mar,sep	0	370	560	590	500	296	0	0	0	0	0	0	0	2.316
feb,oct	0	250	497	520	530	260	0	0	0	0	0	0	0	2.057
ene,nov	0	180	400	470	480	210	0	0	0	0	0	0	0	1.740
dic	0	120	385	440	385	200	0	0	0	0	0	0	0	1.530
Fachada oeste (simétrica a la este)														
jun	0	0	0	0	0	0	0	280	495	595	590	485	190	2.635
may,jul	0	0	0	0	0	0	0	290	500	605	600	480	150	2.625
abr,ago	0	0	0	0	0	0	0	295	505	630	600	430	100	2.560
mar,sep	0	0	0	0	0	0	0	296	500	590	560	370	0	2.316
feb,oct	0	0	0	0	0	0	0	260	530	520	497	250	0	2.057
ene,nov	0	0	0	0	0	0	0	210	480	470	400	180	0	1.740
dic	0	0	0	0	0	0	0	200	385	440	385	120	0	1.530
Fachada sur														
jun	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.000
may,jul	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.000
abr,ago	0	0	0	60	100	140	170	140	100	60	0	0	0	0.770
mar,sep	0	55	105	205	300	370	390	370	300	205	105	55	0	2.460
feb,oct	0	90	210	340	440	505	515	505	440	340	210	90	0	3.685
ene,nov	0	90	250	400	505	585	605	585	505	400	250	90	0	4.265
dic	0	85	250	405	510	590	630	590	510	405	250	85	0	4.310

Fuente: Elaboración propia en base a la mascarilla de la figura 4.11

En la tabla 4.16 se puede observar la irradiancia solar sobre la superficie horizontal (techo) del edificio en Ecatepec de Morelos con el mismo método.

Tabla 4.16 Irradiancia solar sobre el techo del edificio en Ecatepec de Morelos, Estado de México calculada según el método gráfico														
Meses	W/m ²													kWh/día m ²
	Horas del día													
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
Horizontal														
jun	60	160	330	540	730	880	950	880	730	540	330	160	60	6.350
may,jul	40	150	320	520	720	880	950	880	720	520	320	150	40	6.210
abr,ago	20	110	300	500	710	840	915	840	710	500	300	110	20	5.875
mar,sep	0	85	230	420	620	780	810	780	620	420	230	85	0	5.080
feb,oct	0	60	190	350	510	650	700	650	510	350	190	60	0	4.220
ene,nov	0	35	115	290	410	510	580	510	410	290	115	35	0	3.300
dic	0	40	105	280	390	495	510	495	390	280	105	40	0	3.130

Fuente: Elaboración propia en base a la mascarilla de la figura 4.9

En la figura 4.12 se puede observar la irradiancia sobre cada fachada del edificio para todos los meses del año.

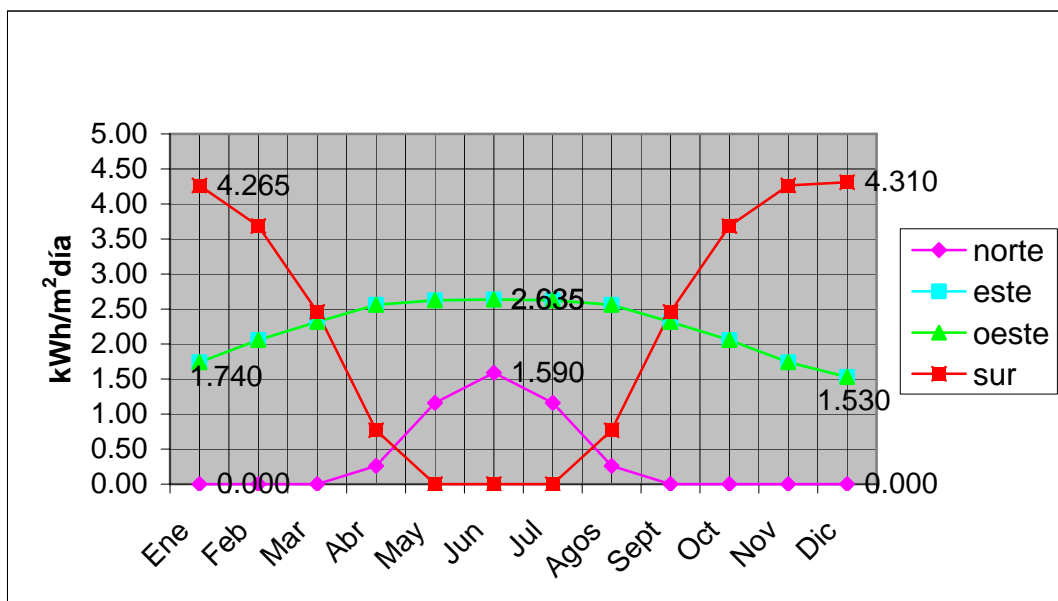


Figura 4.12 Irradiancia en las diferentes superficies de las fachadas del edificio en Ecatepec de Morelos, Estado de México

Utilizando el control solar con un alero de 10° para obstruir la radiación solar se tiene un descenso en la fachada oeste (línea de color verde) de la figura 4.13, o bien, si se utiliza un partesoal de 90° se logra el mismo efecto (fig. 4.14)

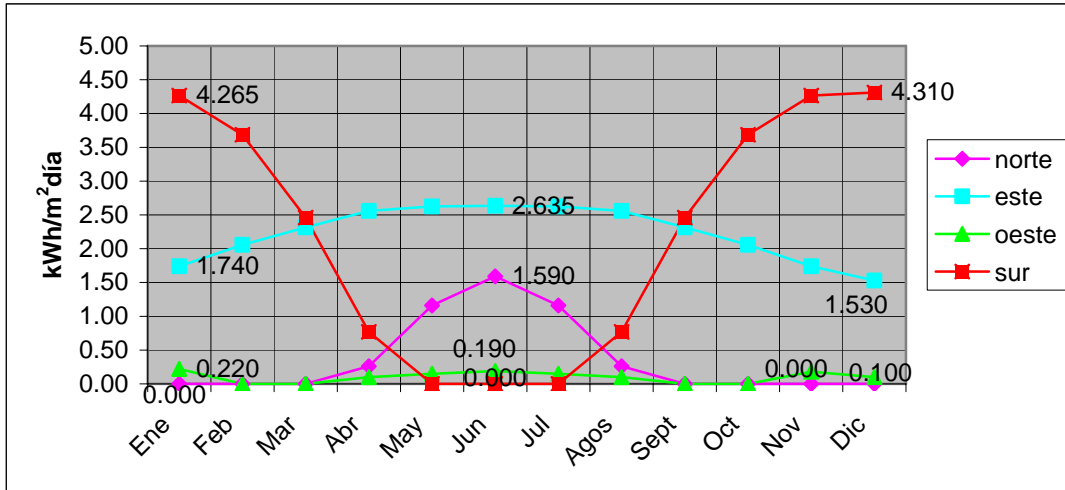


Figura 4.13 Irradiancia incidente en la fachada oeste del edificio protegida con un alero de 10° en Ecatepec de Morelos, Estado de México

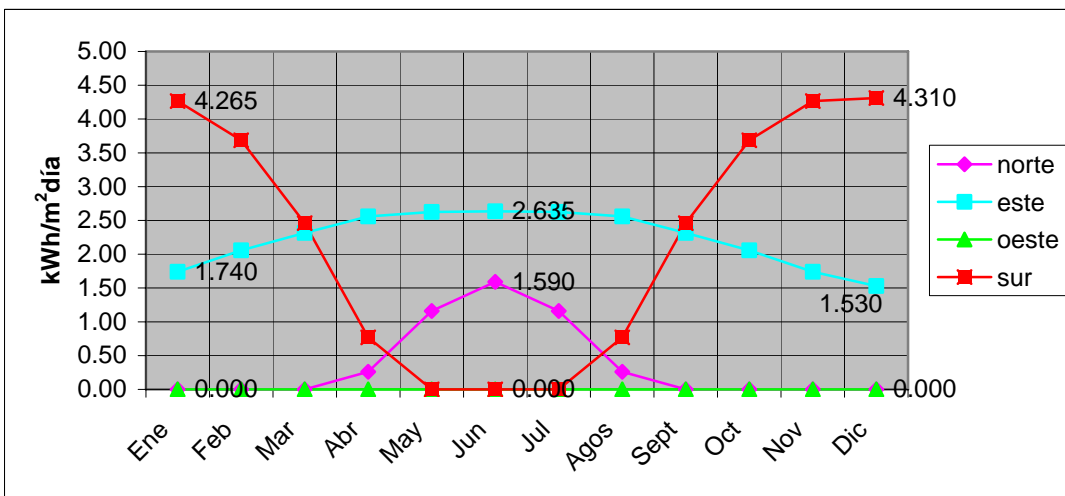


Figura 4.14 Irradiancia incidente en la fachada oeste del edificio protegida con partesoal de 90° en Ecatepec de Morelos, Estado de México

Sistema de enfriamiento pasivo por techo verde

Consideraciones.

Dentro de los principales factores que se deben considerar, además de la facilidad de acceso al techo verde y a su seguridad, se tiene que observar su constitución. Bajo el techo del edificio se encuentran dos tipos de áreas: las primeras con cuarto limpio, que tendrán climatización artificial; y las otras con cuartos sin aire acondicionado. La primera área tiene una superficie de 34.95 m² y la segunda de 58.78 m² respectivamente. El diseño del sistema techo-pasto estará constituido de la siguiente manera: una capa de impermeabilizante, un sistema de drenaje hecho con 3 cm de grava ligera de $\frac{3}{4}$, un filtro de malla de mosquitero, una capa de 5 cm de sustrato, y finalmente sembrado de la planta de nombre común Basutoland. De esta forma, las capas quedarían como se puede ver en la figura 4.15

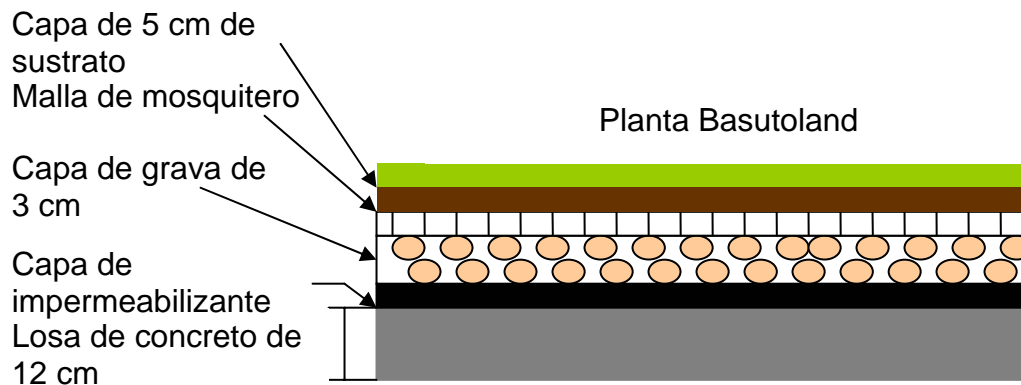


Figura 4.15 Capas que componen la vegetación del techo verde

Selección del tipo de planta.

La planta absorbe el agua de la lluvia antes de un largo periodo de sequía. Tiene hojas espesas y brillantes flores amarillas a inicios del verano.

Características.

Nombre común: Basutoland

Nombre científico: *Delosperma nubigenum*

Color de la flor: amarillo

Tiempo de florecimiento: mayo-junio

Altura de crecimiento máxima: 7.62 cm.

Esporcimiento: 25.4 cm.

Tolerancia a la sequía: Muy alta, principalmente en la época de invierno en el lugar donde se ubica el edificio

En la figura 4.16 se muestra una fotografía de esta planta.



Figura 4.16 Planta Basutoland

Es importante hacer notar que se supone una temperatura interior de la superficie de la losa de 25° C para los cuartos que no cuentan con aire acondicionado. Esto debido a que de la tabla 4.3 se tiene una temperatura exterior horaria de 26.8° C y una temperatura interior de 24.58° C. Por lo que se consideró un aumento en la temperatura de 0.5° C. Para la superficie con losa de los cuartos limpios con aire acondicionado se estimó de 20° C.

En la tabla 4.17, se muestran los resultados obtenidos como consecuencia del análisis térmico del edificio cuando emplea el techo verde y cuando no lo usa.

Tabla 4.17 Análisis térmico de del edificio con y sin techo verde

AREA DEL EDIFICIO	EDIFICIO CON TECHO VERDE			EDIFICIO SIN TECHO VERDE			$Q_{TOTAL\ CON\ TECHO\ VERDE} - Q_{TOTAL\ CON\ TECHO\ VERDE}$ (kWh)
	$Q_{radiación}$ (kWh)	$Q_{conducción}$ (kWh)	$Q_{TOTAL\ CON\ TECHO\ VERDE}$ (kWh)	$Q_{radiación}$ (kWh)	$Q_{conducción}$ (kWh)	$Q_{TOTAL\ SIN\ TECHO\ VERDE}$ (kWh)	
Cuarto limpio	25.05	0.213	25.291	24.88	0.213	27.395	2.104
Area común		0.028			0.028		

4.2 Diseño de capacidad del equipo

Descripción del edificio

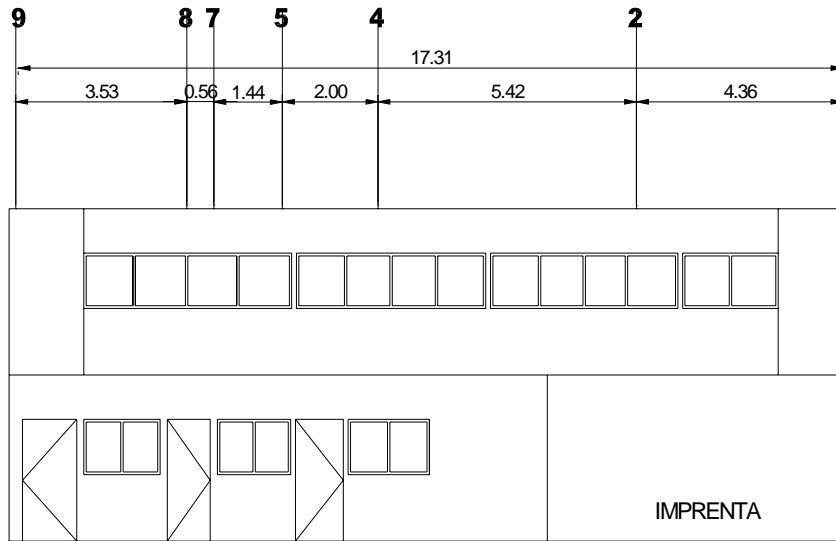
Se trata de un edificio de dos plantas. En cada planta se tienen tanto superficies comunes y de oficinas como áreas de cuarto limpio. Estas áreas serán para la planta baja:

- Las áreas de fisicoquímica
- El almacén de muestras
- El área de reactivos
- El área de lavado
- Y el área de recepción de muestras

En la planta alta las áreas serán:

- El área de polarografía
- Cromatografía
- Y el área de absorción atómica

La fachada principal esta orientada hacia el sur, en donde se tienen la mayor cantidad de ventanas, como se muestra en la figura 4.17.



FACHADA PRINCIPAL
ESCALA 1:100

Figura 4.17 Fachada principal del edificio

En la figuras 4.18 y 4.19 se muestran los planos arquitectónicos de la planta baja y alta del edificio.

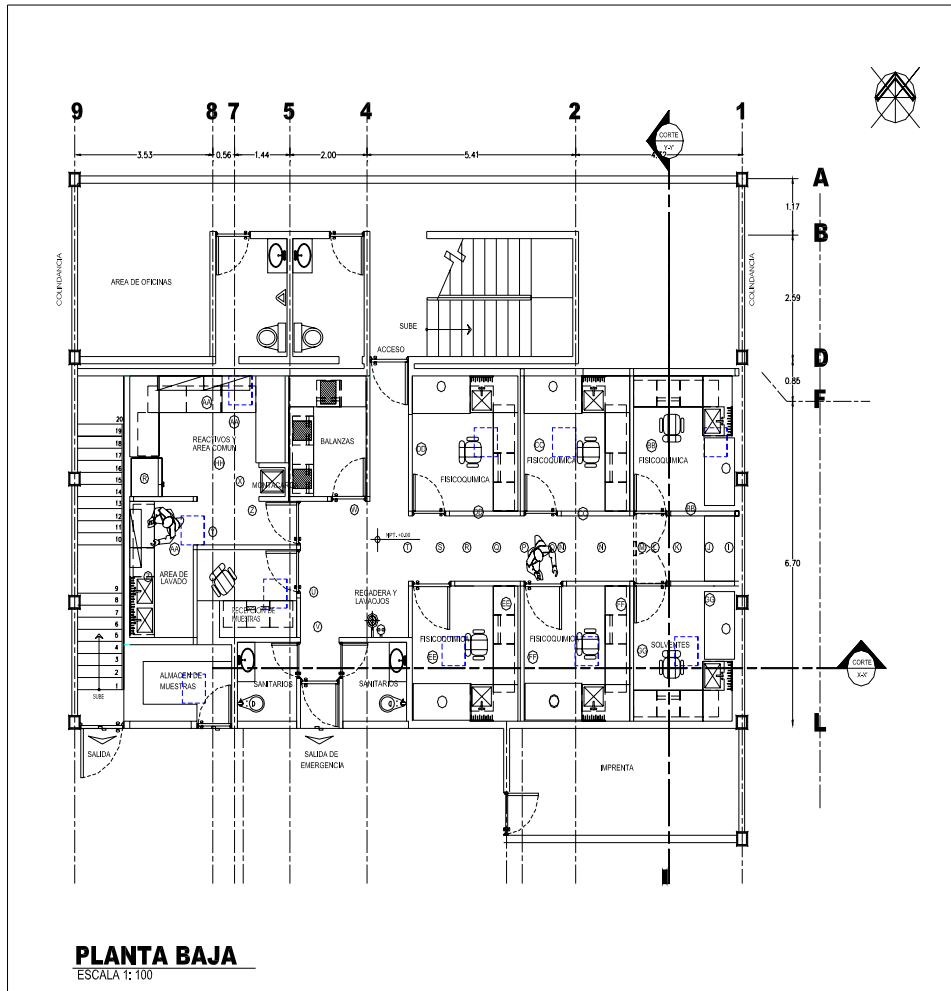


Figura 4.18 Planta baja del edificio

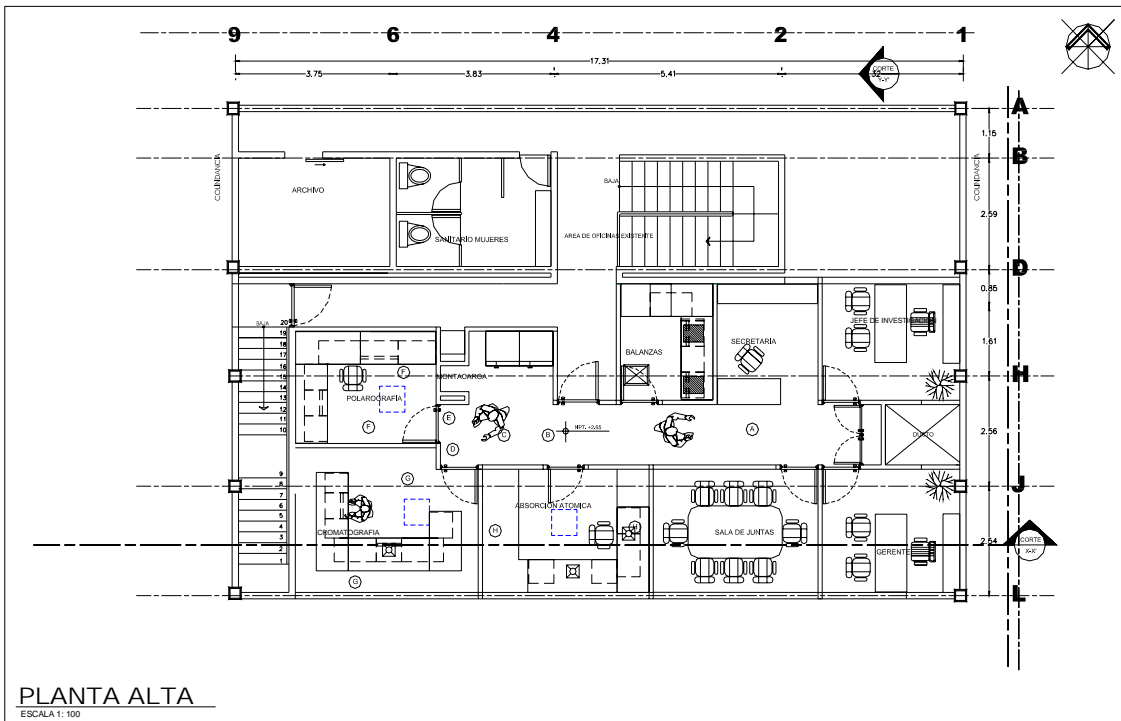


Figura 4.19 Planta alta del edificio

En la tabla 4.18 se muestra una lista de los materiales de construcción del edificio que se analizará, se trata de un edificio que será construido con muros exteriores de tabique, muros interiores de espuma de poliuretano y acabado con hojas de aluminio anodizado (para su fácil lavado) y techo de losa de concreto con tablaroca en el cuarto limpio. El sistema de conductos de suministro y extracción del aire limpio del sistema de enfriamiento será proyectado entre la losa y el techo falso, esto con la finalidad de proporcionar un flujo laminar vertical.

Tabla 4.18 Materiales de construcción del edificio

Materiales de construcción
<i>Muros exteriores</i>
Ladrillo común
Aplanado de cemento, arena agregada
Rociado o formado en sitio. Fibra de vidrio.
Pintura epóxica (fibra mineral con aglomerante)
Ladrillo común
Aplanado de cemento, arena agregada
Puertas
Madera de pino (suave)
Fibra de vidrio
Aluminio (aleación 2024-T6(4.5%Cu,1.5%Mg,0.6%Mn))
<i>Muros interiores</i>
Hoja de aluminio anodizado
Espuma de poliuretano
<i>Ventana</i>
Vidrio Crown
<i>Techo</i>
Impermeabilizante Fester
Losa de concreto (piedra mezclada)
Aire a 25°C
Tablaroca (tablero de yeso)
<i>Piso</i>
Concreto
Cemento aislante con aglomerante de arcilla
Relleno de tezontle
Pegazulejo
Loseta(porcelana)

Balance térmico

El cálculo de las ganancias de calor para el estudio del caso se realizó para las 12:00, 13:00 y 14:00 horas el 15 de mayo, se utilizó como temperatura ambiente exterior la proporcionada por la tabla 4.2. En este horario se presenta la mayor incidencia de radiación solar sobre el techo del edificio. Este cálculo se realizó tanto para la zona de cuarto limpio como para las áreas que no son climatizadas artificialmente.

Se consideró tanto la planta alta como la planta baja del edificio. El cálculo se realizó en estado estacionario y toma en cuenta las ecuaciones propuestas por la ASHRAE (1993).

Estas ecuaciones permitirán el cálculo de:

Las ganancias de calor

- Por conducción
- Radiación solar directa
- Por iluminación
- Por infiltración
- Por ventilación
- Por personas
- Por equipos

En el caso de la iluminación se consideró que el edificio de las 8:00 a las 17:00 horas sea iluminado con lámparas de iluminación natural con un diámetro de 0.53 m y un conducto para iluminar de 3.048 m de largo para la planta baja, protegidos con un domo de policarbonato, en la parte inferior cuenta con un difusor tipo prismático⁴⁵.

La tabla 4.19 muestra el resumen de los resultados obtenidos para el edificio bioclimático sin considerar el techo verde.

Tabla 4.19 Ganancias de calor totales, para el cuarto limpio y las áreas sin climatización artificial en (kWh) de las 12:00 a las 14:00 horas

Hora	Ganancias de calor totales del edificio (kWh)	Ganancias de calor para los cuartos limpios(kWh)	Ganancias de calor para las áreas que no son cuartos limpios (kWh)
12:00	176,396	149,070	27,326
13:00	188,205	153,290	34,914
14:00	147,634	141,017	6,616

Una vez que se ha determinado la capacidad del equipo, que deberá enfriar el cuarto limpio del edificio, la siguiente etapa consistirá en diseñar un sistema activo de enfriamiento que lo climatice artificialmente. El sistema será del tipo dividido y se ubicará en el techo del edificio, a un lado del techo verde.

4.3 Diseño de la unidad dividida

La unidad dividida deberá estar integrada por una unidad manejadora y unidad condensadora de aire. La unidad manejadora estará compuesta por un ventilador centrífugo, el serpentín de enfriamiento, el sistema de expansión, los prefiltros, el sistema de filtrado, el deshumidificador y el humidificador, todo esto en un solo gabinete. La unidad condensadora estará formada por el serpentín del condensador y sus ventiladores. Como elemento de conexión quedará el conjunto de tuberías y el sistema de compresores.

⁴⁵ <http://www.solatube.com.html>

Diseño del serpentín de enfriamiento

Uno de los elementos importantes de la unidad manejadora de aire lo constituye el serpentín de enfriamiento. De acuerdo con el estudio termodinámico presentado en el anexo A la cantidad de calor que deberá recibir el serpentín de enfriamiento es de 153,290.61W. Antes de proceder con el diseño del serpentín de enfriamiento es necesario determinar la temperatura del aire que entrará al serpentín. Este deberá ser una mezcla del aire que toma el serpentín del medio ambiente (del exterior) en un 15% y el aire que retorna del cuarto limpio en un 85%. Las condiciones de diseño iniciales que se tomarán en cuenta son mostradas en la tabla 4.20.

Tabla 4.20 Condiciones de temperatura y humedad del aire que entrará al serpentín de enfriamiento.

Aire	Temperatura (°C)	Humedad relativa (en porcentaje)	Flujo de aire en (m ³ /min)
Del exterior (T ₁)	26.8	29	112.32
Retorno (T ₂)	20	40	636.45
Suministro (T ₃)	21.07	37.84	748.77

Una vez que se conoce la temperatura a la cual entrara el aire al serpentín de enfriamiento será necesario determinar las condiciones de diseño de cada uno de los tubos que componen este serpentín. En un principio se supone una temperatura del gas refrigerante de -14 °C, una temperatura superficial de 4 °C y una temperatura de diseño exterior de 21.07 °C, que resultó del análisis psicrométrico de la mezcla de las dos corrientes de aire (aire de retorno más aire de suministro). En la figura 4.20 se observan estas condiciones de diseño.

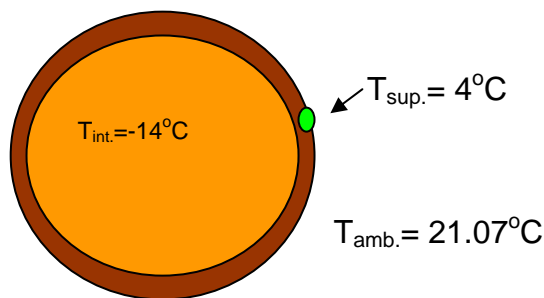


Figura 4.20 Condiciones de diseño para el flujo de refrigerante en un tubo

Con estas condiciones de diseño será necesario determinar algunas propiedades y parámetros del aire para determinar el número de Nusselt (Nu) y el coeficiente convectivo del arreglo de tubos. En la tabla 4.21 se presentan las propiedades del aire, obtenidas del Incrópera y De Witt (1999) para la temperatura ambiente exterior, la temperatura interior, la temperatura de película y la temperatura de la superficie del tubo de cobre.

Tabla 4.21 Propiedades del aire

Temperatura (K)	ρ (kg/m ³)	Cp(kJ/kg K)	$\mu \times 10^{-7}$ (m ² /s)	$\nu \times 10^{-6}$ (m ² /kg)	$k \times 10^{-3}$ (W/m K)	$\alpha \times 10^{-6}$ (m ² /s)	Pr
Ambiente							
294.22	1.1887	1.0070	181.6750	15.3694	25.8671	21.7278	0.7085
Interior							
259.15	1.3520	1.0060	164.1750	12.2544	23.2771	17.1078	0.7180
Película							
276.69	1.2702	1.0070	172.9425	13.8150	24.5200	19.4224	0.7130
Superficie							
277.15	1.2680	1.0070	173.1750	13.8560	24.6091	19.4838	0.7129

Con estas propiedades se puede establecer que la longitud del serpentín sea de 2.438 m y que tenga una altura de 1.286 m. En la figura 4.21 se muestran las dimensiones del serpentín de enfriamiento.

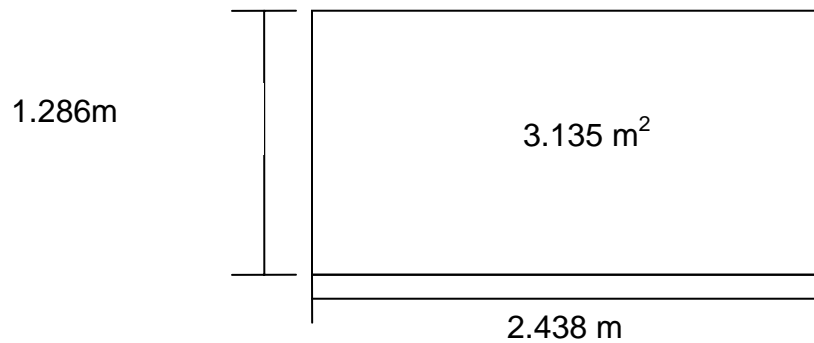


Figura 4.21 Dimensiones del serpentín de enfriamiento

De acuerdo con las dimensiones antes mencionadas se pueden establecer las especificaciones mecánicas de diseño. En la tabla 4.22, se resumen estas especificaciones.

Tabla 4.22 Especificaciones mecánicas de diseño del serpentín de enfriamiento

Tipo de tubería	L
Diámetro (mm)	12.7
Separación longitudinal entre las hileras de los tubos (S_L) (mm)	152.4
Separación transversal entre las hileras de los tubos (S_T) (mm)	25.37
Número de tubos (N)	400
Número de hilera longitudinales (N_L)	4
Número de hilera transversales (N_T)	50
Dimensiones de la aleta de aluminio (largo x ancho x espesor) en mm	16.7 x 16.7 x 1
Separación entre las aletas a lo largo del tubo (mm)	0.0005875

En la figura 4.22, se muestra el arreglo escalonado que se utilizó como base del diseño del arreglo del haz de tubos del serpentín. En esta figura se muestra el espaciamiento longitudinal (S_L) y el espaciamiento transversal (S_T) del banco de tubos.

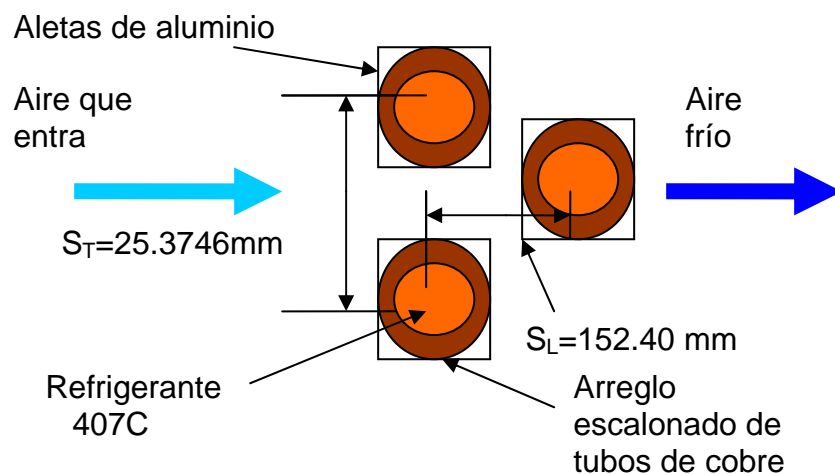


Figura 4.22 Arreglo escalonado del serpentín de enfriamiento

Cálculo del flujo de calor del serpentín de enfriamiento sin aletas

Utilizando las ecuaciones 3.6, 3.7, 3.8, 3.9, 3.10 y 3.11 se encontró que el calor que puede recibir el serpentín de enfriamiento sin aletas será de 32,692.19 W. En la tabla 4.23 se resumen los resultados obtenidos.

Tabla 4.23 Resultados obtenidos para el serpentín de enfriamiento sin aletas

VARIABLE	CANTIDAD	UNIDAD
$V_{\text{máx.}}$	6.10	m/s
$Re_{D\text{máx.}}$	5,042.29	adimensional
S_T/S_L	25.3746/152.40	adimensional
C	0.244	adimensional
m	0.60	adimensional
C_2	1.00	adimensional
Nu_D	49.97	adimensional
h	101.77	$W/m^2 K$
ΔT_{ml}	16.5	$^{\circ}C$
Q	32,692.19	W

Diseño del serpentín de enfriamiento con aletas

De acuerdo con catálogos comerciales se propone un tamaño de aleta de 16.7 mm de largo por 16.7 mm de ancho con un espesor de 1 mm para una temperatura de superficie de 4° C. En la figura 4.23 se muestran las condiciones de diseño del aletado.

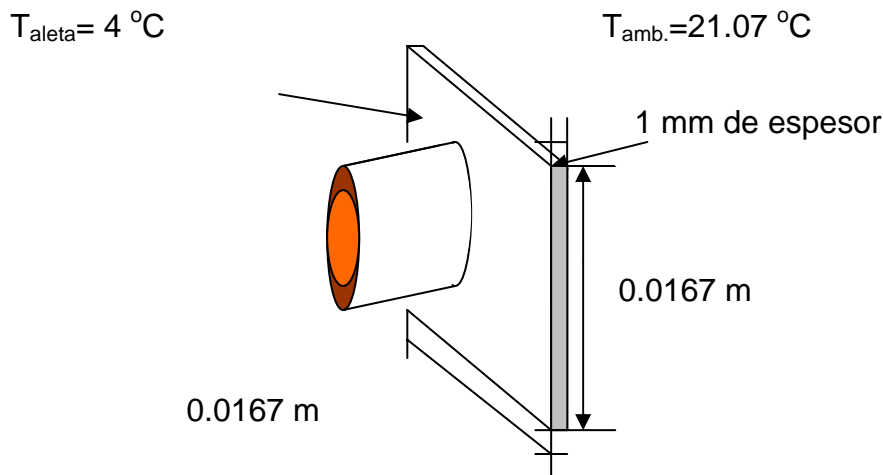


Figura 4.23 Condiciones de diseño de las aletas.

Con un espaciamento (S) de 0.5875 mm, con un valor calculado con la ecuación 3.12 de $\varepsilon=0.0558$ y una eficiencia $n_{\text{aleta}}=0.96$ se obtiene el calor que puede recibir la aleta de -0.465 Wh. Por lo que utilizando la ecuación 3.16, el calor total que puede recibir el serpentín de enfriamiento será de 155,462.243 Wh que será suficiente para recibir los 153,290.61 Wh generados en el cuarto limpio. En la siguiente figura (figura 4.24), se muestra una vista frontal de un tramo de tubo con el espaciamento del aletado.

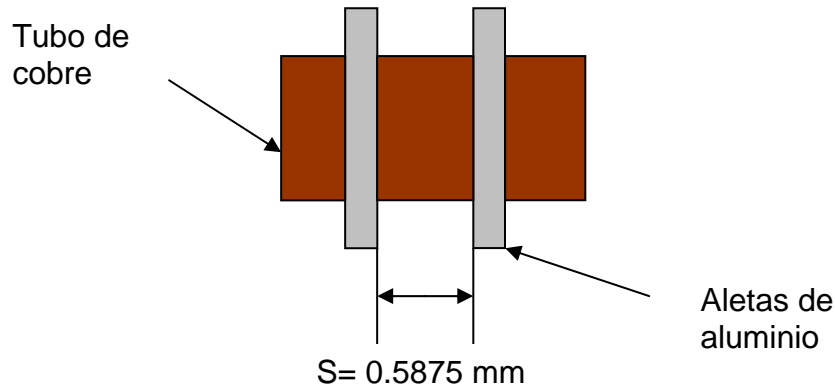


Figura 4.24 Espaciamento entre aletas

Diseño del deshumidificador

El deshumidificador es del tipo rotor con 82% de sílica gel, 16% de fibra de vidrio y el resto con 2% de acrílico. La sílica gel impregnada tiene poros de 20-30 angstroms para absorber la humedad. El rotor genera una caída de presión, de 0.00647 bar. Tiene un diámetro de 2.40 m con un espesor de 0.4 m y está conectado a través de un eje de 0.04 m. El movimiento del reductor se realiza a base de un reductor de velocidad acoplado a la flecha principal del rotor a través de una banda para dar 16 revoluciones en una hora.

Funcionamiento

El aire húmedo o aire de proceso es succionado por el deshumidificador a través del prefiltro hacia el plenum para posteriormente pasar a través del rotor o rueda desecante, donde la humedad es absorbida por el desecante que en este caso es sílica gel en polvo adherida al rotor.

En esta forma, la humedad relativa del aire es reducida a 40%, provocando una ganancia térmica, la cual ocasiona que la temperatura de bulbo seco del aire aumente. El aire deshumidificado es descargado por medio del ventilador del aire de proceso. El aire de reactivación es succionado a través de los prefiltros metálicos y de fibra de vidrio y calentado por medio del calentador de reactivación eléctrico (resistencia con capacidad de 460 kW) pasando después por la sección del rotor.

Calentando el aire de reactivación se reduce la humedad del mismo y se aumenta su capacidad de absorción de humedad, así cuando pasa a través del rotor desecante, absorbe humedad retenida en el mismo y ésta es descargada al exterior por medio del ventilador de reactivación que tendrá una capacidad de 11,181.9 W. Cuando el deshumidificador está operando, la rueda gira por medio de un reductor de velocidad y banda, haciendo que la humedad absorbida por la misma en la sección de aire de proceso sea cedida al aire de reactivación. El flujo de aire de proceso va en contracorriente del flujo de aire de reactivación.

Diseño del humidificador

Para las horas en que se necesite mayor humedad en el aire dentro del cuarto limpio se hará necesario el uso de un humidificador. Para ello primero se debe determinar la carga de humidificación.

Determinación de la carga de humidificación

Utilizando el método de ventilación mecánica se calcula la carga de humedad para un día de diseño. Éste será a las 13:00 horas del 15 de mayo de 2007. Con las condiciones de diseño exterior de la tabla 4.3 y 4.4, que son de 26.8°C y 29% de humedad, las condiciones del cuarto limpio que son de 20°C y 40% y utilizando la carta psicrométrica para una altura de 2245 msnm se encuentra que para las condiciones exteriores un valor de 5.09364 g/m³ y el valor para las condiciones del cuarto limpio es de 6.9147 g/m³. En este apartado se calculará la cantidad de humedad y la carga por deshumidificación con varias iteraciones, el cálculo completo se muestra en el anexo C. A continuación se muestra la tabla 4.24 en donde se resumen las especificaciones técnicas de diseño del humidificador.

Tabla 4.24. Especificaciones técnicas del diseño del humidificador

HUMIDIFICADOR	
Carga por humidificación (kg vapor/h)	6.05
Velocidad del aire(m/s)	6.35
RESISTENCIAS ELÉCTRICAS	
Cantidad	4.00
Capacidad (kW)	2.00
TANQUE DE AGUA	
Diámetro (m)	0.63
Altura (m)	0.65
Capacidad del tanque de agua (L)	203
TUBO DE DISPERSIÓN	
Flujo volumétrico (m ³ /s)	0.0022
Número de orificios	143.00
Diámetro (mm)	37.85
Longitud del tubo (m)	2.10
Diámetro del tubo de drenado (mm)	12.70
Pendiente del tubo de drenado (%)	2

Selección de filtros

El suministro de aire a un cuarto limpio debe ser filtrado para evitar el paso de partículas que podrían contaminar el proceso. Para ello VAMSA (2007) sugiere que se deben utilizar filtros de alta eficiencia que estarán diseñados para captar partículas de $2\ \mu\text{m}$ y más pequeñas. Por lo que, para garantizar la pureza del aire en cuarto limpio de clase 100, se debe seleccionar del catálogo de VAMSA (2007) un banco de filtros que esté compuesto de la siguiente forma:

En el área de prefiltrado:

8 filtros metálicos modelo HV-2 de $0.6096\text{m} \times 0.6096\text{m} \times 0.0508\text{m}$
8 filtros desechables de fibra de vidrio $0.6096\text{m} \times 0.6096\text{m} \times 0.0508\text{m}$

En el área de filtrado:

8 filtros de bolsa (8 bolsas) de alta eficiencia con 95% de eficiencia
24 filtros de aire de alta eficiencia minipleat con 99.99% de eficiencia.

Estos filtros deben ser del tipo sello gel, es decir llevar un alojamiento perimetral en donde se aplica el gel que al colocar el filtro en su posición en el gabinete, selle herméticamente para eliminar fugas y desviaciones del aire, y evitar sellos adicionales a base de silicón u otros productos. El gel será inodoro, incoloro y totalmente inocuo. El cuerpo del filtro deberá ser de aluminio extruido y en su interior tener papel submicrónico. El separador para el papel es un hilo adherido, el cual tendrá la función de hacer el filtro más compacto. Finalmente se debe tener una rejilla de protección metálica. La eficiencia de estos filtros oscila entre el 99.99995% y su profundidad es de 70 mm.

Los gabinetes son robustos, aunque ligeros, totalmente herméticos, con filtros de aire de alta eficiencia reemplazables fabricados en aluminio extruido y en acero inoxidable. El gabinete estará compuesto por una compuerta de mariposa, accionada directamente desde el exterior mediante un tornillo, asegurando un control uniforme sobre toda la superficie del filtro.

El filtro en su periferia puede tener un canal de gel que tendrá la función de sellar herméticamente el gabinete. El gabinete tendrá una rejilla de salida de acero inoxidable para distribuir el aire de salida y crear un flujo laminar con un 40% de área abierta.

VAMSA (2007) propone colocar un anillo de inyección de aerosol con un disco de distribución y puerto de medición de presión estática, para no quitar la rejilla metálica, el puerto de conexión es de 0.009525 m de diámetro con tapón.

El gabinete incluirá un marco perimetral en acero inoxidable para montaje en plafón y dar una apariencia limpia y bien terminada. Las medidas del gabinete serán 0.6096 m de ancho x 1.2192 m de largo x 0.2286 m de alto. Se tendrá una conexión redonda en el centro de 0.3048 m de diámetro por 0.1016 m de largo para hacer posible la conexión del conducto de suministro de aire limpio.

Diseño del ventilador del serpentín de enfriamiento

Para calcular la potencia de este ventilador es necesario conocer la caída de presión total que necesita vencer. Esta presión total es la suma de la caída de presión que se tiene en el serpentín de enfriamiento, en el paso del aire por el rotor deshumidificador, en las secciones de prefiltrado y filtrado y en los conductos de suministro de aire limpio.

Cálculo de la caída de presión en el serpentín de enfriamiento y en la unidad de prefiltrado y filtrado

Será conveniente determinar la caída de presión que tendrá el aire al pasar por el serpentín de enfriamiento, y las secciones de prefiltrado y filtrado del aire. Estos cálculos se muestran en el anexo D y se muestran los resultados obtenidos en la tabla 4.25

Tabla 4.25 Caída de presión en el serpentín de enfriamiento y en las secciones de prefiltrado y filtrado del aire

CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO (bar)	CAÍDA DE PRESIÓN EN LA UNIDAD DE PREFILTRADO, FILTRADO Y SUMINISTRO DE AIRE (bar)
50.90	0.0038

Requerimientos de cantidad de aire

Una vez que se conocen las características técnicas de las secciones de prefiltrado y filtrado de la unidad manejadora de aire será necesario conocer los requerimientos de la cantidad de aire que se debe suministrar a cada área limpia del edificio. Dividiendo el área de cada espacio entre el área total del cuarto limpio se multiplica por la cantidad de aire total que deberá suministrar la unidad manejadora. Los resultados se muestran en la tabla 4.26.

Tabla 4.26 Cálculo de áreas y cantidad de aire para cuarto limpio

PLANTA BAJA				
Zona	Dimensión (m)	Dimensión (m)	Área(m ²)	Cantidad de aire (m ³ /h)
Fisicoquímica	2.73	2.8	7.64	2,932
Fisicoquímica	2.74	2.8	7.67	2,943
Fisicoquímica	2.74	2.8	7.67	2,943
Reactivos y área común	4.33	3.5	15.15	5,812
Área de lavado	1.65	1.92	3.16	1,213
Recepción de muestras	2.58	1.82	4.69	1,799
Almacén de muestras	2.80	1.59	4.43	1,699
Fisicoquímica	2.80	2.80	7.84	3,007
Fisicoquímica	2.74	2.80	7.67	2,943
Solventes	2.62	2.80	7.32	2,808
PLANTA ALTA				
Zona	Dimensión (m)	Dimensión (m)	Área(m ²)	Cantidad de aire (m ³ /h)
Polarografía	3.35	2.60	8.71	3,341
Cromatografía	11.23	2.85	14.09	5,403
Fisicoquímica	3.96	2.85	11.30	4,334
Area total			107.35	41,182

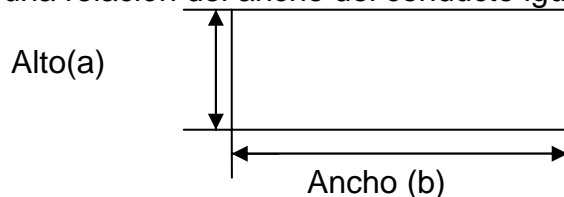
Diseño de los conductos de suministro y extracción de aire

Con la cantidad de aire en cada cuarto limpio se puede calcular el tamaño del conducto de acuerdo también con el área. Para esto se utilizará la ecuación 3.22 citada en el capítulo III.

Para el diseño de los conductos de suministro se considerará una velocidad de 6.10 m/s (21,967.59 m/h) para conservar una caída de presión de 0.71 mm de columna de agua por cada 30.48 m de recorrido de conducto. Para calcular las dimensiones de los conductos secundarios utilizando el método de pérdidas de fricción iguales al propuesto por la ASHRAE (1993). Por ejemplo, para calcular las dimensiones del conducto principal se deberá conocer el caudal de aire que en caso de estudio es de 41,182.455 m³/h a una velocidad de 21,967.59 m/h.

$$A(m^2) = Q/V = 41,182.45 (m^3/h) / 21,967.58(m/h) = 1.87m^2$$

Si se utiliza una relación del ancho del conducto igual a dos veces el alto se tiene:



Como $b = 2a$

$$\text{Entonces } A = (a)(b)=(a)(2a)= 2a^2$$

$$\text{Como el } \text{área } A =1.87 \text{ m}^2$$

$$\text{Entonces } 2a^2=1.87\text{m}^2 \text{ y}$$

$$a = (1.87\text{m}^2/2)^{(1/2)} = 0.96 \text{ m}$$

$$b = 2a=(2)(0.97\text{m}) = 1.94 \text{ m}$$

Por lo que el conducto principal de la unidad manejadora será de 0.97m de alto por 1.94 m de ancho. Para calcular las dimensiones de los conductos en secundarios y utilizando el mismo método de pérdidas por fricción iguales se puede utilizar la tabla 4.27, tomada del Manual del Ingeniero Mecánico (1998) para realizar una derivación.

Tabla 4.27 Área porcentual de secciones en conductos secundarios para mantener igual las pérdidas por fricción

Área del conducto (%)	Capacidad en m ³ /h, %	Área del conducto (%)	Capacidad en m ³ /h, %	Área del conducto (%)	Capacidad en m ³ /h, %	Área del conducto (%)	Capacidad en m ³ /h, %	Área del conducto (%)
2.0	21.0	28.0	41.0	49.0	61.0	68.0	81.0	85.5
3.5	22.0	29.5	42.0	50.0	62.0	69.0	82.0	86.0
5.5	23.0	30.5	43.0	51.0	63.0	70.0	83.0	87.0
7.0	24.0	31.5	44.0	52.0	64.0	71.0	84.0	87.5
9.0	25.0	32.5	45.0	53.0	65.0	71.5	85.0	88.5
10.5	26.0	33.5	46.0	54.0	66.0	72.5	86.0	89.5
11.5	27.0	34.5	47.0	55.0	67.0	73.5	87.0	90.0
13.0	28.0	35.5	48.0	56.0	68.0	74.5	88.0	90.5
14.5	29.0	36.5	49.0	57.0	69.0	75.5	89.0	91.5
16.5	30.0	37.5	50.0	58.0	70.0	76.5	90.0	92.0
17.5	31.0	39.0	51.0	59.0	71.0	77.0	91.0	93.0
18.5	32.0	40.0	52.0	60.0	72.0	78.0	92.0	94.0
19.5	33.0	41.0	53.0	61.0	73.0	79.0	93.0	94.5
20.5	34.0	42.0	54.0	62.0	74.0	80.0	94.0	95.0
21.5	35.0	43.0	55.0	63.0	75.0	80.5	95.0	96.0
23.0	36.0	44.0	56.0	64.0	76.0	81.0	96.0	96.5
24.0	37.0	45.0	57.0	65.0	77.0	82.0	97.0	97.5
25.0	38.0	46.0	58.0	65.5	78.0	83.0	98.0	98.0
26.0	39.0	47.0	59.0	66.5	79.0	84.0	99.0	99.0

Por ejemplo para calcular el conducto de la planta alta el cual será identificado con la letra "A" se realizará de la siguiente manera:

Sección A:

$$(\text{Capacidad}/\text{Capacidad}_{\text{total}})= 13,079.58104\text{m}^3/\text{h}/ 41,182.455(\text{m}^3/\text{h})= 0.32=32\%$$

Aplicando la tabla 4.27 se obtiene un factor de 40%

Multiplicando este factor por el área total se tiene:

$$(A_{\text{conducto}})(40\%)= (1.87 \text{ m}^2)(40\%) =0.75\text{m}^2$$

$$a=(0.75\text{m}^2/2)^{(1/2)}=0.61\text{m}$$

$$\text{y } b= 2a=(2)(0.61\text{m})=1.22\text{m}$$

Por lo que este conducto secundario deberá tener 0.61m de alto por 1.22 m de ancho. Estos resultados se muestran en la tabla 4.28.

Tabla 4.28 Dimensiones de conducto de suministro de aire limpio

Tramo	Dimensiones del ducto de inyección en metros	Tramo	Dimensiones del ducto de inyección en metros
A	0.61x1.22	R	0.64x1.28
B	0.56x1.12	S	0.62x1.24
C	0.51x1.02	T	0.58x1.16
D	0.43x0.86	U	0.35x0.70
E	0.35x0.70	V	0.26x0.51
F	0.26x0.52	W	0.48x0.96
G	0.33x0.66	X	0.46x0.92
H	0.29x0.58	Y	0.31x0.62
I	0.84x1.67	Z	0.14x0.28
J	0.82x1.64	AA	0.29x0.58
K	0.80x1.60	BB	0.26x0.52
L	0.78x1.56	CC	0.26x0.52
M	0.76x1.52	DD	0.26x0.52
N	0.74x1.48	EE	0.26x0.52
O	0.72x1.44	FF	0.26x0.52
P	0.70x1.4	GG	0.23x0.46
Q	0.67x1.34	HH	0.37x0.74

Para los conductos de extracción o retorno se utilizó el mismo método, sólo que se consideró un regreso de aire al serpentín de enfriamiento del 85% del aire que se suministra al cuarto limpio. En la tabla 4.29, se resumen las dimensiones en metros del conducto de extracción o retorno. Este se identificó con las letras mayúsculas A' en forma continua hasta la W'.

Tabla 4.29 Dimensiones del conducto de extracción

Tramo	Dimensiones del conducto de extracción en m	Tramo	Dimensiones del conducto de extracción en m
Á	0.56x1.13	M'	0.37x0.74
B'	0.47x0.94	N'	0.32x0.64
C'	0.32x0.64	O'	0.30x0.61
D'	0.39x0.79	P'	0.30x0.61
E'	0.39x0.79	Q'	0.30x0.61
F'	0.77x1.54	R'	0.30x0.61
G'	0.74x1.47	S'	0.30x0.61
H'	0.70x1.41	T'	0.30x0.61
I'	0.66x1.32	U'	0.40x0.80
J'	0.62x1.24	V'	0.21x0.42
K'	0.57x1.14	W'	0.24x0.47
L'	0.52x1.03		

Selección de las rejillas de extracción

Antes de proceder a seleccionar las rejillas de extracción se debe conocer la cantidad de aire que deberán extraer. Por ejemplo, para el área de polarografía localizada en la planta alta del edificio, se deberá extraer un volumen del 85% del aire que se suministrará dentro del cuarto limpio, es decir 2,840 m³/h. De catálogos comerciales⁴⁶ se seleccionará una rejilla de 0.53 cm x 0.53 cm de 4 ranuras por donde el aire limpio será extraído. Para balancear la presión dentro del área limpia, y de acuerdo con los mismos catálogos, una rejilla de puerta de 0.36 m x 0.15 m será suficiente para permitir el paso del aire hacia el pasillo en caso de ser necesario. Los difusores de extracción en donde el aire limpio debe regresar a la unidad manejadora serán de cuatro y tres ranuras de aluminio, para ser colocados en cualquier tipo de plafón. Las rejillas de transferencia en puerta deberán ser del tipo no-visión de aletas fijas en forma de "V" invertidas. El resumen de todos los difusores de extracción y rejillas en puerta se puede observar en la tabla 4.30.

⁴⁶ <http://www.innes.com.mx/productos/catálogos.html>

Tabla 4.30 Caudal de aire de extracción, dimensiones de difusores y rejillas en puerta para la planta alta y planta baja

Área	Caudal de aire de retorno (m ³ /h)	Dimensiones del difusor cuadrado de 3 vías (m)	Dimensiones de rejillas en puerta (m)
PLANTA ALTA			
Polarografía	2,840	0.53 x 0.53	0.36 x 0.15
Cromatografía	4,593	0.61 x 0.61	0.51 x 0.25
Absorción atómica	3,684	0.61 x 0.61	0.46 x 0.20
PLANTA BAJA			
Almacén de muestras	1,445	0.38 x 0.38	0.25 x 0.15
Área de lavado	1,032	0.38 x 0.38	0.25 x 0.15
Reactivos y área común	4,940	0.76x 0.76	0.46 x 0.20
Fisicoquímica	2,493	0.46 x 0.46	0.30 x 0.20
Fisicoquímica	2,502	0.46 x 0.46	0.30 x 0.20
Fisicoquímica	2,502	0.46 x 0.46	0.30 x 0.20
Fisicoquímica	2,556	0.46 x 0.46	0.30 x 0.20
Fisicoquímica	2,502	0.46 x 0.46	0.30 x 0.20
Solventes	2,387	0.46 x 0.46	0.30 x 0.20
Recepción de muestras	1,529	0.38 x 0.38	0.25 x 0.15

Análisis de la caída de presión del sistema de conductos de suministro

El recorrido del aire a través de los conductos también origina una caída de presión. Analizando este recorrido en los planos arquitectónicos, éste asciende a 21.3499 m. Por lo que la caída de presión estimada será de 0.3 Pa por cada metro de conducto. La caída de presión total será de:

$$(0.3\text{Pa/m})(21.3499 \text{ m})=6.41 \text{ Pa}$$

Por lo que si se sustituyen estos resultados en la ecuación, 3.26 se obtiene una caída de presión total (ΔP_{total}):

$$\Delta P_{\text{total}}= 5.09014 \times 10^{-4} \text{ bar} + 0.006478524 \text{ bar} + 0.003837279 \text{ bar} + 6.40497 \times 10^{-5} \text{ bar} = 0.010888866 \text{ bar} = 1,088.89 \text{ Pa}$$

Cálculo de la potencia eléctrica del ventilador del serpentín de enfriamiento

De esta manera, la potencia del ventilador se puede calcular utilizando la ecuación 3.29 del capítulo III. En este caso el caudal de aire es de 41,182 m³/h (11.43 m³/s)

Sustituyendo estos valores se tiene:

$$N=(11.44 \text{ m}^3/\text{s})(1,088.88 \text{ N/m}^2)= 12,456 \text{ W}$$

Como uno caballo de potencia (H.P por sus siglas en inglés) equivale a 745.6 W. El ventilador sería de $12,456 \text{ W}/745.6 \text{ W} = 16.7 \text{ H.P}$, que corresponde a un ventilador comercial de 20 H.P trifásico a 220 V, 60 hertz de frecuencia y 1750 r.p.m (revoluciones por minuto).

Todos los elementos mecánicos antes mencionados formarán parte de de la unidad manejadora de aire. Ahora se tiene que seleccionar el sistema de compresores y tuberías que impulsarán el fluido de trabajo y que deben unir la unidad manejadora de aire con la unidad condensadora. El plano de diseño se muestra en el apéndice F.1 en donde se concentraron todas las especificaciones técnicas diseñadas para la unidad manejadora de aire.

Selección del compresor

Una vez que se tiene el diseño del serpentín y ventilador de enfriamiento será necesario determinar, de catálogos comerciales⁴⁷, la unidad de compresión necesaria para impulsar el fluido de trabajo dentro de la unidad manejadora de aire. Con ayuda de programas comerciales⁴⁸ se seleccionó un compresor de tipo espiral que cumpla con las condiciones de operación termodinámicas del ciclo de refrigeración.

Las condiciones de diseño mecánicas de este compresor se muestran en la tabla 4.31 obtenidas de catálogos comerciales. Este sistema de compresión consta de dos compresores tipo espiral a 220 V, tres fases y 60 hertz. Vienen acoplados en un solo paquete y sus tuberías de entrada y salida de refrigerante están conectadas en paralelo. De acuerdo con las especificaciones del compresor se conectarán dos en paralelo para lograr el flujo de másico requerido por el sistema.

Los compresores deben ser conectados en una base por separado del serpentín de enfriamiento y del serpentín del condensador para facilitar el mantenimiento y reparación en caso de falla. En la figura 4.25, se muestra el sistema de compresores seleccionado.



Figura 4.25 Sistemas de compresores

⁴⁷ <http://www.copeland.com/product/literaturedownloads.html>

⁴⁸ <http://www.copeland.com/CpCalc/downloads.html>

Tabla 4.31 Características eléctricas y mecánicas del compresor

Características eléctricas		Unidades
Voltaje de diseño:	230	V
Fases	3	
Corriente al arranque:	104.5	A
Corriente:	88.1	A
Potencia	31.3	kW
Razón de eficiencia de ahorro de energía	10	
Características mecánicas		Unidades
Refrigerante	407C	
Presión de succión	344,804	Pa
Presión de descarga	2,413,766	Pa
Temperatura de succión saturada	-7.22	°C
Temperatura de descarga saturada	59.89	°C
Relación de presión	5.6	
Temperatura de gas de retorno	10	°C
Temperatura del evaporador	4	°C
Temperatura del condensador	50	°C
Capacidad	90.73	kW
Flujo másico	0.622	Kg/s
Eficiencia isentrópica	66	%
Efecto refrigerante neto	1,079.85	kW

Selección de las tuberías que unen el serpentín de enfriamiento con los compresores

A continuación se debe seleccionar la línea de líquido, la línea de succión y las líneas de descarga del sistema dividido dentro de diagramas comerciales⁴⁹ para calcular la velocidad del refrigerante y la caída de presión. Un ejemplo de este tipo de diagramas se puede ver en la figura 4.26

La línea de líquido envía el refrigerante desde el condensador hasta la válvula de expansión térmica. La caída de presión en la línea de líquido debe ser mantenida de tal manera que se preserve el subenfriamiento y se prevenga una evaporación del líquido. El límite de velocidad se mantuvo en 1.6 m/s por lo que de acuerdo con esta velocidad, y con la carga de calor retirada por evaporador se encuentra un tubo de cobre tipo "L" de 32.1 mm de diámetro interior. La caída de presión asciende a 0.33 KPa/m de tubería. Para el caso de la línea de succión de los compresores, la velocidad del gas debe ser suficientemente alta para mover el aceite del compresor en sentido vertical u horizontal de acuerdo con el flujo de refrigerante. Para este caso se utilizó una velocidad de 9.2 m/s para obtener un diámetro interior de 74.8 mm en una línea de succión principal que se divide a su vez en dos líneas derivadas de 50.4 mm y con una velocidad de flujo de refrigerante de 12 m/s.

⁴⁹ <http://www.DuPont.com.html>

La caída de presión para la tubería principal es de 0.12 kPa/m de tubería. Para las tuberías derivadas es de 0.29 kPa/m de tubería. Será necesario aislar la tubería con aislante celular cerrado de 54 mm de diámetro y con un espesor de 19 mm para alta temperatura (de -40°C hasta 150°C) que tiene una conductividad térmica de $0.275\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$. Finalmente las líneas conducirán el vapor refrigerante desde el compresor hasta el condensador. Se utilizó una velocidad 8.5 m/s para una temperatura en el condensador de 50°C y se obtuvo un diámetro interior de 50.4 mm para una tubería de descarga principal y 38.2 mm de diámetro interior para dos tuberías derivadas. La caída de presión para la tubería principal es de 0.68 KPa/m de tubería. Para las tuberías derivadas es de 0.8 KPa/m de tubería. La línea de succión debe ir perfectamente aislada. De acuerdo con las especificaciones de los aislantes comerciales, un espesor de 13 mm de material celular cerrado será suficiente para aislar perfectamente la tubería de líquido del sistema.

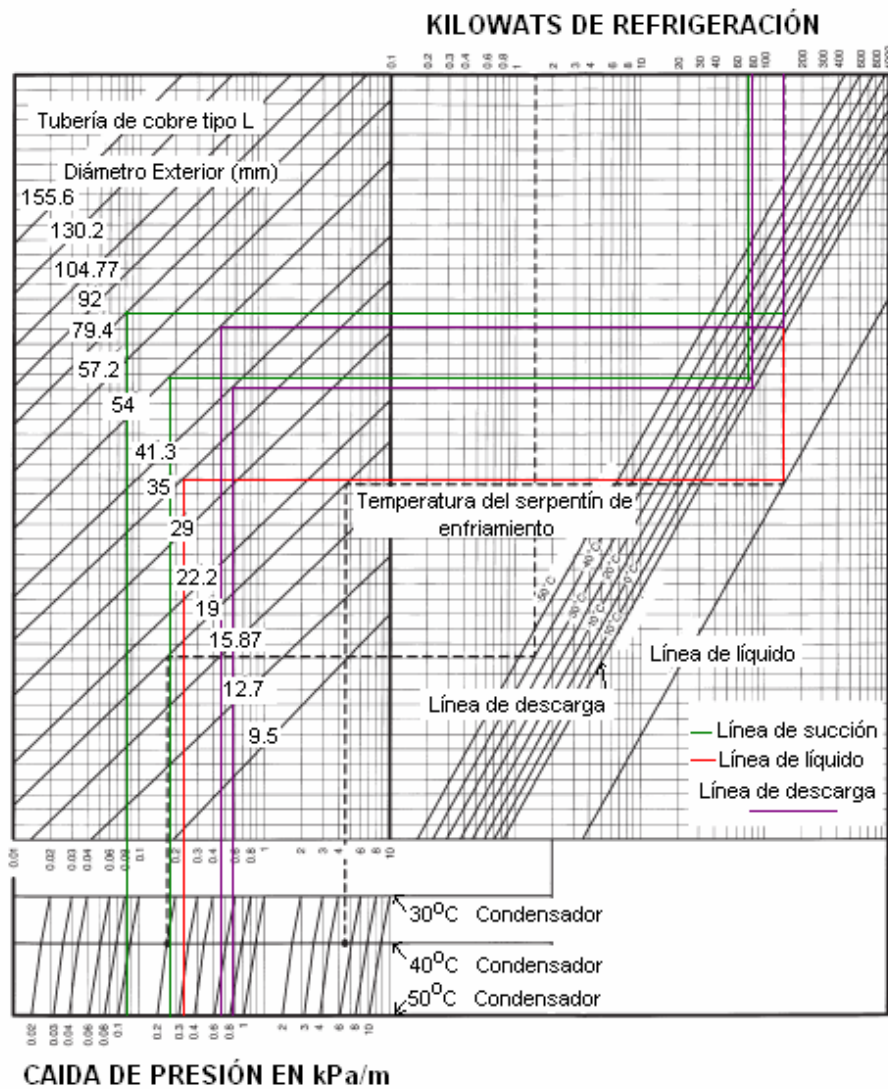


Figura 4.26 Diagrama de caída de presión para tuberías⁵⁰

⁵⁰ <http://www.DuPont.com.html>

Selección de la válvula de expansión

La válvula de expansión termostática o válvula de termoexpansión es un dispositivo de medición diseñado para regular el flujo de refrigerante líquido hacia el evaporador, en la misma proporción en que el refrigerante líquido dentro del evaporador se va volatizando. Esto lo logra manteniendo un sobrecalentamiento predeterminado a la salida del evaporador (línea de succión), lo que asegura que todo el refrigerante líquido se vaporice dentro del serpentín de enfriamiento, y que solamente regrese al compresor refrigerante en estado gaseoso. Por esto constituye otro elemento mecánico de gran importancia para el sistema de enfriamiento. Las dimensiones de las válvulas que se utilizaron para el diseño del sistema se muestran en la tabla 4.32:

Tabla 4.32 Dimensiones de la válvula de expansión

Datos dimensionales de la válvula de expansión modelo TRAЕ+30N10PIES28.575mmx34.925mmODFS/T						
Tipo de válvula	Diámetro nominal interior en mm(B)	Dimensiones(ODF), exterior €	Interior		Exterior	
			A	C	D	F
TRAЕ+30 toneladas(104.35kW)	28.58	34.93	56.13	23.11	60.71	24.63

En la figura 4.27 se pueden ver las dimensiones físicas de la válvula que se seleccionó para el sistema.

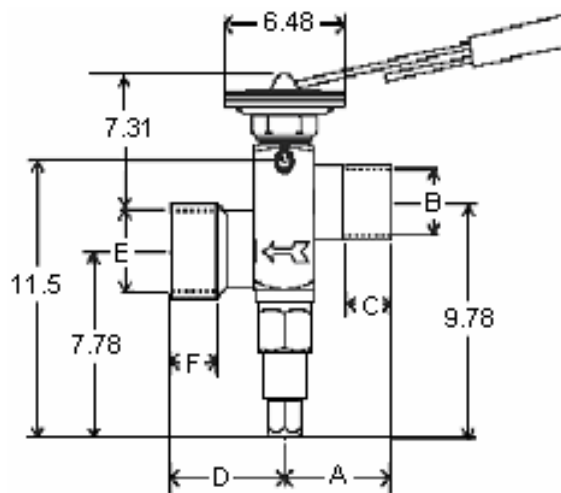


Figura 4.27 Dimensiones de la válvula de expansión termostática TRAЕ+30N en cm

Diseño de la unidad condensadora

Para iniciar el diseño del serpentín del condensador se deben fijar las condiciones de diseño de temperatura del aire que debe entrar al serpentín del condensador, de la temperatura superficial de un tubo y de los diámetros exterior e interior de dichos tubos. De la tabla 4.3, se obtiene que la temperatura del aire ambiente será de 26.8°C . Para la temperatura de entrada y salida del fluido refrigerante, se determina que la temperatura para vapor sobrecalentado que entra al tubo es de 94°C y para el líquido saturado que sale es 54.38°C . Con estos vapores se supone una temperatura de superficie exterior del tubo de 50°C . En la figura 4.28 se muestran las condiciones de diseño para el tubo de cobre del serpentín del condensador.

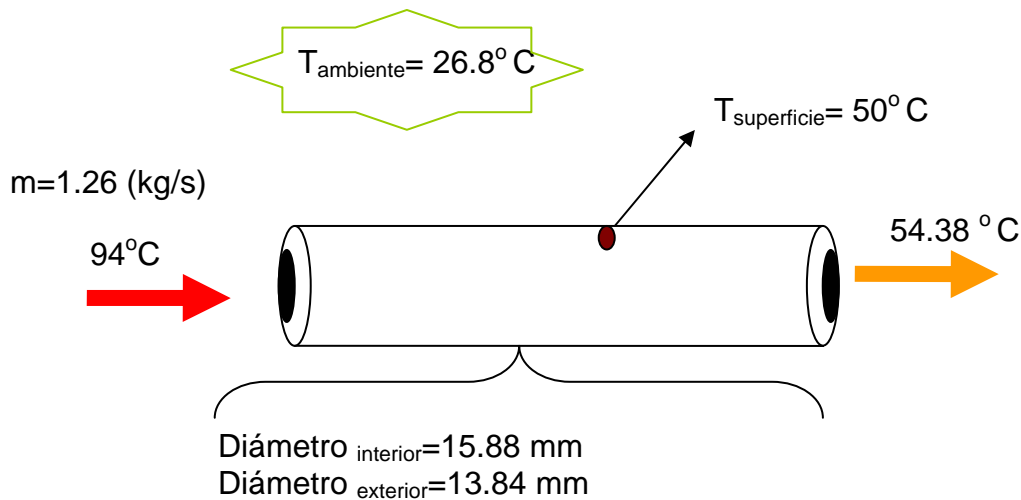


Figura 4.28 Condiciones de diseño iniciales del serpentín condensador

De acuerdo con estas condiciones de diseño el serpentín condensador se propone de una longitud de 16.30 m, un ancho de 2.25 m y un espesor de 0.30 m. Estará constituido por tres hileras de tubos de 12.70 mm de diámetro interior, cada hilera tendrá 70 tubos en un arreglo escalonado. En la figura 4.29, se puede observar el arreglo escalonado tipo del serpentín condensador. En la figura 4.30, se puede observar un resumen de las especificaciones mecánicas de diseño del serpentín condensador.

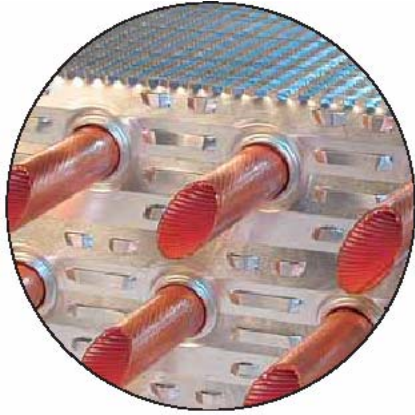


Figura 4.29 Arreglo escalonado de tubos en el condensador

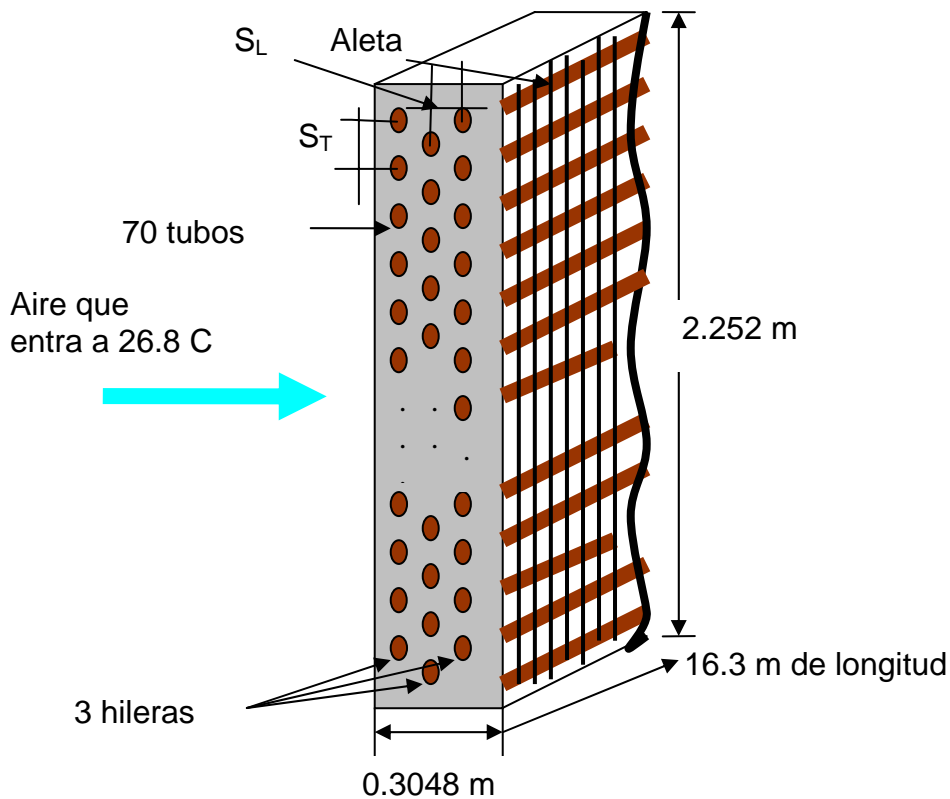


Figura 4.30 Especificaciones mecánicas de diseño del serpentín del condensador

En el caso del aletado, se puede considerar un tamaño de aleta de 31.88 mm^2 , suficiente para alojar el tubo de cobre de 15.88 mm de diámetro exterior. Su espesor es de 1 mm y se supone una temperatura de la superficie de la aleta de 50° C . La temperatura de aire ambiente que entra al serpentín condensador será de 26.8° C . En la figura 4.31 se muestran estas condiciones de diseño.

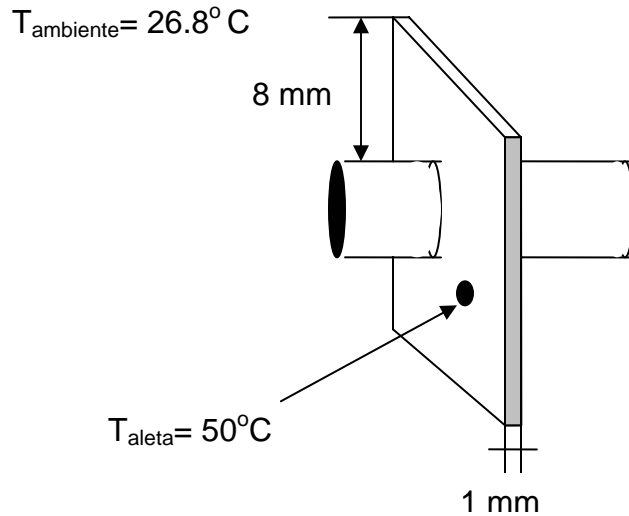


Figura 4.31 Condiciones de diseño de la aleta

Diseño del serpentín condensador

El serpentín del condensador se diseñará de manera similar a como se creó el serpentín de enfriamiento. En la tabla 4.33, se resumen los resultados de las características mecánicas obtenidos para el serpentín condensador.

Tabla 4.33 Características mecánicas de diseño del serpentín condensador

SERPENTÍN CONDENSADOR	
Dimensiones (largo x ancho) (m)	16.30 x 2.25
Diámetro del tubo (mm)	12.70
Hileras de tubos	3
Número de tubos por hilera	70
Superficie de la aleta (m^2)	31.88
Espesor de la aleta (mm)	1
Temperatura de superficie de la aleta ($^{\circ}\text{C}$)	50
Temperatura del aire que entra al condensador ($^{\circ}\text{C}$)	26.80
S_T (mm)	31.94
S_L (mm)	76.20
S_D (mm)	77.85
$V_{\text{máx.}}$ (m/s)	2.18
$Re_{D\text{máx.}}$	2,178
Nu_D	2.19
h ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)	3.63
Espaciamiento entre aleta y aleta (mm)	2.18
$A_{\text{libre de aletas}}$ (mm^2)	108.40
Q_{Total} que recibirá el condensador (kWh)	230.50

Selección del ventilador del condensador

La convección natural no es suficiente para rechazar el calor que se tendrá el serpentín del condensador, por lo que se hará necesario el uso de un ventilador mecánico que retire este calor. El procedimiento de diseño del serpentín condensador y de su ventilador se muestra en el anexo E, por lo que las características mecánicas y eléctricas del ventilador tipo axial se resumen en la tabla 4.34:

Tabla 4.34 Características mecánicas y eléctricas del ventilador del condensador

Característica	Capacidad	Unidad
Motor eléctrico	373	W
Caudal	16,234	m ³ /h
Voltaje	208/230	V
Fases	2	fases
Frecuencia	60	hertz
Revoluciones por minuto	1,075	r.p.m
Diámetro del ventilador	66	cm
Tipo de carcasa	48YZ	

En el apéndice F.3 se muestra el plano de diseño mecánico del serpentín condensador, en donde se concentraron todas las especificaciones mecánicas anteriores. Se consideró la opción de una sola hilera de ventiladores axiales para que el serpentín ocupe el menor espacio posible sobre el techo del edificio y abarque la mayor área posible el techo verde.

En la tabla 4.35, se resumen las características de consumo eléctrico de los diferentes componentes mecánicos de la unidad dividida propuesta. Cabe mencionar que el elemento mecánico con mayor demanda de energía eléctrica será el banco de resistencias eléctricas del deshumidificador con 460 kW. En segundo lugar se encuentran los dos compresores con 62.6 kW. En caso contrario, los elementos mecánicos que menor demanda eléctrica requerirán serán los seis ventiladores de tipo axial del serpentín condensador con 2.24 kW. Ahora corresponderá comparar esta demanda eléctrica con los requerimientos eléctricos de los sistemas de enfriamiento comercial existentes en el mercado en el capítulo V. En el anexo F se muestran los planos de diseño del sistema de enfriamiento dividido en donde se resumen todas las características eléctricas y mecánicas de unidad manejadora de aire, el humidificador y la unidad condensadora.

En el anexo G se sugieren algunas mejoras en manejo y operación del sistema dividido de enfriamiento, para ayudar a disminuir su demanda de energía eléctrica. Y en el anexo H se muestran los planos arquitectónicos con la vista en planta de distribución del techo verde, las lámparas de iluminación natural y el sistema dividido de enfriamiento propuesto.

Tabla 4.35 Características eléctricas del sistema de enfriamiento dividido propuesto

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PROPUESTO									
Unidad Manejadora de Aire									
Componente	Cantidad	Demanda unitaria (kW)	Demanda total (kW)	Caudal (m ³ /h)	Voltaje (V)	Fases	Frecuencia (Hz)	R.p.m	Diámetro del ventilador (cm)
Ventilador del serpentín de enfriamiento	1	14.91	14.91	41,182	220	3	60	1,750	96
Unidad Condensadora de Aire									
Componente	Cantidad	Demanda unitaria (kW)	Demanda total (kW)	Caudal (m ³ /h)	Voltaje (V)	Fases	Frecuencia (Hz)	R.p.m	Diámetro del ventilador (cm)
Ventilador del serpentín de condensación	6	0.37	2.24	16,234	208/230	2	60	1,075	66
Sistema de compresión									
Componente	Cantidad	Demanda unitaria (kW)	Demanda total (kW)	Flujo másico (kg/s)	Voltaje (V)	Fases	Frecuencia (Hz)	Tipo de refrigerante	Corriente (A)
Compresor	2	31.30	62.6	0.622	230	3	60	407C	88.1
Deshumidificador									
Componentes	Cantidad	Demanda unitaria (kW)	Demanda total (kW)		Voltaje (V)	Fases	Frecuencia (Hz)		
Banco de resistencias eléctricas	1	460	460		230	3	60		
Motor del ventilador de aire de reactivación	1	11.18	11.18		230	3	60		
Humidificador									
Componente	Cantidad	Demanda unitaria (kW)	Demanda total (kW)	Caudal (m ³ /h)	Voltaje (V)	Fases	Frecuencia (Hz)		
Banco de resistencias eléctricas	4	2	8	8.1	230	3	60		
DEMANDA TOTAL DEL SISTEMA DISEÑADO (kW)			558.93						

UNIDAD V. BENEFICIOS ESTIMADOS; TÉRMICOS, ENERGÉTICOS, ECONÓMICOS Y AMBIENTALES DEL EDIFICIO CON DISEÑO BIOCLIMÁTICO Y LA UNIDAD DIVIDIDA

5.1. Beneficios térmicos.

Una vez que se ha diseñado la unidad dividida de enfriamiento del cuarto limpio, se pueden estimar los beneficios térmicos que resultan de aplicar cada sistema pasivo de enfriamiento al edificio.

Resultados de aplicar el control solar contra el edificio sin diseño bioclimático

El control solar como sistema pasivo de enfriamiento representa un beneficio térmico para el edificio. La fachada este tendrá colindancia con otro edificio por lo que sólo se consideró la fachada con orientación oeste. El área de esta fachada para las dos plantas del edificio es de 78.5 m². De la tabla 4.15, la radiación solar incidente sobre las fachadas este y oeste del edificio, y de acuerdo con lo realizado en la sección de balance térmico, se puede observar que la fachada oeste recibirá 206,847.5 kWh/día para el mes de junio y 120,105 kWh/día para el mes de diciembre. Si se coloca un alero de 10° en esta fachada se obtendrá una radiación incidente sobre el edificio de 17,219 kWh/día. Si se coloca un partesol a 90°, o bien se combinan aleros de 10° con partesoles o simplemente no se decide proyectar ventanas con orientación oeste, se tienen ganancias de calor principalmente por conducción de calor.

El comportamiento de estas ganancias de calor para la fachada oeste se puede ver en la figura 5.1, para todos los meses del año considerando 4 casos: sin control solar, con aleros, con partesoles y con ambos elementos.

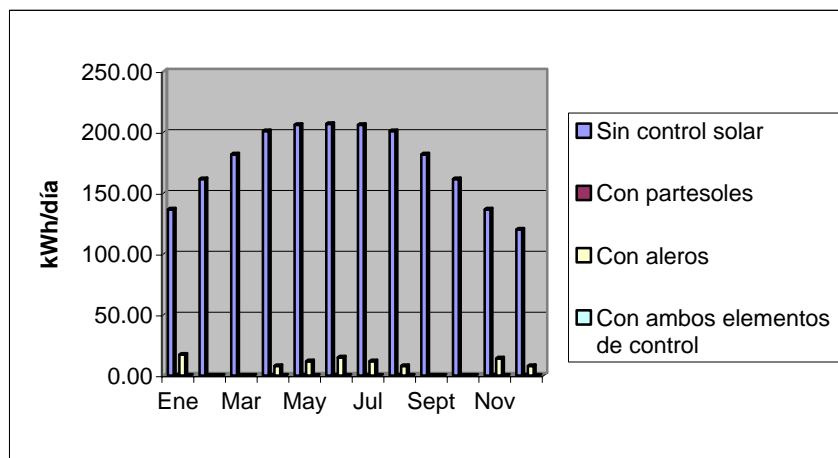


Figura 5.1 Ganancias en el interior del edificio en la fachada oeste

Resultados de utilizar el techo verde

De acuerdo con los resultados del apartado 4.1, al aplicar techo verde sobre el techo del edificio, representaría una disminución de las ganancias de calor en un 8% (2.104 kWh).

Resultados de utilizar iluminación natural

El edificio, al ser iluminado en sus dos plantas con 48 lámparas fluorescentes ahorradoras de energía, generan 4.085 kWh de ganancias de calor. El factor de aumento de ganancias de calor considerado para el balastro es de 7.5%. En la tabla 5.1, se resumen las ganancias de calor por hora al utilizar iluminación artificial.

Tabla 5.1 Iluminación artificial de las dos plantas del edificio

Edificio	Número de lámparas con balastro ahorrador	De 2 tubos fluorescentes	De un tubo fluorescente	Ganancias de calor (Wh)
Planta baja	30	29	1	2,537.00
Planta alta	18	18	0	1,548.00
			GANANCIAS TOTALES	4,085.00

Utilizando los datos proporcionados por la gráfica solar de la figura 4.3 se puede calcular el número de horas en que se tiene la luz solar durante el año. Y se obtienen 47,450 horas. Si en vez de utilizar iluminación artificial durante el día se utilizaran 48 lámparas de iluminación natural con coeficiente de ganancias de calor solar de 0.37 y un difusor de 0.53 m, la ganancia de calor por iluminación ascendería a 3.49 kWh. Con estos datos y con los días del año se puede estimar la ganancia de calor total que recibe el edificio para los dos tipos de iluminación. Cabe hacer mención que este tipo de edificios ocupan las 24 horas del día la iluminación artificial.

En la tabla 5.2, se resume este análisis y se observa que se ganan 16,160.26 kWh anuales de calor por iluminación artificial, mientras que por iluminación natural sólo se tendrían 13,815.89 kWh/año. Reflejándose un beneficio térmico de 2,344.37 kWh por concepto de utilizar la iluminación natural.

Tabla 5.2 Ganancias de calor por iluminación artificial e iluminación natural anuales

Meses	Número días por mes	Número de horas por día del mes en que se tiene iluminación natural	Ganancias de calor por iluminación artificial por cada mes del año (kWh)	Ganancias de calor por iluminación natural por cada mes del año (kWh)
Enero	31	10	1,266.35	1,082.64
Febrero	28	10	1,143.80	977.87
Marzo	31	10	1,266.35	1,082.64
Abril	30	12	1,470.60	1,257.26
Mayo	31	12	1,519.62	1,299.17
Junio	30	12	1,470.60	1,257.26
Julio	31	12	1,519.62	1,299.17
Agosto	31	12	1,519.62	1,299.17
Septiembre	30	10	1,225.50	1,047.72
Octubre	31	10	1,266.35	1,082.64
Noviembre	30	10	1,225.50	1,047.72
Diciembre	31	10	1,266.35	1,082.64
Totales	365	130	16,160.26	13,815.89
			Ganancias de calor totales (kWh/año)	

En la figura 5.2 se representan gráficamente los datos de la tabla 5.2 siendo los meses de mayo, julio y agosto los que aportan más ganancias de calor al edificio. Y febrero es el mes con menos ganancias de calor.

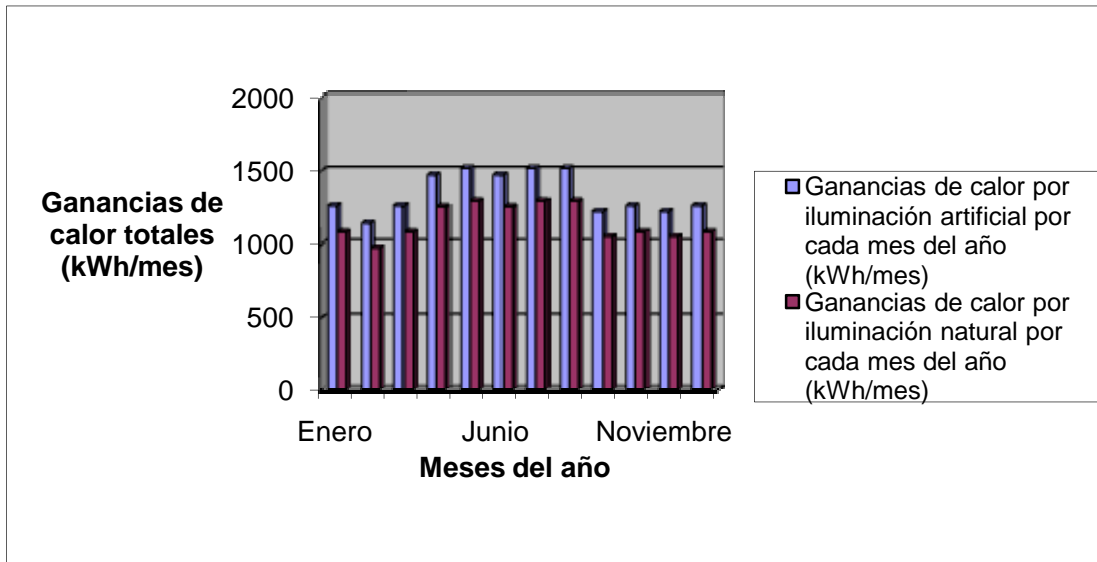


Figura 5.2 Ganancias de calor totales por iluminación artificial y natural (kWh/mes)

En la tabla 5.3 se muestran las ganancias de calor entre el edificio convencional y el edificio diseñado bioclimáticamente.

Tabla 5.3 Tabla comparativa de las ganancias de calor entre el edificio convencional y el edificio diseñado bioclimáticamente

Hora	Ganancias de calor del edificio convencional (kWh)	Ganancias de calor del edificio diseñado bioclimáticamente (kWh)
13:00	188,985.96	186,101.22

La diferencia que resulta de comparar las dos ganancias de calor del edificio es de 2,884.74 kWh, que representa una disminución del 1.53%.

5.2. Beneficios energéticos.

El dejar de utilizar lámparas de iluminación artificial representa un beneficio energético, pues se ahorrarían 15,032.8 kWh/año. En la tabla 5.4 se representan estas demandas energéticas, siendo los meses de mayo, julio y agosto los meses que demandarán más energía eléctrica por concepto de iluminación artificial (1,413.60 kW)

Tabla 5.4 Demanda energética mensual por utilización de iluminación artificial

Meses	Número días por mes	Número de horas por día del mes en que se tiene	Demanda por iluminación artificial en cada mes del año (kW)
Enero	31	10	1,178.00
Febrero	28	10	1,064.00
Marzo	31	10	1,178.00
Abril	30	12	1,368.00
Mayo	31	12	1,413.60
Junio	30	12	1,368.00
Julio	31	12	1,413.60
Agosto	31	12	1,413.60
Septiembre	30	10	1,140.00
Octubre	31	10	1,178.00
Noviembre	30	10	1,140.00
Diciembre	31	10	1,178.00
Totales	365	130	15,032.80
		Demanda total (kW/año)	

En la gráfica de la figura 5.3 se muestra la variación de la demanda energética durante el año.

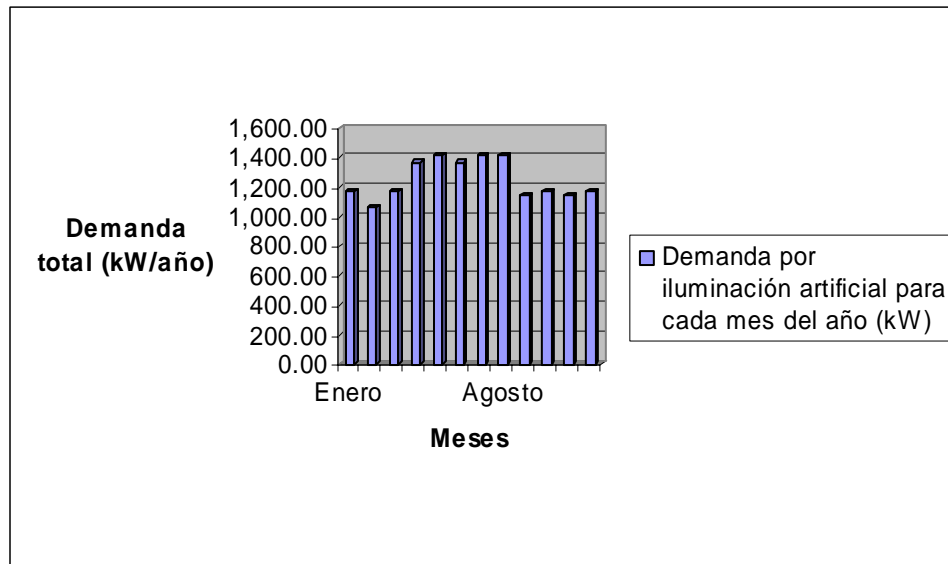


Figura 5.3 Demanda de energía eléctrica mensual en el edificio, por utilizar iluminación artificial

Para el caso del sistema de enfriamiento, en la tabla 5.5 se muestra una comparación entre el sistema de enfriamiento dividido propuesto y un sistema dividido de enfriamiento comercial.

Tabla 5.5 Comparación de los consumos energéticos entre el sistema de enfriamiento dividido propuesto y un sistema dividido de enfriamiento comercial

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PROPUESTO				SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CONVENCIONAL			
Unidad Manejadora de Aire				Unidad Manejadora de Aire (UP475A)			
Componente	Cantidad	Potencia unitaria en (kW)	Potencia total (kW)	Componente	Cantidad	Potencia unitaria en (kW)	Potencia total (kW)
Ventilador del serpentín de enfriamiento	1	14.92	14.92	Ventilador del serpentín de enfriamiento	2	5.6	11.2
Unidad Condensadora de Aire				Unidad Condensadora de Aire (CD*-616L)			
Componentes	Cantidad	Potencia unitaria en (kW)	Potencia total (kW)	Componentes	Cantidad	Potencia unitaria en (kW)	Potencia total (kW)
Ventilador del serpentín de condensación	6	0.37	2.24	Ventilador del serpentín de condensación	5	0.56	2.80
Sistema de compresión				Sistema de compresión			
Componentes	Cantidad	Potencia unitaria en (kW)	Potencia total (kW)	Componentes	Cantidad	Potencia unitaria en (kW)	Potencia total (kW)
Compresor	2	31.30	62.6	Compresor	5	11.50	57.5
Deshumidificador				Deshumidificador			
Componentes	Cantidad	Potencia unitaria en (kW)	Potencia total (kW)	Componentes	Cantidad	Potencia unitaria en (kW)	Potencia total (kW)
Banco de resistencias eléctricas	1	460	460	Banco de resistencias eléctricas	12	40	480
Motor del ventilador de aire de reactivación	1	11.18	11.18	Motor del ventilador de aire de reactivación	0	0.00	0.00
Humidificador				Humidificador			
Banco de resistencias eléctricas	4	2	8	Banco de resistencias eléctricas	1	10.2	10.2
DEMANDA TOTAL DEL SISTEMA DISEÑADO (Kw)			558.94	DEMANDA TOTAL DEL SISTEMA COMERCIAL (kW)			561.70
PORCENTAJE DE DISMINUCION DE LA DEMANDA TOTAL ENTRE EL SISTEMA DISEÑADO Y EL SISTEMA COMERCIAL							
5%							

Análisis

Dentro de los elementos del sistema de enfriamiento propuesto, que más consumen energía eléctrica, se encuentran el banco de resistencias eléctricas del deshumidificador y los dos compresores. Para el sistema de enfriamiento convencional, estos elementos representan también altas demandas de energía eléctrica.

La primera diferencia que se tiene se centra en el sistema de compresión mecánico; en el sistema propuesto se puede controlar el flujo de refrigerante según la cantidad de ganancias de calor del edificio y disminuir la potencia eléctrica hasta en un 15%, si no se están utilizando algunas partes del cuarto limpio del edificio; esto se logra mediante la operación de compresores de flujo variable y sensores de cuarto. En el segundo caso, los compresores tipo pistón tienen siempre el mismo flujo de refrigerante, por lo que no se tendrá en ningún momento ahorro energético.

Por otra parte, al comparar la demanda eléctrica de los dos sistemas existe una diferencia de 2.76 kW que se dejan de demandar por cada hora que opere el sistema propuesto. Si los dos sistemas operan 18 horas al día y paran por un periodo de 6 horas, se tendrán demandas como las que se muestran en la figura 5.4.

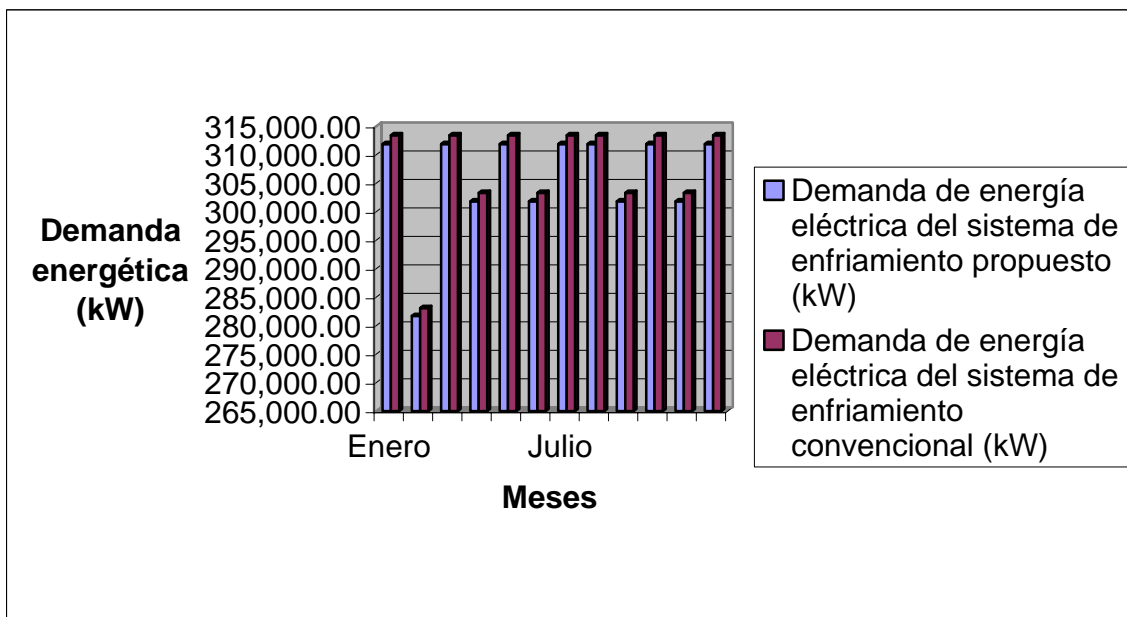


Figura 5.4 Demanda de energía eléctrica estimada del sistema de enfriamiento propuesto y el sistema de enfriamiento convencional/ año

De acuerdo con los resultados de la gráfica anterior, enero, marzo, mayo, julio, agosto, octubre y diciembre son los meses en los que el sistema comercial demandará más energía eléctrica, con 31,3428. 60 kW. Al efectuar la diferencia entre las demandas energéticas de los dos sistemas, se tendrá un ahorro anual de 18,133.20 kW.

Si se suman ambos beneficios energéticos, se obtienen 33,166 kWh al año que podrán ser ahorrados por utilizar lámparas de iluminación natural y el sistema de enfriamiento propuesto. Y de acuerdo con los datos de la figura 5.5, los meses que más ahorro energético reportarán serán los meses de mayo, julio y agosto con 2,953.68 kWh.

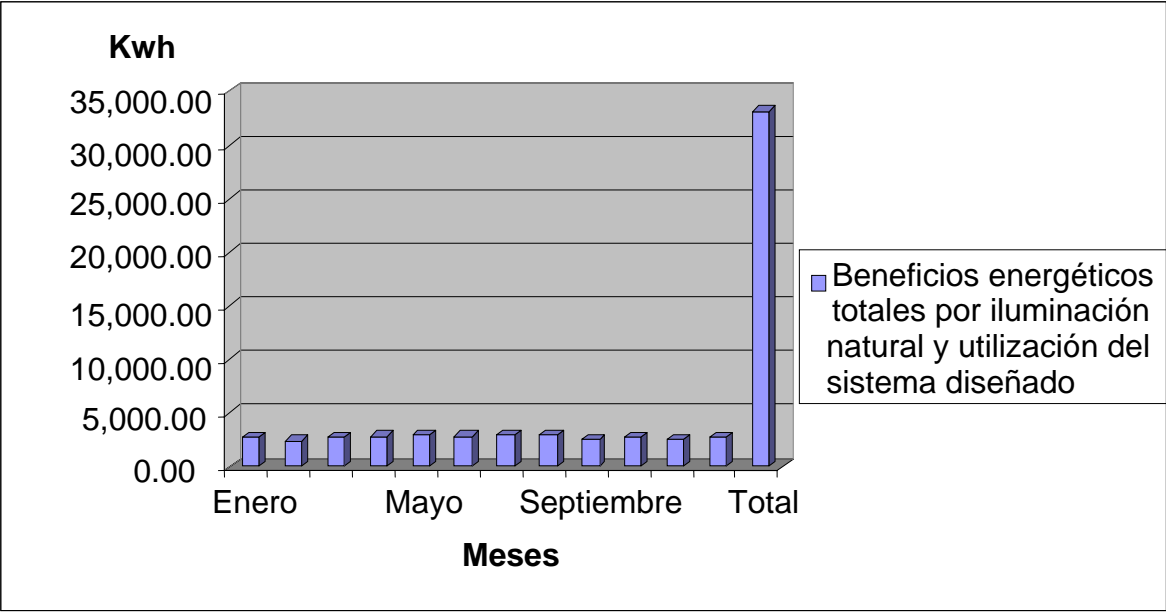


Figura 5.5 Beneficios energéticos obtenidos por utilizar lámparas de iluminación natural y el sistema de enfriamiento propuesto

5.3. Beneficios económicos.

El costo por kWh, según los datos proporcionados por la compañía de Luz y Fuerza del Centro que es la que suministra el servicio eléctrico correspondiente a la zona conurbada de la ciudad de México, es de \$ 2.95, que corresponde a la tarifa 2, tipo comercial para el bimestre mayo-junio de 2007. El beneficio económico de utilizar iluminación natural durante el día en vez de utilizar iluminación artificial representará un ahorro de \$ 44, 346.76 al año para el edificio, y esto resulta de sumar todos los ahorros mensuales representados en la gráfica de la figura 5.6.

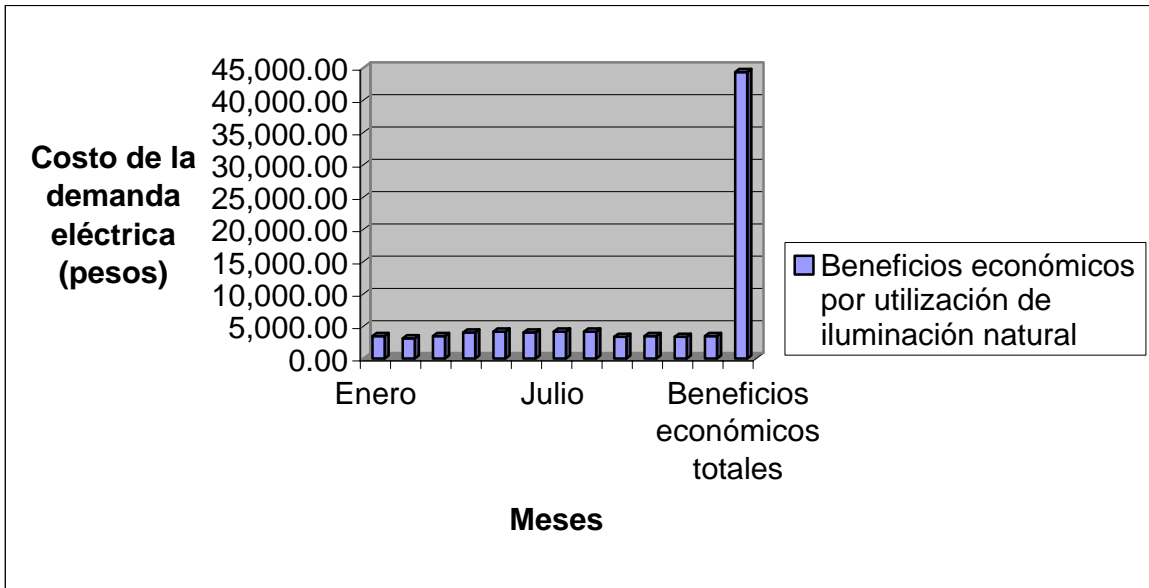


Figura 5.6 Beneficios económicos en pesos por utilización de iluminación natural en lugar de iluminación artificial en el edificio por mes y totales

De esta misma gráfica, los meses que tendrán mayor ahorro económico serán mayo, julio y agosto con \$ 4,170.12 pesos mensuales.

Cuando se compara el sistema de enfriamiento propuesto y el sistema de enfriamiento convencional, también se observan beneficios económicos importantes. En la gráfica de la figura 5.7, se muestran estos beneficios obtenidos por la disminución la demanda de energía eléctrica del sistema de enfriamiento propuesto. Esta gráfica toma en cuenta los resultados de las demandas energéticas de la gráfica de la figura 5.5 y establece una diferencia entre la demanda de energía eléctrica del sistema de enfriamiento convencional y el sistema de enfriamiento propuesto. El beneficio económico total que representará el utilizar el sistema de enfriamiento propuesto ascendería a \$ 53, 490.00 anuales.

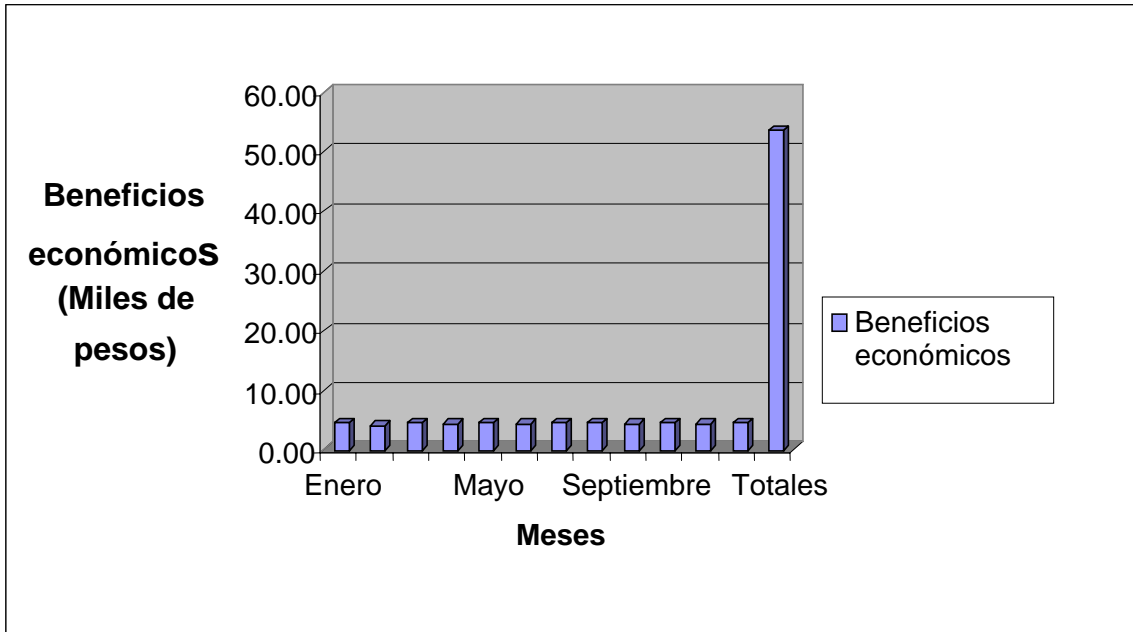


Figura 5.7 Beneficios económicos mensuales (miles de pesos) por utilizar el sistema propuesto en vez de un sistema de enfriamiento convencional

Continuando con el análisis de la gráfica anterior los meses que resultarían más beneficiados serían los meses de enero, marzo, mayo, julio, agosto, octubre y diciembre con \$ 4,543.24 mensuales, es decir más de la mitad del año. Ahora bien, si se suman los beneficios económicos por concepto de utilizar lámparas de iluminación natural y el sistema propuesto, se obtienen los resultados mostrados en la gráfica de la figura 5.8.

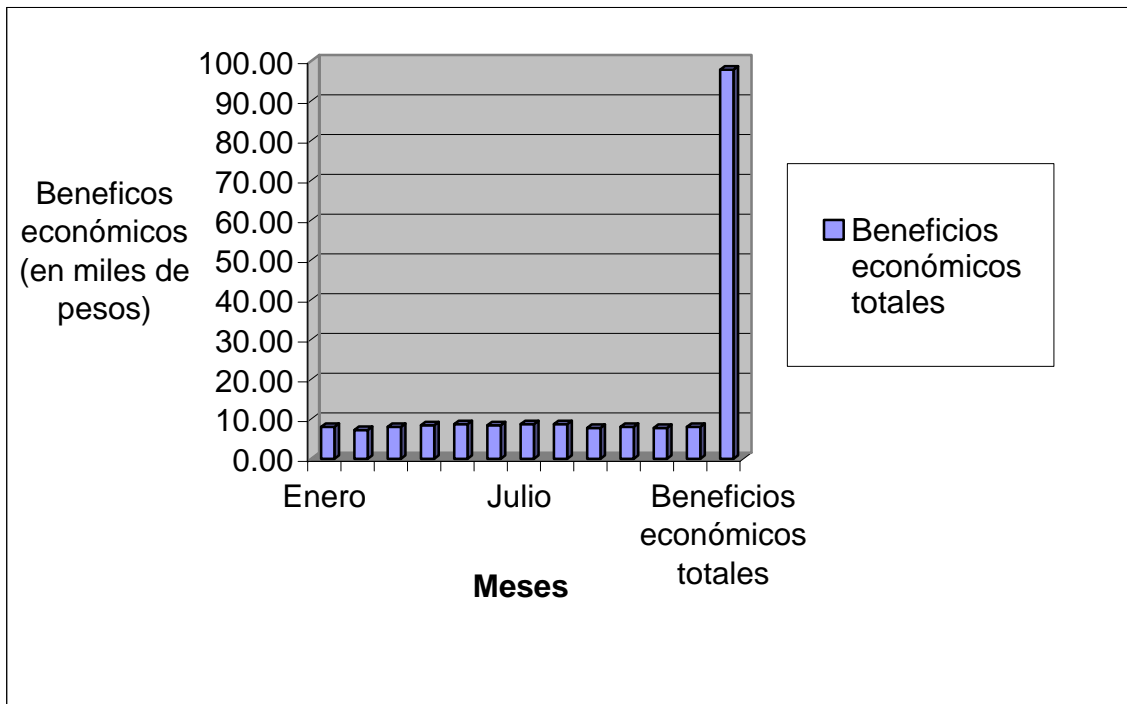


Figura 5.8 Beneficios económicos totales por mes

En la gráfica anterior se muestra que los beneficios económicos totales que se tendrán en el edificio con diseño bioclimático ascienden a \$ 97,849.00 al año. Siendo los meses de mayo, julio y agosto los más beneficiados con ahorros de \$ 8,713.36 mensuales.

Otro beneficio que se debe mencionar es el costo⁵¹ por construir la unidad dividida, asciende a \$ 803,593.74 (ver tabla 5.7) mientras que el precio de una unidad de enfriamiento estándar de tipo comercial⁵² asciende a \$ 871,884.00 con impuestos incluidos. Es decir se tiene un ahorro de \$ 68,290.26. De acuerdo con el beneficio económico reportado en la figura 5.8 de \$ 97,849.00 se tendría la recuperación de la inversión por concepto de construcción del sistema dividido de enfriamiento en un lapso de aproximadamente 8 años con una tasa inflacionaria del 3.3% anual.

⁵¹ <http://www.trane/servipartes.com.html>

⁵² <http://www.proveedoratermica.com.html>

Tabla 5.6 Tiempo de recuperación de la inversión inicial del sistema de enfriamiento dividido propuesto, que ocurre a los ocho años

Año	Inflación (3.33%)
1	97,849.00
2	101,107.37
3	104,474.25
4	107,953.24
5	111,548.08
6	115,262.63
7	119,100.88
8	123,066.94

Tabla 5.7 Costo del sistema de la unidad dividida de enfriamiento propuesta en pesos (\$)

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DIVIDIDO PROPUESTO									
Unidad Manejadora de Aire					Unidad Condensadora				
Componente	Cantidad	Unidad	Costo unitario en pesos (\$)	Costo total en pesos (\$)	Componente	Cantidad	Unidad	Costo unitario en pesos (\$)	Costo total en pesos (\$)
Ventilador del serpentín de enfriamiento con motor eléctrico de 14.92 kW, 220 volts/3F/60Hz, 1750 r.p.m	1	pieza	30,000.00	30,000.00	Ventilador del serpentín de condensación de 0.37 kW, 220 volts/3F/60Hz	6	piezas	1,435.20	8,611.20
Serpentín de enfriamiento	1	pieza	209,622.86	209,622.86	Serpentín de condensación	1	pieza	305,877.71	305,877.71
Válvula de expansión termostática (TRAE+30 TON)	2	piezas	2,422.80	4,845.60	Sistema de compresión				
Tubería de cobre tipo "L" rígido de 32 mm	12	m	151.55	1818.6	Compresor tipo espiral, de 31.3 kW a 220 volts/3F/60Hz	2	piezas	28,800.00	57,600.00
Tubería de cobre tipo "L" rígido de 38 mm	3	m	210.5	631.5	Deshumidificador				
Tubería de cobre tipo "L" rígido de 50 mm	7	m	401.93	2813.51	Banco de resistencia eléctrica de 460 kW a 220 volts/3F/60Hz	1	pieza	34,500.00	34,500.00
Tubería de cobre tipo "L" rígido de 76.2 mm	12	m	752.1	9025.2	Piedra desecante de perla silica de 2.40 m de diámetro y 0.4 m de espesor. Con un diámetro de flecha de 0.04 m con motor de rotor integrado	1	pieza	48000	48000
Tubería de cobre tipo "M" rígido de 25 mm	12	m	93.63	1123.56	Motor del ventilador de aire de reactivación de 11.18 kW y 220 volts/3 F/60Hz	1	pieza	26220	26220
Conexiones de tubería de cobre (codos, tees, reducciones, etc)	1	lote	2500	2500	Humidificador				
Interconexión de tubería de cobre	1	lote	6500	6500	Banco de resistencias eléctricas de 2kW a 220 volts/3F/60Hz	4	piezas	993.6	3,974.40
Lámina galvanizada calibre 20	120	m ²	139.5	16,740.00	Tanque para almacenamiento de agua de 0.65m de altura y 0.45 m de diámetro	1	pieza	500	500
Base de unidad fabricada en ptr	24	m	62.5	1,500.00	Valvula hidrónica de 3 vías de 19 mm a 120 volts/1 F/60Hz	1	pieza	968	968
Refrigerante 407C	36.1	kg	172.82	6,238.80	Sensor de temperatura (rango 100 a 250°C)	1	pieza	240	240
Mano de obra por carga de refrigerante	1	lote	9,000.00	9,000.00	COSTO TOTAL DEL SISTEMA DIVIDIDO PROPUESTO = \$ 803,593.74				
Filtros metálicos de 0.61mx0.61mx0.051m	8	piezas	331.2	2,649.60					
Filtros desechables de fibra de vidrio de 0.61mx0.61mx0.051m	8	piezas	73	584					
Filtros de bolsa de alta eficiencia (95%)	8	piezas	1,438.65	11,509.20					

Fuente: Servipartes (2008)

5.4. Beneficios ambientales.

Los beneficios energéticos también implican beneficios ambientales, en virtud de que la disminución de ganancias de calor en el edificio inciden de manera directa en un menor consumo energético del sistema de enfriamiento. Lo que, como consecuencia, implica una disminución en la quema de combustibles fósiles (recursos naturales no renovables) utilizados para generar energía eléctrica, con una consecuente disminución del CO₂ emitido a la atmósfera, ya que por cada kWh ahorrado se evita la emisión de 0.60 kg equivalentes de CO₂, valor obtenido en una reciente publicación (México, Comisión Intersecretarial de Cambio Climático, SEMARNAT, 2007)

Utilizando el valor de emisiones antes mencionado, y los beneficios energéticos totales reportados en la gráfica de la figura 5.5, se obtienen los resultados de la tabla 5.8. En donde los meses de mayo, julio y agosto son los meses que más dejarían de emitir CO₂ a la atmósfera con 1,772.21 kg equivalentes por mes. En esta misma tabla se observa que el edificio diseñado bioclimáticamente y con el sistema de enfriamiento propuesto, dejaría de emitir 19,899.60 kg de CO₂ /anuales a la atmósfera.

Tabla 5.8 Emisiones mensuales y anual en kg. eq. de CO₂ en el edificio

Meses	Emisiones de CO ₂ (kg. eq. de CO ₂)
Enero	1,630.85
Febrero	1,473.02
Marzo	1,630.85
Abril	1,715.04
Mayo	1,772.21
Junio	1,715.04
Julio	1,772.21
Agosto	1,772.21
Septiembre	1,578.24
Octubre	1,630.85
Noviembre	1,578.24
Diciembre	1,630.85
Emisiones totales del edificio durante un año	19,899.60

En la tabla 5.9 se resumen los beneficios térmicos, energéticos, económicos y ambientales que se tendrían en el edificio diseñado bioclimáticamente y utilizando el sistema de enfriamiento dividido propuesto.

Tabla 5.9 Resumen de los beneficios térmicos, energéticos, económicos y ambientales del edificio con diseño bioclimático y la unidad dividida

BENEFICIOS	BENEFICIOS TÉRMICOS	BENEFICIOS ENERGÉTICOS	BENEFICIOS ECONÓMICOS	BENEFICIOS AMBIENTALES
Mes	Disminución de ganancias de calor del edificio para las 13:00 horas del mes de mayo (kWh)	Beneficios energéticos totales por iluminación natural y utilización del sistema diseñado (kWh)	Beneficios económicos totales (en miles de pesos)	Emisiones de CO ₂ (kg. eq. de CO ₂) que se dejarían de emitir en el edificio
Enero	2,884.74	2,718.08	8.02	1,630.85
Febrero		2,455.04	7.24	1,473.02
Marzo		2,718.08	8.02	1,630.85
Abril		2,858.40	8.43	1,715.04
Mayo		2,953.68	8.71	1,772.21
Junio		2,858.40	8.43	1,715.04
Julio		2,953.68	8.71	1,772.21
Agosto		2,953.68	8.71	1,772.21
Septiembre		2,630.40	7.76	1,578.24
Octubre		2,718.08	8.02	1,630.85
Noviembre		2,630.40	7.76	1,578.24
Diciembre		2,718.08	8.02	1,630.85
		33,166.00	97.84	19,899.60
		Consumo energético (kWh/año)	Beneficios económicos (miles de pesos/año)	Beneficio ambiental total (kg. Eq. De CO ₂ /año)

CONCLUSIONES

Los edificios con cuarto limpio constituyen uno de los principales consumidores de energía eléctrica para la industria farmacéutica mundial, por lo que realizar estudios de condicionante ambiental es de vital importancia para hacer adecuaciones a la arquitectura, con la finalidad de reducir la demanda de energía eléctrica.

Rakoczy (1987) afirma que entre un 65% y un 75% del costo total anual de la energía eléctrica que se consume en un edificio con cuarto limpio, se debe principalmente a los sistemas de enfriamiento mecánicos convencionales. La estrategia bioclimática es una opción poco vista en la mayoría de los edificios con cuarto limpio en México y en el mundo, por lo que la adecuación propuesta o estrategia bioclimática, como los sistemas pasivos de enfriamiento, disminuyen la demanda de energía eléctrica de los sistemas de refrigeración mecánica.

Estrategias pasivas, como el control solar y los techos verdes, son ejemplos que ayudan a disminuir las ganancias de calor por radiación solar del edificio en hasta 2,884.74 kWh, según lo estimado en el estudio de caso. Con los resultados obtenidos en la tabla 4.17 del capítulo IV, el edificio con techo verde recibió para las 13:00 horas del mes de mayo, una ganancia de calor de 25.291 kWh y sin éste, de 27.395 kWh, lo que significa que el techo verde funciona como capa aislante en la envolvente del edificio ya que se tiene una disminución de 2,104 kWh. Con esto se demuestra que el aplicar techos verdes a edificios que se encuentran ubicados en climas templados, representa una disminución de las ganancias de calor, y por consecuencia, una disminución en el consumo de energía eléctrica del aire acondicionado, además de reducir los costos por mantenimiento del mismo, debido a que trabajarán a menores temperaturas interiores. Esto representa la siguiente ventaja: en el clima templado se encuentran ubicados la mayor parte de los grandes edificios en México, por lo que al utilizar techos verdes se disminuyen las ganancias de calor en estos edificios.

Con esta motivación, se debe resaltar la importancia que representa ampliar las investigaciones en este campo, para encontrar nuevas y mejores plantas que puedan adaptarse con facilidad a las condiciones que prevalecen en los sitios con clima templado. Realizar un catálogo de los coeficientes de conductividad térmica de dichas plantas será una buena opción para contar con información de apoyo para realizar futuras evaluaciones térmicas. Además se deben realizar estudios de los impactos en la disminución de islas de calor, o bien los incrementos que se tienen por absorción de CO₂ en los edificios que tienen techos verdes. En un futuro cercano proyectos de normas como el PROY-NADF-013-RNAT-2007 publicado el 16 de julio del 2008 en la Gaceta Oficial del Gobierno del Distrito Federal promoverán la instalación de este tipo de techos en edificios y casas de la ciudad de México y zonas aledañas.

Otra opción es la utilización de la iluminación natural, porque a la vez de que contribuye a la disminución de las ganancias internas de calor del edificio como lo mostrado en la tabla 5.2, se disminuye la demanda de energía eléctrica por iluminación. En el caso del edificio, éste ahorraría 15,032.8 kW/año, según lo reportado en la tabla 5.4, ambas del capítulo V.

Por otra parte, en este trabajo se debe resaltar la importancia que reviste el utilizar estrategias de diseño de sistemas mecánicos de enfriamiento, que tengan como base el estudio climático del lugar en donde se construirá el edificio con cuarto limpio, lo que permitirá reducir la capacidad de consumo eléctrico de compresores y ventiladores, y por consecuencia, su demanda energética anual. Tan solo Lowell, Blumstein y Sartor (1999) publicaron que el consumo anual de energía eléctrica para el Estado de California, en los Estados Unidos de América, ascendió en 1999 a 9 500,000 kWh, esto por concepto de utilizar los ventiladores en los serpentines de enfriamiento y condensación de los sistemas mecánicos, que enfriaron un área de 390,192.77 m² de cuarto limpio en los edificios. En el estudio de caso, el edificio diseñado bioclimáticamente, representó un ahorro energético de 33,166 kWh/anuales, por concepto de utilizar lámparas de iluminación natural y el sistema de enfriamiento propuesto.

Continuar con el desarrollo de propuestas como la presentada en este trabajo, en la que se combinan sistemas de enfriamiento pasivo y un sistema de enfriamiento dividido, permitirá el incremento del ahorro energético y económico en los edificios que tienen aplicaciones especiales como son los edificios con cuarto limpio. Este ahorro económico se podría utilizar como fondo para pagar los costos por mantenimiento y reposición de refacciones del sistema de enfriamiento dividido, durante los tres primeros meses del año, o bien se puede ahorrar para que en un periodo de 8 años se recupere la inversión realizada al inicio.

Los beneficios energéticos aunados a los beneficios térmicos que se obtienen de aplicar sistemas pasivos, implican también beneficios ambientales. Para el caso de estudio se pueden dejarían de emitir 19,899.60 kg equivalentes de CO₂/año a la atmósfera, si se aplican las estrategias bioclimáticas y el sistema de enfriamiento dividido propuesto. Por otra parte, se deben desarrollar avances significativos en las técnicas de deshumidificación pasiva en edificios por parte de diseñadores y constructores lo que permitirá reducir la demanda de energía eléctrica del deshumidificador, elemento clave en el consumo energético del sistema de enfriamiento dividido.

Finalmente las propuesta de diseño de la unidad de enfriamiento dividido resulto ser más económica por un monto de \$ 68,290.26, si se compara con los sistemas de enfriamiento dividido comerciales de procedencia norteamericana, pero se tiene que prever que no se dispone de medios infraestructurales para fabricar este tipo de sistemas, por lo que se crea una dependencia con los Estados Unidos de América para fabricar los elementos mecánicos como son los serpentines, compresores y demás elementos mecánicos.

ANEXO A

ANALISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR
COMPRESIÓN DE VAPOR DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD
DIVIDIDA

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD DIVIDIDA

El ciclo de refrigeración opera bajo las siguientes condiciones:

Refrigerante utilizado: SUVA 407C

1. Existen condiciones estables de operación
2. Los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables.

De acuerdo con las tablas del refrigerante 407C, las entalpías del mismo en los cuatro estados son:

Vapor sobrecalentado

$$P_1 = 344.74 \text{ KPa}$$

$$T_1 = -0.933^\circ \text{ C}$$

$$h_1 = 412 \text{ kJ/kg}$$

Vapor sobrecalentado

$$P_2 = 2.413145 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 94^\circ \text{ C}$$

$$h_{2s} = 461 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 473.25 \text{ kJ/kg}$$

El compresor opera con una eficiencia del 80%

$$n_c = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$$

$$h_2 = (h_{2s} - h_1 / n_c) + h_1 = (461 \text{ kJ} - 412 \text{ kJ} / 0.8) + 412 \text{ kJ} = 473.25 \text{ kJ}$$

Líquido saturado

$$P_3 = 2.413145 \text{ MPa}$$

$$T_3 = 54.38^\circ \text{ C}$$

$$h_3 = 290.45 \text{ kJ/kg}$$

Líquido saturado + vapor saturado

$$P_4 = 344.735 \text{ KPa}$$

$$T_4 = -14.13^\circ \text{ C}$$

$$h_4 = 290.45 \text{ kJ/kg}$$

La tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determinan de la siguiente manera:

Remoción de calor será

$$Q_L = m(h_1 - h_4) = 153,290.61 \text{ W}$$

Por lo que el flujo másico de refrigerante será

$$m = (h_1 - h_4) / Q_L = 153,290.61 \text{ W} / ((412 - 290.45) \times 1000 \text{ (J/s)}) = 1.2611321 \text{ (kg/s)}$$

La velocidad de rechazo de calor del refrigerante al ambiente se determina a partir de:

$$Q_H = m(h_2 - h_3) = (1.2611321 \text{ (kg/s)}) (473.25 - 290.45) \times 1000 \text{ (J/s)} = 230,534.95 \text{ W}$$

La potencia del compresor es

$$W_{\text{Compresor}} = m(h_2 - h_1) = (1.2611321 \text{ (kg/s)}) (473.25 - 412) \times 1000 \text{ (J/s)} = 77,244.34 \text{ W}$$

De tal manera que

$$Q_H = Q_L + W_{\text{Compresor}} = 153,290.61 \text{ W} + 77,244.34 \text{ W} = 230,534.95 \text{ W}$$

El coeficiente de funcionamiento del sistema es

$$CDF_R = Q_L / W_{\text{Compresor}} = 153,290.61 \text{ W} / 77,244.34 \text{ W} = 1.98$$

ANEXO B

ANÁLISIS TÉRMICO DEL TECHO EDIFICIO CON Y SIN TECHO VERDE

ANÁLISIS TÉRMICO DEL TECHO EDIFICIO CON Y SIN TECHO VERDE

Si se aplica la ecuación 3.1 para la zona de cuarto limpio que requiere climatización artificial el calor por radiación será:

$$Q_{\text{radiación, cuartos limpios con aire acondicionado}} = 9.34 \text{ kW}$$

Utilizando la misma ecuación se determina el calor por radiación que recibe el techo del edificio para el techo que no son cuarto limpio y que no tiene aire acondicionado:

$$Q_{\text{radiación, cuartos sin aire acondicionado}} = 15.71 \text{ kW}$$

Si sumamos ambos resultados de las dos áreas del techo verde se obtiene:

$$Q_{\text{radiación, Total}} = 9.34 \text{ kW} + 15.71 \text{ kW} = 25.05 \text{ kW}$$

Por otra parte si se emplea la ecuación 3.4 para calcular el coeficiente convectivo exterior se tiene:

$$h_{\text{exterior}} = 5.7 + (3.8)(3.12 \text{ m/s}) = 17.556 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$$

Si se considera el coeficiente convectivo interior propuesto por la ASHRAE (1993) de $22.7 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ para los cuartos limpios con aire acondicionado, y para las áreas sin aire acondicionado de $9.36 \text{ (W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$, se pueden estimar las ganancias de calor por conducción. Para calcular estas ganancias será necesario primero calcular el coeficiente global de transferencia de calor U. En la siguiente tabla se pueden ver los valores de conductividad térmica y espesores para los materiales empleados en el techo verde.

Tabla. Material, espesor y conductividad térmica para los materiales de construcción de techo verde

Material	Espesor(e)(m)	K(W/m °C)	Resistencia
1/h _{exterior}			0.570
Losa	0.12	1.74	0.069
Impermeabilizante	0.01	0.6	0.017
Grava de 3/4	0.03	2.5	0.012
Malla de mosquitero	0.003175	0.188	0.017
Sustrato	0.05	1.16	0.043
Planta	0.05	1	0.050
1/h _{interior}			0.044
			0.822
	U(W/m ² °C)	=	1.217

Éste será el valor del coeficiente global U para el techo verde que está sobre el cuarto limpio con aire acondicionado. Si se realiza el mismo procedimiento se obtendrá un valor de $U = 1.13 \text{ (W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$ para el techo verde de las áreas sin aire acondicionado.

Para el caso de las ganancias de calor por conducción y utilizando la expresión 3.2 se obtienen los siguientes resultados:

$$\begin{aligned} Q_{\text{conducción, cuartos limpios con aire acondicionado}} &= 0.213 \text{ kW} \\ Q_{\text{conducción, cuartos sin aire acondicionado}} &= 0.028 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sumando los dos resultados obtenemos:

$$Q_{\text{conducción total}} = 0.213 \text{ kW} + 0.028 \text{ kW} = 0.241 \text{ kW}$$

Utilizando la ecuación 3.5 las ganancias de calor totales serán:

$$Q_{\text{total}} = 25.05 \text{ kW} + 0.241 \text{ kW} = 25.291 \text{ kW}$$

Finalmente, para comparar estos resultados se procedió a realizar el balance térmico del edificio, sin considerar el techo verde, solamente utilizando la losa y el impermeabilizante. Para calcular las ganancias de calor por radiación se utilizó la ecuación tomada de Incrópera y De Witt (1999):

$$Q_{\text{radiación}} = \varepsilon \sigma A (T_{\text{superficie}}^4 - T_{\text{ambiente}}^4)$$

Incrópera y De Witt (1999) proponen una emisividad del concreto (ε de 0.94, σ es la constante de Stefan Boltzman, $T_{\text{superficie}}$ es la temperatura de la superficie de la losa de 65° C para las 13:00 horas. T_{ambiente} es la temperatura ambiente (26.8° C). Con estos valores se obtiene una ganancia de calor por radiación de 24.88 kW. Para obtener las ganancias de calor por conducción se necesita primero conocer la temperatura sol/aire ($T_{\text{s/a}}$).

Para ello se aplicará la expresión propuesta por la ASHRAE (1993):

$$T_{\text{s/a}} = T_{\text{ambiente}} + \frac{H_T \cdot \alpha}{h_{\text{exterior}}} - \frac{DR \cdot \varepsilon}{h_{\text{exterior}}}$$

En donde T_{ambiente} es la temperatura ambiente, H_T es la radiación solar global, α es la absorptancia que Incrópera (1996) propone de 0.6, DR es la diferencia de radiación de onda corta y onda larga, y ε es la emitancia del material con que fue construida la losa. En este caso fue de 42.94°C . Si se utilizan nuevamente las ecuaciones 3.2 y 3.3 se tienen siguientes resultados:

$$U_{\text{, cuartos limpios con aire acondicionado}} = 1.429 \text{ (W/m}^2\text{°C)}$$

$$U_{\text{, cuartos sin aire acondicionado}} = 1.311 \text{ (W/m}^2\text{°C)}$$

$$Q_{\text{conducción, cuartos limpios con aire acondicionado}} = 1.145 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{conducción, cuartos sin aire acondicionado}} = 1.370 \text{ kW}$$

Si se suman las ganancias de calor por radiación con las ganancias de calor por conducción de techo del edificio sin techo verde se obtiene el siguiente resultado:

$$Q_{\text{radiación}} + Q_{\text{conducción}} = 24.88 \text{ kW} + 1.145 \text{ kW} + 1.370 \text{ kW} = 27.395 \text{ kW}$$

Comparando los dos resultados se tiene que cuando se utiliza el techo verde se tienen ganancias de calor por 25.291 kW y si no se utiliza y solamente se considera la losa impermeabilizada se tienen ganancias de calor por 27.395 kW ; es decir las ganancias totales disminuyeron en un 8% (2.104 kW).

ANEXO C

DISEÑO DEL HUMIDIFICADOR

DISEÑO DEL HUMIDIFICADOR

La cantidad de humedad que debe ser retirada se obtendrá utilizando la ecuación 3.17, citada en el capítulo III. Sustituyendo valores se tiene:

$$(5.09364 \text{ g/m}^3) - (6.9147 \text{ g/m}^3) = -1.82106 \text{ g/m}^3$$

Aplicando la ecuación 3.18 la carga por deshumidificación será de:

$$(6,177.375 \text{ m}^3/\text{h})(-1.82106 \text{ g/m}^3) = -11249.37052 \text{ g/h} = -11.249 \text{ kg/h}$$

Se aplicarán las dos ecuaciones anteriores, hasta encontrar el día y mes en que se tiene el mayor porcentaje de humedad. Según las tablas 4.3 y 4.4 la carga por humidificación será para el mes de enero a las 7:00 horas con una temperatura de 0.5° C y 86% de humedad. El valor obtenido para este horario es de 4.31566 g/m³. Realizando el mismo procedimiento anterior se tiene:

$$(5.09364 \text{ g/m}^3) - (4.31566 \text{ g/m}^3) = 0.77798 \text{ g/m}^3$$

La carga por humidificación será de:

$$(6,177.375 \text{ m}^3/\text{h})(0.77798 \text{ g/m}^3) = 4,805.874203 \text{ g/h} = 4.80587 \text{ kg vapor/h}$$

De catálogos comerciales de serpentines de enfriamiento, como el de York (2008), se considera la velocidad del aire de 6.10 m/s y la altura de la unidad manejadora en la salida del aire frío que es de 1.34 m, se pueden conocer las pérdidas del vapor por cada m² de área de salida del conducto. De acuerdo con los datos proporcionados por la siguiente tabla, obtenida de Dristeem (2003) y con el área de la salida de la unidad de enfriamiento, se puede calcular la cantidad de vapor necesario para humidificar el aire que después será suministrado al cuarto limpio

Tabla. Pérdidas de vapor en kg/h/m² de área del conducto

Pérdidas de vapor en kg/h/m ² de área del conducto para unidades de dispersión de un solo tubo								
Velocidad del aire en el conducto	Centro del tubo o altura del conducto con un solo tubo							
	76 mm	152 mm	305 mm	457 mm	610 mm	914 mm	1219 mm	1524 mm
m/s	kg/h/m ²	kg/h/m ²	kg/h/m ²	kg/h/m ²	kg/h/m ²	kg/h/m ²	kg/h/m ²	kg/h/m ²
2.54	9.28	5.37	3.08	2.54	2.30	1.71	1.27	0.98
3.81	11.72	6.84	4.39	3.42	2.93	2.2	1.66	1.22
5.08	13.67	8.64	4.88	4.15	3.69	2.73	2.05	1.56
6.35	15.14	9.28	5.37	4.69	4.15	3.22	2.44	1.86
7.62	16.60	10.25	6.10	5.13	4.64	3.52	2.69	2.05
8.89	17.58	10.74	6.59	5.62	5.13	4.00	3.13	2.39
10.16	18.07	11.23	6.84	6.10	5.37	4.20	3.32	2.59
11.43	18.31	11.48	6.98	6.35	5.52	4.30	3.42	2.69
12.70	18.46	11.57	7.03	6.45	5.62	4.35	3.47	2.73
13.97	18.51	11.62	7.08	6.49	5.66	4.39	3.52	2.78
15.24	18.56	11.67	7.13	6.54	5.71	4.44	3.56	2.83

De catálogos comerciales, como York (2008), se obtiene una velocidad promedio del aire de 6.35 m/s y una altura del conducto de salida de 1.53 m para una pérdida de vapor de agua de 1.86 kg/h/m².

Multiplicando este valor por el área transversal del conducto de descarga del sistema se obtiene:

$$(1.86 \text{ kg/h/m}^2)(2.4383\text{m})(1.335\text{m})= 6.05454273 \text{ kg/h}$$

Valor que será suficiente para humidificar el cuarto limpio en este horario.

Por otra parte, un kilogramo de agua necesita aproximadamente 2.4 kJ para vaporizarse, según el catálogo comercial Dristeem (2003). Dado que una apropiada humidificación normalmente requiere una vaporización de 1.5 a 2.5 kg de agua por cada m³/h de aire exterior introducido dentro del sistema, el proceso de humidificación utiliza rangos de entre 3.5 y 5.8 kJ por cada 100 m³/h de aire del exterior.

Si se utiliza un valor promedio de: 4.65 kJ/1 m³/h

La cantidad de aire que toma el sistema de enfriamiento del exterior es de:

$$6,177.375 \text{ m}^3/\text{h}$$

Multiplicando los dos valores anteriores se obtiene el consumo de energía en kJ.

$$(4.65 \text{ kJ/ } 1 \text{ m}^3/\text{h}) (6,177.375 \text{ m}^3/\text{h})= 28,724.79375 \text{ kJ}$$

Si se divide este valor entre 3600 s. Que tiene una hora se tiene:

$$28,724.79375 \text{ kJ}/3600\text{s} = 7.98 \text{ kW}$$

Por lo que se necesitan 4 resistencias eléctricas de 2 kW para suministrar el calor necesario para evaporar el agua.

Capacidad del tanque de agua

Para calcular la capacidad del tanque de almacenamiento de agua se necesitan:

$$(28,724.79375 \text{ kJ})(1 \text{ kg agua}/2.4 \text{ kJ})= 11,968.66406 \text{ kg de agua}$$

Para una temperatura de líquido saturado del agua de 18° C y una presión de 2.07 kPa se tiene que:

$$1 \text{ kg agua} = 1 \text{ litro (L)}$$

Es decir 11,968.66406 L de agua en una hora. Si se divide este valor entre 60 min se obtiene:

$$11,968.66406 \text{ L} / 60 \text{ min} = 199.4777343 \text{ L/min}$$

Un tanque cilíndrico de 0.63 m de diámetro y 0.65 m de altura tendrá una capacidad de:

$$A_{\text{base del cilindro}} = (\pi)(0.315 \text{ m})^2 = 0.312 \text{ m}^2$$

El volumen del cilindro es:

$$V_{\text{Cilindro}} = (0.312 \text{ m}^2)(0.65) = 0.203 \text{ m}^3$$

Como

$$(0.203 \text{ m}^3)(1000 \text{ litros}/1\text{m}^3) = 203 \text{ L}$$

Cálculo del tubo de dispersión

Para la altitud de 2,245 msnm del municipio y una presión a la entrada del tubo del vapor de 103.393 kPa y utilizando las tablas de vapor para líquido saturado se tiene un volumen específico de:

$$v = 1.685327586 \text{ (m}^3/\text{kg)}$$

Multiplicando este valor por el flujo másico se tiene:

$$Q = (4.80587 \text{ kg vapor/h})(1.685327586 \text{ m}^3/\text{kg vapor}) = 8.099 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0022 \text{ m}^3/\text{s}$$

De catálogos comerciales como el de York (2008) se puede utilizar una velocidad de diseño de 2 m/s

$$A_{\text{transversal del tubo}} = (0.0022 \text{ m}^3/\text{s}) / (2 \text{ m/s}) = 0.00112 \text{ m}^2$$

Y el diámetro del tubo es de:

$$D = (((4)(0.001125 \text{ m}^2)) / \pi)^{1/2} = 0.03784599 \text{ m} = 37.85 \text{ mm}$$

Un diámetro de 38.1 mm será adecuado.

Utilizando un diámetro del orificio de 0.003175 m se puede calcular su área:

$$A_{\text{orificio}} = (0.25)(\pi)(0.003175 \text{ m})^2 = 7.917 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Para calcular el número de orificios:

$$\text{Número de orificios} = A_{\text{transversal del tubo}} / A_{\text{orificio}}$$

$$\begin{aligned} \text{Número de orificios} &= 0.001125\text{m}^2 / 7.917 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \\ &= 142.09 \cong 143 \end{aligned}$$

Si se multiplica el diámetro del orificio por el número de orificios se tiene la longitud que será perforada en el tubo

$$(143 \text{ orificios})(0.003175 \text{ m}^2) = 0.454 \text{ m}$$

Si se resta esta longitud a una longitud propuesta del tubo de 2.10 m se tiene:

$$\text{Longitud del tubo libre de perforaciones} = 2.10 \text{ m} - 0.454 \text{ m} = 1.65 \text{ m}$$

Para conocer la longitud del espacio que habrá entre cada orificio se divide la longitud libre de perforaciones entre 143 espacios más uno.

$$\begin{aligned} \text{Distancia de separación entre cada orificio} &= 1.65 \text{ m} / (143+1) \\ &= 0.0114\text{m} \cong 11 \text{ mm} \end{aligned}$$

Finalmente, en la parte inferior del tubo será necesario colocar un tubo de 12.7 mm de diámetro para drenar los condensados que se tengan en el tubo de dispersión por vapor que no llegue a salir, con una pendiente del 2% de la longitud del tubo, es decir:

$$\text{Pendiente de inclinación del tubo de condensados} = (2.10 \text{ m})(2\%) = 0.042 \text{ m}$$

El cual drenará nuevamente hacia el tanque. Y filtro con malla capaz de retener sólidos en suspensión de 200 micrones.

Sugerencia: El tubo de dispersión puede contar con orificios con cuerda para insertar diferentes boquillas con diferentes diámetros que permitan ajustar la cantidad de vapor que se disperse en el flujo de aire de suministro de los cuartos limpios, y el agua que entre al humidificador debe ser lo más limpia posible, labor que el filtro debe realizar y que se debe verificar periódicamente.

ANEXO D

**CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO
Y EN LA UNIDAD DE PREFILTRADO Y FILTRADO DEL AIRE**

CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO Y EN LA UNIDAD DE PREFILTRADO Y FILTRADO DEL AIRE

Cálculo de la caída de presión en el serpentín de enfriamiento

Para calcular la caída de presión se debe calcular el número de Reynolds y el valor de P_T y aplicar la ecuación 3.7 citada en el capítulo III.

$$\text{Con } Re_{D,m\acute{a}x} = 5,042.293548, P_T = (S_T/D) = 0.0253746\text{m}/0.0127\text{m}$$

Con los valores de $P_T = 1.998$, $P_L = (S_L/D) = (0.1524\text{m}/0.0127\text{m}) = 12$ y $(P_T/P_L) = (1.998/12) = 0.1665$, y utilizando el diagrama de la figura 3.1, tomando el valor mínimo de 0.4 proporcionado por la gráfica, se tiene un valor de $x = 1.15$ y $f = 0.5$.

La densidad (ρ) de 1.1887 (kg/m³) a temperatura ambiente, $N_L = 4$ hileras y $V_{m\acute{a}x} = 6.10$ m/s se obtiene una caída de presión en el serpentín evaporador de:

$$\Delta P = (4)(1.15)((1.1887 \text{ (kg/m}^3)))(6.10\text{m/s})^2/2)(0.5)$$
$$\Delta P = 50.90 \text{ N/m}^2 = 0.00050 \text{ bar}$$

Cálculo de la caída de presión en la unidad de prefiltrado, filtrado y suministro del aire

Las secciones de prefiltrado y filtrado causan pérdidas por fricción por lo que el ventilador deberá vencer estas pérdidas por fricción y se deben considerar todos los filtros conectados al serpentín de enfriamiento.

Según el catálogo comercial de VAMSA (1985), los filtros metálicos causan una caída de presión de 37.3761 Pa, los filtros de fibra de vidrio ocasionan una caída de presión 24.9174 Pa, los filtros PAK de 10 bolsas genera una caída de presión de 147.0126 Pa y los filtros tipo sello gel tienen una caída de presión de 174.4218 Pa.

Si se suman las caídas de presión de todos los elementos de prefiltración, filtración y suministro del aire limpio se tiene:

$$\Delta P_{\text{filtro metálico}} + \Delta P_{\text{filtro de fibra de vidrio}} + \Delta P_{\text{filtro PAK}} + \Delta P_{\text{filtro de aire de alta eficiencia}} = 0.000373761 \text{ bar} + 0.000249174 \text{ bar} + 0.001470126 \text{ bar} + 0.001744218 \text{ bar} = 0.003837279 \text{ bar}$$

ANEXO E

DISEÑO DEL SERPENTÍN CONDENSADOR Y SELECCIÓN DE SU
VENTILADOR

DISEÑO DEL SERPENTÍN CONDENSADOR Y SELECCIÓN DE SU VENTILADOR

Diseño del serpentín de enfriamiento

Cálculo de la separación transversal del serpentín (S_T)

$$(70 \text{ tubos})(0.015875 \text{ m})=1.11125 \text{ m}$$
$$1.14075\text{m}/71 \text{ espacios} = 0.016066901\text{m} = 16.06690141 \text{ mm}$$

$$S_T = 16.06690141\text{mm} + 15.875\text{mm} = 31.94190141\text{mm} (0.031941901\text{m})$$

Si $S_L = 76.20 \text{ mm}$

Entonces

$$S_D = (S_L^2 + (S_T/2)^2)^{1/2} = ((76.20)^2 + (31.94190141/2)^2)^{1/2} = 77.85570799\text{mm}$$

$$S_T + D/2 = (31.94190141 + 15.875\text{mm})/2 = 23.90845071\text{mm}$$

Dado que S_D es mayor que $((S_T + D)/2)$, la velocidad máxima del flujo de aire ocurre en el plano transversal.

$$V = 1.096440227 \text{ (m/s)}$$

$$V_{\text{máx}} = S_T V / (S_T - D) = (31.94190141)(1.096440227 \text{ m/s}) / (31.94190141 - 15.875\text{mm})$$
$$= 2.179784685 \text{ m/s}$$

$$T_f (\text{Temperatura de película}) = (50 + 26.8)/2 = 38.40^\circ \text{ C}$$

Propiedades del aire a la temperatura de superficie ($T_s = 50^\circ \text{ C}$)

$$\nu \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \text{ Pr} = 0.704$$

Propiedades del aire a temperatura ambiente ($T_\alpha = 299.95 \text{ K}$), $\nu = 0.000015.89 \text{ m}^2/\text{s}$, $\text{Pr} = 0.707$, $k = 0.0263 \text{ (W/m K)}$, $\rho = 1.1616 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, $C_p = 1007 \text{ (J/kg K)}$

Con estas propiedades se procederá a calcular el número de Reynolds.

Cálculo del número de Reynolds con la ecuación 3.7 del capítulo III:

$$\text{Re}_{D,\text{máx}} = (2.179784685 \text{ m/s})(0.015875 \text{ m})/0.00001589 \text{ m}^2/\text{s}$$
$$= 2,177.72699$$

Con los valores de S_T/S_L , m , los números de Prandtl (Pr) y Prandtl superficial (Pr_s), y con los factores de C , C_2 y la ecuación 3.31 se encontrará el número de Nusselt (Nu_D)

$$S_T/S_L = 31.94190141/76.2 = 0.419185057 < 2$$

El valor de C se determinara con la ecuación 3.32:

$$C = (0.35)(31.94190141/76.20)^{(1/5)} = 0.0293442954$$

Los valores para m , C_2 , Pr y Pr_s serán:

$$m = 0.60$$

$$C_2 = 0.84$$

$$Pr = 0.707$$

$$Pr_s = 0.704$$

De aquí

$$Nu_D = (0.84)(0.029342954)(2177.72699)^{(0.60)}(0.707)(0.36)(0.707/0.704)^{(1/4)} \\ = 2.19198640$$

Y el coeficiente convectivo

$$h = Nu_D(k/D) = (2.191986407)(0.00263 \text{ W/m K})/0.015875 \text{ m} \\ = 3.631448347 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Ahora se deberá conocer la diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{ml}). Con la ecuación 3.11 se tiene:

$$Ts - To = (50 - 26.8)^\circ \text{ C} \exp\left(\frac{(\pi)(0.015875 \text{ m})(210)}{(3.631448347 \text{ W/m}^2 \text{ K}) / ((1.1616 \text{ kg/m}^3)(1.096440227 \text{ m/s})(70)(1007 \text{ J/kg K}))}\right)$$

$$Ts - To = (23.2)^\circ \text{ C} \exp(-38.03319172/89777.82397) = 23.19017371^\circ \text{ C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(Ts - T_\alpha) - (Ts - To)}{\ln((Ts - T_\alpha)/(Ts - To))} \\ = \frac{(23.223.19017371) - (23.19017371)}{\ln(23.2/23.19017371)} \\ = 0.0098262926/0.0004.236367033 = 23.195^\circ \text{ C}$$

Aplicando 3.10 el flujo de calor por metro lineal de tubería será:

$$Q' = (210)(\pi)(3.631448347)(0.015875)(23.19509269) = 882.1834072 \text{ (W/m)}$$

Por los 16.3 m de longitud del serpentín condensador se tiene:

$$Q = (882.1834072 \text{ W/m})(16.3 \text{ m}) = 14,379.589 \text{ W}$$

$$A_{\text{tubo sin aletas}} = (\pi)(0.015875 \text{ m})(1 \text{ m}) = 0.049872783 \text{ m}^2$$

La transferencia de calor desde la parte libre de aletas del tubo es

$$Q_{\text{tubo sin aletas}} = (3.631448347 \text{ W/m}^2\text{K})(0.0498727883 \text{ m}^2)(323.15 - 299.95) \text{ K} \\ = 4.201762101 \text{ W/m}$$

Aplicando la ecuación 3.33 para el área del tubo con aletas:

$$\varepsilon = (L + (0.5)(t)(h/kt)(0.5)) = (0.008 \text{ m} + (0.5)(0.001)((3.631448347 / ((204)(0.001))) \\ (0.5)) = 0.010109574$$

Por lo que la eficiencia será $n_{\text{aleta}} = 0.99$

El área de la aleta será:

$$\text{Área de la aleta} = (2 \text{ superficies})(0.031875)(0.031875) - ((0.25)(\pi) \\ (0.015875 \text{ m})^2) + ((0.001 \text{ m})(0.015875)(2 \text{ superficies})) = 0.002454246 \text{ m}^2$$

Por lo que el flujo de calor desalojado por la aleta será:

$$Q_{\text{aleta}} = (0.99)(3.631448347 \text{ (W/m}^2\text{K)})(0.002454246 \text{ m}^2)(323.15 - 299.95) \text{ K} \\ = 0.204701555 \text{ (W)}$$

Se propone una densidad de aletado de 8 aletas de aluminio por cada pulgada de longitud del tubo, de acuerdo con lo especificado en los catálogos comerciales. Esto equivale a tener (8 aletas/plg)(39.37007874 plg/1 m de tubo)=314.9606299 aletas/m de tubo.

$$(314.9606299 \text{ aletas})(0.001 \text{ m de espesor}) = 0.314960629 \text{ m}$$

$$1 \text{ m de tubo} - 0.314960629 \text{ m} = 0.68503937 \text{ m}$$

$$0.68503937 \text{ m} / 314.9606299 \text{ espacios} = 0.002175 \text{ m}$$

El espaciamiento (S) será de 0.002175 mm y el área sin aletas es de:

$$A_{\text{libre de aletas}} = (\pi)(0.015875 \text{ m})(0.002175 \text{ m}) = 0.000108473 \text{ m}^2$$

Por lo que el calor que recibirá el área del serpentín sin aletas será de:

$$Q_{\text{libre de aletas}} = (3.631448347 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}) (0.0000108473 \text{ m}^2)(323.15 - 299.95) \text{ K} \\ = 0.009138832 \text{ (W)}$$

El flujo de calor total por metro de longitud del serpentín será de:

$$Q'_{\text{total}} = (314.9606299 \text{ aletas/m}) (0.204701555 \text{ W/m} + 0.009138832) \text{ (W)} \\ = 67.35130319 \text{ (W/m)}$$

Y el flujo de calor total que podrá rechazar el serpentín condensador será de:

$$Q_{\text{total del condensador}} = (67.35130314 \text{ Wh/m}) (16.3 \text{ m}) (210 \text{ tubos}) \\ = 230,543.5108 \text{ W} = 230.54 \text{ kW}$$

Selección del ventilador del condensador

La potencia que necesita el ventilador ($W_{\text{ventilador}}$) esta directamente relacionada con la caída de presión (ΔP_{TOTAL}) a través del condensador, el área frontal (A_{fr}) y la velocidad del aire a través del condensador (V_{aire}) todo esto dividido entre la eficiencia del mismo (η). La caída de presión total a través del condensador se obtendrá de sumar la caída de presión en el lado de los tubos más la caída de presión en el lado de las aletas.

Para la caída de presión del lado de las aletas se tiene:

$$\text{Con } Re_{D_0} = 2,177.72699 \\ f_{\text{aletas}} = (1.7)(2,177.72699)(-0.5) = 0.036428996$$

Y el volumen específico del aire a la temperatura de película será de:

$$V_{\text{especifico}} = 1/1.1616 \text{ (m}^3 \text{/kg)} = 0.8608815 \text{ (m}^3 \text{/kg)}$$

Con los valores de $S_T = 31.94190141 \text{ mm}$ y $S_D = 77.855707991 \text{ mm}$ se puede obtener el área mínima.

$$A_{\text{mínima}} = (0.002175 \text{ m})(0.03194190141 \text{ m}) = 0.00006947363557 \text{ m}^2$$

El flujo volumétrico del aire que se necesita pasar a través del serpentín del condensador se propone sea de 97,406.26177 (m³/h) de acuerdo con las especificaciones de catálogos comerciales para dimensiones similares al condensador propuesto.

Cálculo de los espacios de separación entre cada aleta

$$(314.9606299 \text{ aletas}/1\text{m})(16.3\text{m})(0.001 \text{ m})=5.133858267\text{m}$$

$$16.3\text{m}-5.133858267\text{m}=11.16614173 \text{ m}$$

$$(11.16614173\text{m})(2.252\text{m})=25.14615118 \text{ m}^2$$

$$(25.14615118\text{m}^2)/(0.002175 \text{ m})(0.03194190141 \text{ m}) =36,1952.4295 \text{ espacios}$$

Como se tienen 361952.4295 espacios se puede calcular el flujo másico del aire para el serpentín del condensador

$$V_{\text{flujo volumétrico del aire}} = (97406.26177(\text{m}^3/\text{h})/36,1952.4295 \text{ espacios}) \\ = 0.269113435 \text{ m}^3/\text{h por espacio}$$

$$\text{Como } m_{\text{aire}} = (0.26911343 \text{ m}^3/\text{h})(1.1616 \text{ kg}/\text{m}^3)(1\text{h}/3600 \text{ s}) \\ = 0.00008683393503 \text{ (kg/s)}$$

La masa velocidad será de:

$$G_{\text{máx.}} = (0.00008683393503 \text{ kg/s})/(0.00006947363557 \text{ m}^2) \\ = 1.249883273 \text{ (kg}/\text{m}^2 \text{ s)}$$

$$G_{\text{máx.}}^2 = (1.249883273(\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}))^2 = 1.562208197 \text{ (kg}^2/\text{m}^4 \text{ s}^2)$$

Para un área de aleta de:

$$0.002454246 \text{ m}^2$$

Por lo utilizando la ecuación 3.35 la caída de presión en el lado de las aletas será de:

$$\Delta P_{\text{aletas}} = \frac{((0.036428996)(0.860881542 \text{m}^3/\text{kg})(1.562208197 \text{ (kg m}^4 \text{ s}^2))}{(0.0022454246 \text{m}^2)} / ((2)(6.947363557 \times 10^5 \text{m}^2))$$

$$= 0.865361521 \text{ Pa}$$

Para la caída de presión en el banco de tubos será necesario calcular un factor "a". Este factor "a" será:

$$a = S_T / D_o = (31.94190141) / 15.875 = 2.012088278 = 2$$

De la tabla de 3.1 del capítulo III con el factor "a" y un Re_D de 2177.72699 se obtienen los siguientes valores:

$$q_{cst} = 0.343, r_{cst} = 0.303 \times 10^3, s_{cst} = -0.717 \times 10^5, t_{cst} = 0.880 \times 10^7 \text{ y}$$

$$u_{cst} = -0.380 \times 10^9$$

Aplicando la ecuación 3.39 para calcular el número de Euler se tiene:

$$Eu = 0.343 + \frac{(0.303 \times 10^3)}{(2177.72699)} - \frac{(0.717 \times 10^5)}{(2177.72699)^2} + \frac{(0.880 \times 10^7)}{(2177.72699)^3} - \frac{(0.380 \times 10^9)}{(2177.72699)^4} = 0.343375975$$

Por lo que aplicando la ecuación 3.38 la caída de presión en el lado de los tubos será:

$$\Delta P_{\text{tubos}} = \frac{(0.343375975)(1.562208197 \text{ (kg}^2/\text{m}^4 \text{ s}^2)(70))}{((2)(1.1616 \text{ (kg/m}^3))}$$

$$= 16.16293621 \text{ Pa}$$

Y sumando las dos caídas de presión total será:

$$\Delta P_{\text{Total}} = 0.865361521 \text{ Pa} + 16.16293621 \text{ Pa} = 17.02829773 \text{ Pa}$$

Sustituyendo los valores antes calculados en la ecuación 3.34 la potencia eléctrica total del ventilador será:

$$W_{\text{ventilador}} = (2.179784685 \text{ m/s})(2.252\text{m})(16.30\text{m})(17.02829773\text{N/m}) \\ = (1,362.513527)/0.65 = 2,096.174656 \text{ W}$$

$$(2,096.174656 \text{ W})/6 \text{ ventiladores} = 349.3624427 \text{ W}$$

Como 1 caballo de potencia es igual a 745.6 W

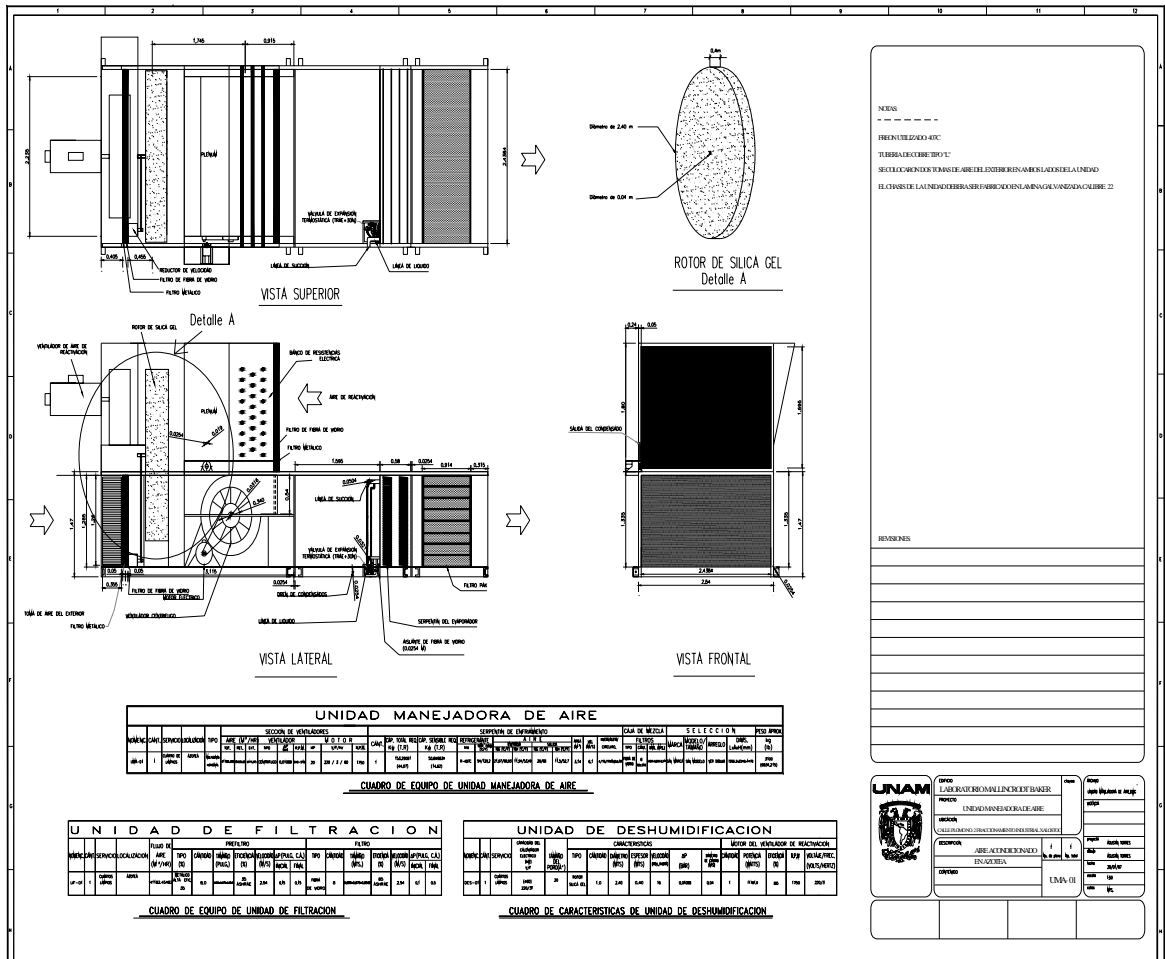
$$349.3624427/745.6 \text{ W} = 0.468 \cong 0.5 \text{ H.P}$$

ANEXO F

PLANOS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO TIPO DIVIDIDO

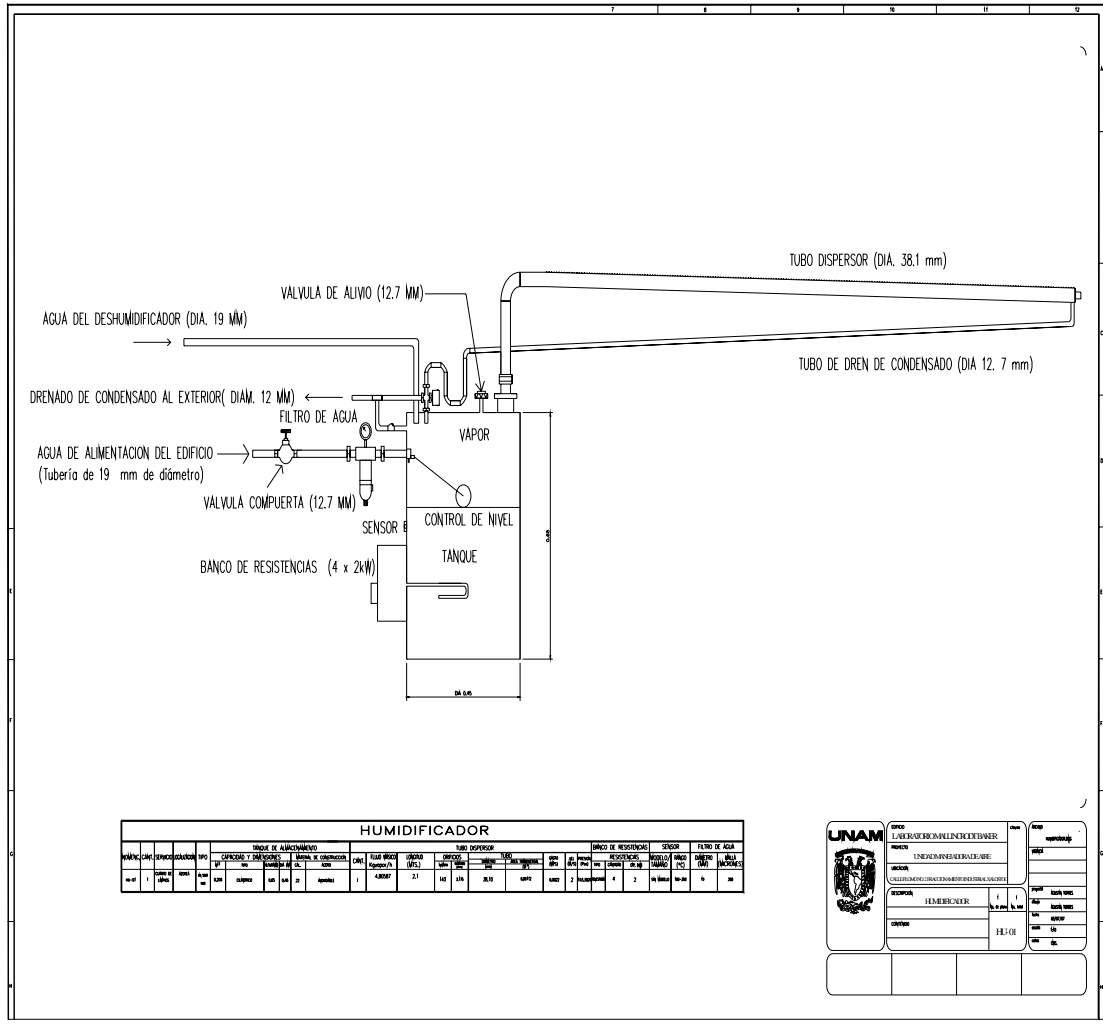
ANEXO F.1

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE



ANEXO F.2

HUMIDIFICADOR

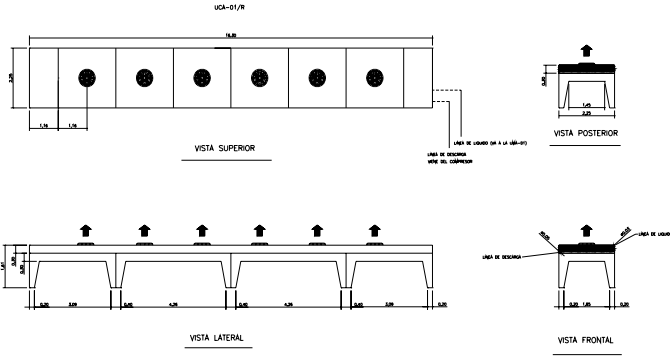


HUMIDIFICADOR														
TANQUE DE ALIMENTACION										TUBO DISPERSOR				
VALV. COMP.	VALV. ALIVIO	FILTRO	SENSOR	CONTROL	RESISTENCIAS	DIAM. TUBO	LONG. TUBO	DIAM. TUBO	LONG. TUBO	VALV. DISPERSOR	VALV. DREN	VALV. ALIVIO	VALV. COMP.	FILTRO
1	1	1	1	1	4 x 2kW	12.7	2.1	12.7	2.1	1	1	1	1	1

	UNAM UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO INSTITUTO DE INVESTIGACIONES Y ENGENNERÍA DE MATERIALES	PROYECTO LINEA DE INVESTIGACION EN INGENNERIA DE MATERIALES	FECHA 15/01/2010
	REVISOR HERRERA	REVISOR HERRERA	FECHA 15/01/2010
	PROYECTISTA HERRERA	PROYECTISTA HERRERA	FECHA 15/01/2010
	APROBADO HERRERA	APROBADO HERRERA	FECHA 15/01/2010

ANEXO F.3

UNIDAD CONDENSADORA



NOM. Y CANT.	TIPO	CAPACIDAD NOMINAL (TON)	CONDENSADOR								SERVICIO	LOCALIZACION	SELECCION		TEMPERATURA		PESO APROX. (kg)	
			CANT.	TIPO	MS/HR	HPW	WATS	WATON (KVA)	TEMP. DE CONDENSACION (°C)	NO. DE FILAS			ALTO POR FILA	MARCA	MODELO	DMS		Y
USA-01/R	CONDENSADOR PARA AIRE	10	1	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

CUADRO DE EQUIPO DE UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE

NOTAS:
 * SE DEBE USAR...
 ** DEBE USAR...
 *** DEBE USAR...

REVISIONES:

UNAM

ANEXO G

MEJORAS EN MANEJO Y OPERACIÓN DEL SISTEMA DIVIDIDO DE
ENFRIAMIENTO

Para que se tengan menores demandas de energía eléctrica en el sistema de enfriamiento tipo dividido se sugiere seguir las siguientes indicaciones:

-La relación entre el aire que el sistema toma del exterior y el aire que recircula en el cuarto limpio deberá variar de tal manera que, si se recircula más aire interior y el sistema toma menos aire del exterior, se reducirá la carga de enfriamiento. Por ejemplo si se reduce de un 15% a un 10% la toma de aire por ventilación exterior, se podrían reducir las ganancias de calor de 142.29 kWh a 94.86 kWh, con un ahorro de 47.43 kWh.

-Usar el calor que envía al medio ambiente la unidad condensadora para aplicaciones de calentamiento. Por ejemplo, utilizar los 230.53 kWh que se envían a través del serpentín condensador al medio ambiente, colocando un nuevo sistema de conductos para calentar las áreas que no son áreas limpias en época de invierno.

-Utilizar un variador de frecuencia para disminuir la rotación del motor eléctrico del ventilador del serpentín de enfriamiento, y así reducir el gasto de flujo másico de aire en momentos en que la producción dentro del cuarto limpio disminuya. Por ejemplo, en los turnos entre las 19:00 p.m y 7:00 a.m horas.

-Seleccionar los componentes del sistema que combinen la alta eficiencia con bajas caídas de presión. Por ejemplo, utilizar filtros en las zonas de prefiltrado y filtrado con caídas de presión menores a 17.78 mm de columna de agua.

-Evitar cambios abruptos en el recorrido de conductos, así como la existencia de superficies rugosas que generen grandes caídas de presión dinámicas.

Como complemento de las medidas antes mencionadas se puede incorporar un sistema de control automático para ahorrar energía eléctrica. El control del sistema de enfriamiento que se sugiere deberá tener las siguientes características:

a) El control debe permitir el acceso al estado de los compresores, serpentines de enfriamiento y condensación por medio de una computadora personal ubicada dentro de la unidad manejadora de aire

b) Las alarmas de falla deben ser detectadas en el momento en que sucedan

c) Permitir que el personal técnico identifique y corrija las fallas de manera rápida y acertada

d) Notificación de fallas por:

- Alta presión en la línea de gas

- Baja presión en la línea de succión

- Congelamiento de serpentín de enfriamiento
- Paro de compresores
- Bajo voltaje
- e) Monitoreo independiente en el circuito de refrigeración
- f) Diagnóstico de operación del sistema dividido
- g) Facilidad en instalación, programación y monitoreo, que no ocupe un ingeniero de control
- h) Revisión del historial de fallas en memoria no volátil
- i) Protección contra bajo voltaje

Si es posible que el control deba contar con un software que deberá:

- Ser gratuito y que se pueda adquirir a través de Internet.
- Monitorear de manera continua el estado de operación del sistema dividido
- No reportar ninguna alarma a menos que la falla haya sucedido tres veces en un periodo de dos horas
- Ajustar de manera sencilla los parámetros de operación.
- Mostrar el modelo y número de serie de la tarjeta de control para un posible reemplazo en caso de daño
- Tener alarmas en donde se pueda guardar fecha y hora en que sucedió el evento
- Tener una memoria en donde se almacene el historial de servicio al sistema
- Monitoreo remoto por medio de una llamada a teléfono celular, correo electrónico, o fax al técnico indicándole:

-Qué el sistema falló

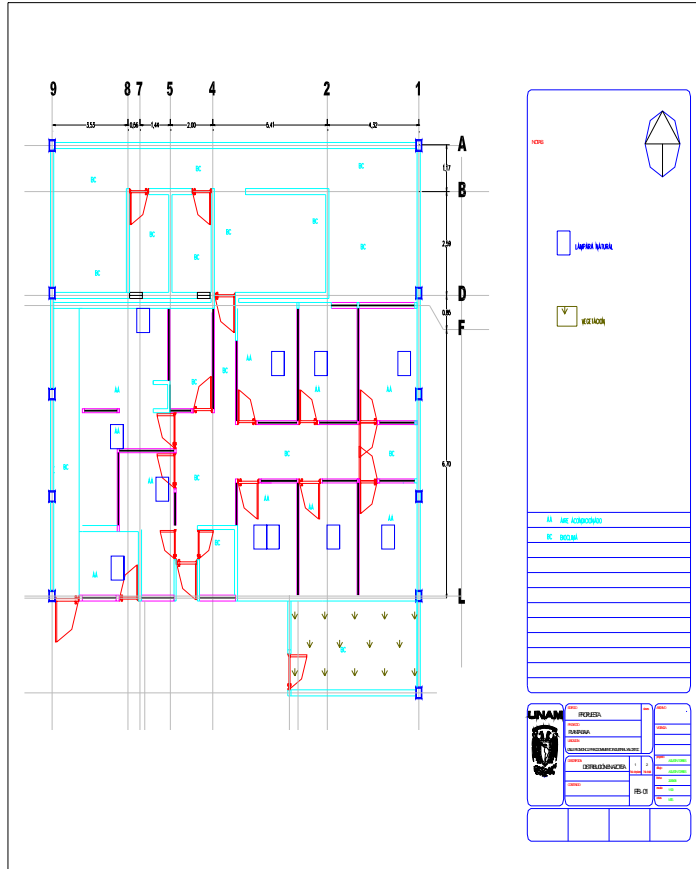
-Cuál es la ubicación del sistema

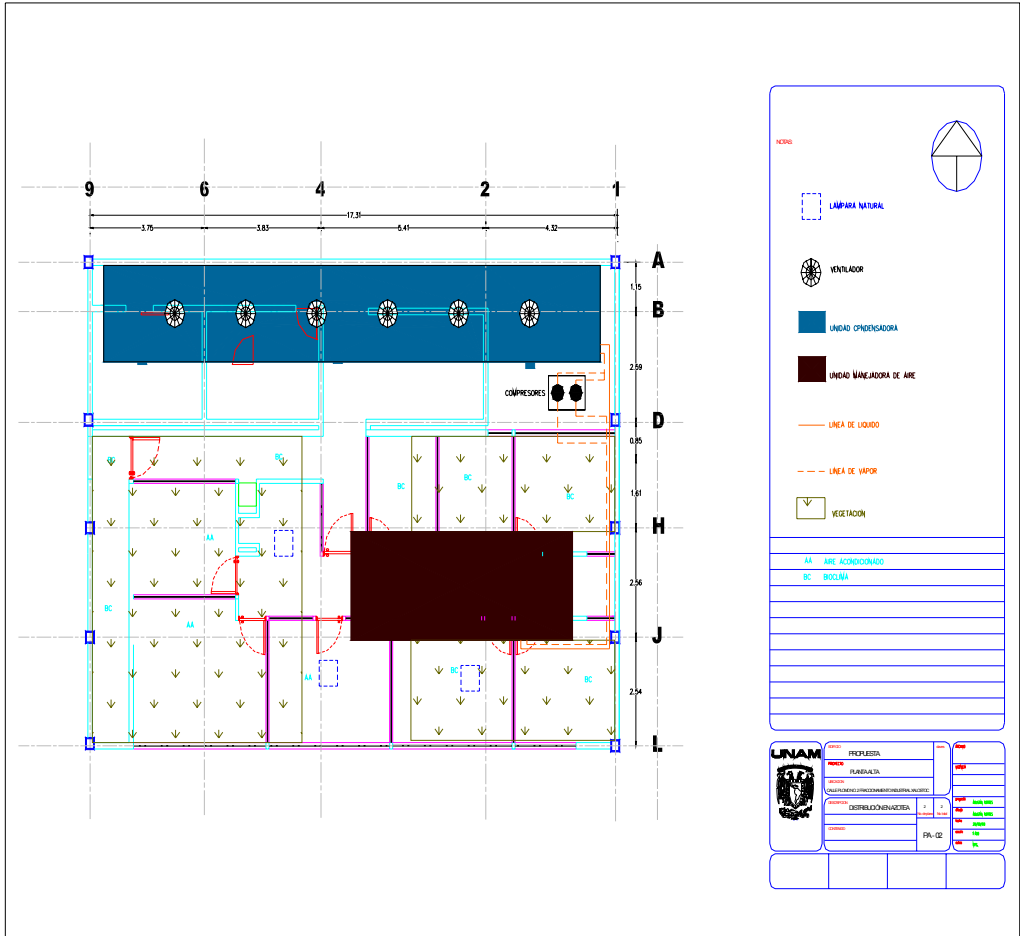
-Cuál es la falla específica presentada

Finalmente otra mejora para el equipo de enfriamiento es que la tubería de la línea de líquido sea aislada con espuma celular cerrada de color negro, para aplicaciones a alta temperatura de más de 150° C. Este material presenta excelente resistencia a la radiación ultravioleta y está fabricado sin clorofluorocarbonos, que son sustancias agotadoras de la capa de ozono. Resiste las condiciones atmosféricas ya que sobrepasa las 100 partes por millón para 72 horas de exposición al ozono. Esto es muy importante para evitar posibles emisiones al ambiente por clorofluorocarbonos, pues se evita que se evapore por la acción de la radiación ultravioleta e impide mayor deterioro de la capa de ozono.

ANEXO H

PLANOS ARQUITECTONICOS DE LA VISTA EN PLANTA DE LA AZOTEA DEL EDIFICIO CON SUS DOS NIVELES (CON TECHO VERDE Y EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DIVIDIDO)





BIBLIOGRAFÍA

Alcántara, L. A., y Fajardo, V. L. (2006). Vegetación en cubiertas como sistema pasivo de enfriamiento en el cálido-subhúmedo: caso techopasto, *Memorias de la XXX, Semana Nacional de Energía Solar*, ANES, Puerto de Veracruz, Veracruz, México, Pág. 89-92.

American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, Inc (1993). *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, Atlanta, Georgia, EUA, pp. 29.41-29.43.

American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, Inc (1969). *ASHRAE Handbook of Equipment*, Atlanta, Georgia, EUA.

Avallone, E. y Baumeister, T. (1995). *Manual del Ingeniero Mecánico, Aire Acondicionado*. Editorial Mc Graw Hill, Distrito Federal, México, pp.120-160.

Auliciems, A. (1990). Psychophysiological criteria for global zones of building design; on Proceeding 9th Internacional Society of Biometereology Conference, Part 2. *Biometerology*, Viena, Austria, pp. 8, 69-86

Blowers, R. And Crew, B. Ventilation of operating theatres, on *Journal of Hygiene*, Cambridge University Press, Londres, Inglaterra, 1960. pp. 58, 427-448.

Bromees, P. y Dornfeld, D. A. (2003). *Modelado de HVAC para el cálculo del costo en la adquisición de la propiedad de un cuarto con aplicación biotecnológica o de fabricación de medicamentos*. Universidad de California, Berkley, California, EUA, pp.1-7

Bourdillon, R. B. And Colebrook, L. Air hygiene in dressing-rooms for burns or major wounds on *Lancet*, Kidlington, Oxford, Inglaterra, 1946. pp. 601-605.

Carrillo, M., Peña, A. y Godínez, G Reporte de Gases de Efecto Invernadero. *Hitachi GST México*, El Salto, Jalisco, México, 2005. p. 10.

Cengel, A. Y. *Transferencia de Calor*. Editorial Mc Graw Hill, Distrito Federal, México, 2004, p 162.

Charnley, J. A sterile-air operating theatre enclosure, on *British Journal of Surgery*, The Atrium, Southern Gate, Chichester, Oeste de Sussex, Inglaterra, 1964, pp. 51, 195-202.

Dane, K., Blaine, O., RaShelle, R., and Washburn, M., *Green Roof Design for the University of Iowa IIHR Building (Project Report)*, Universidad de Iowa, Iowa, EUA, 2006, p. 12.

Dimes, N. and Harris, Ch., *Time Saver Standards for Landscape Architect*, Editorial Mc Graw Hill, Nueva York, 1997, EUA

Dristeem, *Humidification system*, Design Guide, Prairie Eden, Minnesota, EUA, 2003, pp. 2-10.

Foster, N.(1999). *GA Document Extra nº 12 A*, Editorial D.A.Tokio, Japón

Galvani, F., *El aspecto sustentable de la piel en edificios inteligentes*. Las tesinas de Belgrano, Universidad de Belgrano, Buenos Aires, Argentina, 2002, pp. 59, 33-35

García de Miranda, E., *Apuntes de climatología*. Instituto de Geografía, UNAM, Distrito Federal, México, 1989. p. 7.

Gedge, D. and Frith, M. (2004). Green Roofs, Benefits and Cost Implications (A Report for Sustainable Eastside), on *Livingroof and Ecology Consultancy*, Birmingham City, Londres, Inglaterra, p. 11.

Gieck, K. (1989). *Manual de Formulas Técnicas*. Editorial Alfaomega, Distrito Federal, México, pp. B1-B3.

Givoni, B. *Man, climate and architecture*, Applied Science publishers Ltd, Camino Ripple Barking, Essex, Inglaterra, 1969. pp. 204-212.

Guía para el uso eficiente de la energía en la vivienda. Guía conafovi, Comisión Nacional de Fomento a la Vivienda, Distrito Federal, México, CONAFOVI, 2006, pp 17,27

Holman, P. J. *Transferencia de calor*, Editorial CECSA, Distrito Federal, México, 1999. p. 458.

Incrópera, P. y De Witt, P. *Fundamentos de Transferencia de Calor*, John Wyley and Sons, Inc, 4th ed. The Atrium, Southern Gate, Chichester, Oeste de Sussex, Inglaterra, 1999.

King, J. G. The history of clean rooms, on *ASHRAE Transactions*, 92(1B), San Francisco, California, EUA, 1986, p. 299.

Lidwell, O. M. Joseph Lister and Infection from the air, on *Epidemiology and Infection*, Cambridge University Press, America Avenue 32, Nueva York, EUA, Núm. 99. 1987. pp. 569-578.

Lowell, C., Blumstein., C. and Sartor., D. (1999). Clean Rooms and laboratories for High Technology industries (Final Report), Industrial Energy Efficiency, on *California Energy Commission*, California, EUA, 8-10.

Matsuki, T. y Tanaka, N. Sistema de ahorro de energía para aire acondicionado de un cuarto limpio para fabricación de semiconductores estimación del consumo eléctrico del módulo de la unidad de ventilación, en *Aplicaciones especiales para un ambiente global*, Tokio, Japón, 1998, pp. 63, 49-52.

Estrategia Nacional de Cambio Climático. Comisión Intersecretarial de Cambio Climático, Distrito Federal, SEMARNAT, 2007, pp. 43-47

Minkle, G. Inclined green roof Ecological and economical advantages and passive heating and cooling effect, on *Building Research Institute*, University of Kassel, Kassel, Alemania, 2001.

Morales Diego J., *Notas del curso: Arquitectura Bioclimática, Asociación Nacional de Energía Solar, A.C. XXIX, Semana Nacional de Energía Solar, Tuxtla Gutierrez, Chiapas, México, 2005, pp.16, 21-22.*

Morillón, D. *Bioclimática, sistemas pasivos de climatización, Universidad de Guadalajara, Guadalajara, México, 1993. p. 148.*

Morillón, D. *Atlas del bioclima de México, Series del Instituto de ingeniería, SID/644, IIUNAM, México, 2004. p 11.*

Morillón, D. Impacto del cambio ambiental global en el sector residencial [versión electrónica, en *Instituto de ingeniería, UNAM, Distrito Federal, México, 2007, p. 250.*

Morillón, D. y Mejía, D., *Modelo para diseño y evaluación del control solar en edificios, Series del Instituto de ingeniería, SID/645, IIUNAM, Distrito Federal, México, 2004, p. 13.*

Norma 14644-1, *Classification of airborne particulares, International Organization for Standarization (ISO), TC 209 Rio De Varembe, Genova, Suiza, 1999.*

Olgyay, V., *Arquitectura y clima: Manual de diseño bioclimático para arquitectos y urbanistas, Editorial Gustavo Gili, Barcelona, España, (1963). 203 pp.*

Olgyay, V. y Olgyay, A. (1957). *Solar control and shading devices, Princeton University Press, Princeton, Nueva Jersey, EUA, 199 pp.*

Rakoczy, T., The cost of clean room systems and their economic Optimization, *Reinraumtechnik, on Swiss Society for Contamination Control, Kusnacht, Suiza, Vol. VIII, 1987, pp. 39-43.*

Reyes, O., Luis, M. L., Pérez, R., y Lima, G., Calificación del sistema de HVAC en una planta de producción de IFA, en *Vaccimonitor, Habana, Cuba, 2006, pp. 5-8.*

Rich, D. G. (1973). The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers, on *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, No. 2, Louisville, Kentucky, EUA, pp. 137-145.

Secretaría de Energía, *Balance Nacional de Energía 2003*, SENER, Distrito Federal, México, 2004.

Sheinbaum, C., Tendencias y perspectivas de la energía residencial en México: Análisis comparativo con las experiencias de conservación y eficiencia de los países de la OCDE, en *PUE-UNAM*, Distrito Federal, México, 1996.

Sirch, E., Working papers by members of the German Mirror Committee of ISO TC 209/WG 4, on *Bayer AG*, Leverkusen, Alemania, 2004.

Slesson, C., *Eco Tech Arquitectura high tech y sostenibilidad*, Editorial Gustavo Gilli, Barcelona, España, 1997.

Smith, M. Raes, D. Pereira, S. L. y Allen G. R., Evapotranspiración del cultivo. Guías para la determinación de los requerimientos de agua de los cultivos, en *Estudio FAO riego y drenaje 56*, Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación, Roma, Italia, 2006, pp. 1-7.

Stewart, W. S. (2003). *Enhanced finned-tube condenser design and Optimization*, Institute Technology, Atlanta, Georgia, EUA, p. 71.

Straker, M., Clean Rooms and Air Handling Systems-Design for Compliance, on *Pharmaceutical Technology Europe (versión electrónica)*, Sealand Road, Chester, Inglaterra, 2005, pp.1-3.

Szokolay, S. V. (1980). *Environmental Science Handbook for architects and builders*, The Construction Press, Lancaster, Inglaterra, 532 pp.

Tejeda, A. y García, O., A comparative simple method for human bioclimatic conditions applied to seasonally hot/warm cities of Mexico, en *Atmósfera 15*, México, 1996, pp. 55-66.

Vacio González Manuel (2002). *Estimación y análisis de los principales índices energéticos de edificios de alta tecnología contra convencionales*, Tesis de maestría, Facultad de ingeniería, UNAM, Distrito Federal, México, pp. 101-121.

Whitfield, W., A brief history of laminar flowclean room system, Proceeding of the 27th Annual Technical Meeting, on *Institute of Environmental Sciences*, Los Angeles, California, EUA, 1981, pp. 15-17.

Whyte, W., *Cleanroom design*, Editorial Wyley and Sons, The Atrium, Southern Gate, Chichester, Oeste de Sussex, Inglaterra, 2005, p.183.

Whyte, W., *Cleanroom design*, Editorial Wyley and Sons, The Atrium, Southern Gate, Chichester, Oeste de Sussex, Inglaterra, 1999, p. 9.

Xu, K.A., Heat Transfer Model for Green Roof Energy Efficiency at Michigan State University, on *Technological Michigan, Michigan*, EUA, 2005.

Yeang, K., *Proyectar con la Naturaleza*, Editorial Gustavo Gilli, Barcelona, España, 1999.

Zhang J., Understanding Pharmaceutical Clean Room Design, on *ASHRAE Journal*, Nueva Delhi, República de la India, 2004, pp. 29-33.

Zhao, B. y Wu, J., Investigación numérica de difusión de partículas en un cuarto limpio, en *Sociedad Internacional del Medioambiente Construido*. Universidad de Tsinghua, Beijing, China, 2005, pp. 14, 469-479.

Zukauskas, A. and Ulinskas, R., *Banks of Plain and Finned Tubes, Heat Exchanger Design Handbook*, G. F. Hewitt Edition, Begell House, Inc., Nueva York, EUA, 1998, pp. 2.24-1– 2.24-17.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

Alyea, H.W. (1951). Tipo de flujo de aire en cuartos limpios. Obtenida el 10 de Octubre de 2006, de <http://www.johnsoncontrols.com.html>

Aire acondicionado limpio (1994). Currículum de la empresa. Obtenida el 25 de agosto de 2007, de <http://www.Aire Acondicionadolimpio.com/curriculum.htm>

Aire acondicionado limpio (1995). Currículum de la empresa. Obtenida el 25 de agosto de 2007, de <http://www.Aire Acondicionadolimpio.com/curriculum.htm>

Aire acondicionado limpio (1998). Currículum de la empresa. Obtenida el 25 de agosto de 2007, de <http://www.Aire Acondicionadolimpio.com/curriculum.htm>

Bayer, Wescott y Compañía. (1921). Historia. Consultada el 25 de agosto de 2007, de http://www.bayer.com.mx/bayer/cropscience/bcsméxico.nsf/id_/Historia_BayESP.html

Besco (1971). Quienes somos. Consultada el 3 de abril de 2006, de <http://www.besco.com.mx/quienes.html>

Biopharmax (1977). HVAC and Clean Rooms. Consultada el 9 de Septiembre de 2007, de <http://biopharmax.com/main.htm>

Carrier (1985). Historia. Obtenida el 9 de septiembre de 2007, de <http://www.mx.carrier.com.html>

Clean Room West (1990). Home. Obtenida el 28 de enero de 2006, de http://www.cleanroomwest.com/home_contact.asp.html

Copeland (2006).Home. Obtenida el 14 de diciembre de 2006, de <http://www.copeland.com/product/literaturedownloads.html>

Copeland (2006).Literatura downloads. Obtenida el 14 de diciembre de 2006, de <http://www.copeland.com/CpCalc/downloads.html>

Dataaire(2007). Literatura downloads. Consultada el 21 de agosto de 2007 de [http://www.dataaire.com/downloads/50900065D\(40-50tCWUpflow\)8.pdf](http://www.dataaire.com/downloads/50900065D(40-50tCWUpflow)8.pdf)

Datos, clima de Ecatepec (2007). Consultado el 19 de Junio de 2007.Página web del Estado de México: <http://www.ed-local.gob.mx.html>

Dupont (2006). SUVA Refrigerants. Consultado el 4 de abril de 2006, de <http://www.DuPont.com.html>

Elizondo (1947). Historia. Consultada el 25 de agosto de 2007, de <http://www.mx.carrier.com/details/historia.html>

Foster, Gensler y Adamson (2006). Projects. Consultada el 23 de febrero de 2008 de, <http://www.fosterandpartners.com/projects.html>

GEIMexico (2003). Reporte GEI Hitachi, México (versión electrónica). Consultada el 10 de septiembre de 2007 de, <http://www.geimexico.org/downs/reportes/ReporteGEIHitachiMexico.pdf>

ICA (2007). Proyectos. Consultada el 23 de febrero de 2008 de, <http://www.stunam.org.html>

INNES (2007). Catálogos. Consultada el 21 de agosto de 2007, de <http://www.innes.com.mx/productos/catálogos.html>

Liebert, R. (1964). A history of Liebert. Consultada el 9 de Septiembre de 2007 de, <http://www.liebert.com.html>

Luwa (1984). History, the roots of Luwa- a success story. Consultada el 3 de abril de 2006 de, <http://www.luwa.com/division crt-luwa.html>

Luwa (1998). The roots of the Zellweger Luwa Group. Consultada el 3 de abril de 2006, de <http://www.zl.com.html>

Merck (2004). Historia de Merck en México. Consultada el 10 de septiembre de 2007, de http://www.merck.com.mx/gscs_interior.asp.html

Nocera, Cecilia (2007). Jardines sobre techos. Consultada el 26 de febrero de 2007, de <http://www.construir.com/econsult/construir/Nro59/document/jardin/html>

Pattini, Andrea (2006). Iluminación natural. Consultada el 12 de noviembre de 2006, de <http://www.criyt.edu.ar/lahv.html>

Picciotto, J.(2006).Proyectos realizados. Consultada el 23 de febrero de 2008, de http://www.cec.org/greenbuilding/symposium/pres/Seattle-Picciotto_es.pdf

Proveedora térmica del norte (2008). Consultada el 15 de octubre de 2008, de <http://www.proveedoratermica.com.html>

TGH-América (1992). Cuartos Limpios, Laboratorios y Áreas de Cuidados Críticos. Obtenida el 4 de septiembre de 2007, de <http://www.thg-america.com.es.html>

Sanofi Adventis (2005). Historia. Consultada el 10 de septiembre de 2007, de http://www.tetra.com.mx/attachments/File/Curriculum_TeTrActual.doc

Saeg (1972). Products. Consultada el 21 de agosto de 2007, de <http://saeg.com.html>

Servipartes (2008). Consultada el 15 de octubre de 2008, de <http://www.trane.com/servipartes.html>

SMA (2007). Sistema Metropolitano de la Atmósfera. Consultada el 19 de junio de 2007, de <http://www.sma.df.gob.mx/simat.html>

SMA (2007). Sistema Metropolitano de la Atmósfera, Velocidad del viento. Consultada el 19 de junio de 2007, de <http://www.sma.df.gob.mx/simat.html>

SMA (2007). Sistema Metropolitano de la Atmósfera, Dirección del viento. Consultada el 19 de junio de 2007, de <http://www.sma.df.gob.mx/simat.html>

Softermia (1991). Nosotros. Consultada el 9 de septiembre de 2007, de <http://softermia.com.mx/compañia.asp.html>

Solatube (2007). The Miracle Skylight - Daylighting for Everyday Living. Consultada el 12 de noviembre de 2006, de <http://www.solatube.com.html>

York (2008) Products. Consultada el 4 de abril de 2008, de <http://www.yorkpg.com/PDFFiles/246675-YTG-B-0206.pdf>

VAMSA (2007). Quienes somos. Consultada el 21 de agosto de 2007, de http://www.vamsaingenieria.com/quienes_somos.html

VAMSA (2007). Catálogos. Consultada el 21 de agosto de 2007, de <http://www.vamsaingenieria.com/catalogos.html>

VECO (1968). Quienes somos. Obtenida el 21 de agosto de 2007, de <http://www.veco.com.mx/quienes.html>

Westec (2004). Historia. Obtenida el 10 de septiembre de 2007, de http://www.quiminet.com/archivos_empresa/151410bcb7af676371c1c7c8017b6658.pdf

LISTADO DE TABLAS

Tabla 2.1 Consumo de energía eléctrica de los edificios Arquímedes y Eclipse en 1999

Tabla 2.2 Clasificación simplificada de cuarto limpio según la Norma Federal

Tabla 2.3 Clasificación de cuarto limpio de acuerdo con la norma ISO 14644-1

Tabla 2.4 Clasificación de cuarto limpio según la tarea a realizar

Tabla 2.5 Tabla de pesos de diferentes sustratos

Tabla 3.1 Coeficientes para obtener el número de Euler en series de potencias Inversas

Tabla 4.1 Características de localización y climáticas del edificio ubicado en el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México

Tabla 4.2 Resúmenes históricos de temperatura y precipitación en el municipio

Tabla 4.3 Temperaturas horarias para el municipio de Ecatepec, Estado de México

Tabla 4.4 Diagrama de humedad relativa horaria para el municipio de Ecatepec

Tabla 4.5 Velocidad del viento año de mayo de 2007 en el Municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México

Tabla 4.6 Temperatura de confort o centro de la zona de confort para cada mes, en el municipio de Ecatepec, Estado de México

Tabla 4.7 Diagrama de isorequerimientos para el municipio de Ecatepec, Estado de México

Tabla 4.8 Número de horas que requieren ganancia de calor (T1) o protección (T2), semestre enero-junio para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México

Tabla 4.9 Número de horas que requieren ganancia de calor (T1) o protección (T2), semestre julio-diciembre para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México

Tabla 4.10 Cálculo de la eficiencia de aleros de la fachada oeste del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre enero-junio)

LISTADO DE TABLAS (continuación)

Tabla 4.11 Cálculo de la eficiencia de aleros de la fachada oeste del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre julio-diciembre)

Tabla 4.12 Ángulos óptimos de los aleros, para diversas orientaciones

Tabla 4.13 Cálculo de la eficiencia de los partesoles en la fachada oeste del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre enero-junio)

Tabla 4.14 Cálculo de la eficiencia de los partesoles en la fachada oeste del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre julio-diciembre)

Tabla 4.15 Irradicancia solar para las cuatro fachadas del edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México, según el método gráfico

Tabla 4.16 Irradicancia solar sobre el techo del edificio en Ecatepec de Morelos, Estado de México calculada según el método gráfico

Tabla 4.17 Material, espesor y conductividad térmica para los materiales de construcción de techo verde

Tabla 4.18 Materiales de construcción del edificio

Tabla 4.19 Ganancias de calor totales, para el cuarto limpio y las áreas sin climatización artificial en (W) de las 12:00 a las 14:00 horas

Tabla 4.20 Condiciones de temperatura y humedad del aire que entrará al serpentín de enfriamiento.

Tabla 4.21 Propiedades del aire

Tabla 4.22 Especificaciones mecánicas de diseño del serpentín de enfriamiento

Tabla 4.23 Resultados obtenidos para el serpentín de enfriamiento sin aletas

Tabla 4.24 Especificaciones técnicas del diseño del humidificador

Tabla 4.25 Caída de presión en el serpentín de enfriamiento y en las secciones de prefiltrado y filtrado del aire

Tabla 4.26 Cálculo de áreas y cantidad de aire para cuarto limpio

Tabla 4.27 Área porcentual de secciones en conductos secundarios para mantener igual las pérdidas por fricción

LISTADO DE TABLAS (continuación)

Tabla 4.28 Dimensiones de conducto de suministro de aire limpio

Tabla 4.29 Dimensiones del conducto de extracción

Tabla 4.30 Caudal de aire de extracción, dimensiones de difusores y rejillas en puerta para la planta alta y planta baja

Tabla 4.31 Características eléctricas y mecánicas del compresor

Tabla 4.32 Dimensiones de la válvula de expansión

Tabla 4.33 Características mecánicas de diseño del serpentín condensador

Tabla 4.34 Características mecánicas y eléctricas del ventilador del condensador

Tabla 4.35 Características eléctricas del sistema de enfriamiento dividido propuesto

Tabla 5.1 Iluminación artificial de las dos plantas del edificio

Tabla 5.2 Ganancias de calor por iluminación artificial e iluminación natural anuales

Tabla 5.3 Tabla comparativa de las ganancias de calor entre el edificio convencional y el edificio diseñado bioclimáticamente

Tabla 5.4 Demanda energética mensual por utilización de iluminación artificial

Tabla 5.5 Comparación de los consumos energéticos entre el sistema de enfriamiento dividido propuesto y un sistema dividido de enfriamiento comercial

Tabla 5.6 Tiempo de recuperación de la inversión inicial del sistema de enfriamiento dividido propuesto, que ocurre a los ocho años

Tabla 5.7 Costo del sistema de la unidad dividida de enfriamiento propuesta en pesos (\$)

Tabla 5.8 Emisiones mensuales y anual en kg. eq. de CO₂ en el edificio

Tabla 5.9 Resumen de los beneficios térmicos, energéticos, económicos y ambientales del edificio con diseño bioclimático y la unidad dividida

LISTADO DE FIGURAS

- Figura 1.1 Diseño de la ventilación natural en verano de la Torre Commerzbank, en Alemania
- Figura 1.2 Diseño de la ventilación natural en invierno de la Torre Commerzbank, en Alemania
- Figura 1.3 Fachadas del edificio Torre Commerzbank, en Alemania
- Figura 1.4 Fachada de la torre Menara Mesiniega, en Malasia
- Figura 1.5 Fachada de la torre RWE en Essen, Alemania
- Figura 1.6 Fachada de la Torre Hearst Nueva York, Estados Unidos
- Figura 1.7 Fachada del edificio Eclipse
- Figura 1.8 Fachada de edificio Parque Insurgentes
- Figura 1.9 Fachadas del edificio Corporativo Insurgentes Sur 553
- Figura 1.10 Louvers horizontales diseñados para evitar el aumento de calor
- Figura 1.11 Fachada principal del edificio del STUNAM
- Figura 1.12 Iluminación natural del primer piso
- Figura 1.13 Ventilación mecánica e iluminación natural de primer piso
- Figura 2.1 Esquema de instalación de un sistema todo aire
- Figura 2.2 Esquema de funcionamiento del sistema todo aire
- Figura 2.3. Esquema de instalación de un sistema todo agua compuesto por 8 serpentines con agua y dos unidades enfriadores de agua con condensador enfriado por agua y enfriado por aire
- Figura 2.4 Diagrama de operación de un sistema todo agua
- Figura 2.5 Esquema de instalación de un sistema inducción (aire-agua) que utiliza una unidad manejadora de aire

LISTADO DE FIGURAS (Continuación)

Figura 2.6 Esquema de instalación de un sistema todo refrigerante

Figura 2.7 Serpentín de enfriamiento

Figura 2.8 Sistema de enfriamiento en cuarto limpio con flujo turbulento.

Figura 2.9 Sistema de enfriamiento con circulación directa

Figura 2.10 Sistema de enfriamiento con flujo laminar vertical

Figura 2.11 Sistema de enfriamiento con módulos (flujo laminar vertical)

Figura 2.12 Cuarto limpio presurizado convencionalmente

Figura 2.13 Cuarto limpio con flujo de aire convencional (flujo turbulento)

Figura 2.14 Cuarto limpio con flujo laminar vertical

Figura 2.15 Cuarto limpio con flujo laminar horizontal

Figura 2.16 Cuarto limpio con flujo mezclado y con protección para áreas de proceso crítico

Figura 2.17 Cuarto limpio con aislador

Figura 2.18 Una red especializada de trabajo que utiliza aisladores a gran escala durante el proceso de llenado

Figura 2.19 Suministro y extracción de aire en cuarto limpio que utiliza el método a “puerta cerrada” con dos sistemas de enfriamiento

Figura 2.20 Piso para cuarto limpio con aplicación en procesamiento de sustancias líquidas

Figura 2.21 Paneles perforados colocados en un cuarto limpio con cámara plena

Figura 2.22 Muros prefabricados

LISTADO DE FIGURAS (Continuación)

Figura 2.23 Detalle de conexión de las uniones en “U” y “L” de los muros contra el piso

Figura 2.24 Unión entre paneles prefabricados

Figura 2.25 Paneles prefabricados unidos

Figura 2.26 Techo fabricado con paneles

Figura 2.27 Sistema reticular para techo

Figura 2.28 Sistema pasivo de enfriamiento

Figura 2.29 Aleros

Figura 2.30 Techo verde

Figura 2.31 Factores que influyen en las ganancias de calor en los techos verdes

Figura 2.32 Techo de vigueta y bovedilla

Figura 2.33 Componentes del lumiducto

Figura 3.1 Mascarilla de radiación solar montada en la gráfica solar

Figura 3.2 Factor de fricción f y factor de corrección x , para un arreglo de haces de tubos escalonados

Figura 4.1 Resúmenes históricos de temperatura

Figura 4.2 Resúmenes históricos de precipitación

Figura 4.3 Zonas de confort a lo largo del año

Figura 4.4 Diagrama bioclimático de Olgyay, modificado y adaptado para Ecatepec, Estado de México, para el mes de mayo

Figura 4.5 Gráfica solar para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México

LISTADO DE FIGURAS (Continuación)

- Figura 4.6 Horas que presentan calor, confort, frío y mucho frío para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México durante el semestre enero- junio
- Figura 4.7 Horas que presentan calor, confort, frío y mucho frío para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México, durante el semestre julio-diciembre
- Figura 4.8 Gráfica solar para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre enero-junio)
- Figura 4.9 Gráfica solar para el municipio de Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre julio-diciembre)
- Figura 4.10 Vista en planta del ángulo óptimo de 90° del partesol, con orientación oeste
- Figura 4.11 Mascarilla que representa el ángulo óptimo de control solar para la fachada oeste de edificio ubicado en Ecatepec de Morelos, Estado de México (semestre enero-junio)
- Figura 4.12 Irradiancia en las diferentes superficies de las fachadas del edificio en Ecatepec de Morelos, Estado de México
- Figura 4.13 Irradiancia incidente en la fachada oeste del edificio protegida con un alero de 10° en Ecatepec de Morelos, Estado de México
- Figura 4.14 Irradiación incidente en la fachada oeste del edificio protegida con partesoles de 90° en Ecatepec de Morelos, Estado de México
- Figura 4.15 Capas que componen la vegetación del techo verde
- Figura 4.16 Planta Basutoland
- Figura 4.17 Fachada principal del edificio
- Figura 4.18 Planta baja del edificio
- Figura 4.19 Planta alta del edificio
- Figura 4.20 Condiciones de diseño para el flujo de refrigerante en un tubo

LISTADO DE FIGURAS (Continuación)

Figura 4.21 Dimensiones del serpentín de enfriamiento

Figura 4.22 Arreglo escalonado del serpentín de enfriamiento

Figura 4.23 Condiciones de diseño de las aletas.

Figura 4.24 Espaciamiento entre aletas

Figura 4.25 Sistemas de compresores

Figura 4.26 Diagrama de caída de presión para tuberías

Figura 4.27 Dimensiones de la válvula de expansión termostática TRAE+30N
en cm

Figura 4.28 Condiciones de diseño iniciales del serpentín condensador

Figura 4.29 Arreglo escalonado de tubos en el condensador

Figura 4.30 Especificaciones mecánicas de diseño del serpentín del
condensador

Figura 4.31 Condiciones de diseño de la aleta

Figura 5.1 Ganancias en el interior del edificio en la fachada oeste

Figura 5.2 Ganancias de calor totales por iluminación artificial y natural
(kWh/mes)

Figura 5.3 Demanda de energía eléctrica mensual en el edificio, por utilizar
iluminación artificial

Figura 5.4 Demanda de energía eléctrica estimada del sistema de enfriamiento
propuesto y el sistema de enfriamiento convencional/ año

Figura 5.5 Beneficios energéticos obtenidos por utilizar lámparas de iluminación
natural y el sistema de enfriamiento propuesto

Figura 5.6 Beneficios económicos en pesos por utilización de iluminación natural
en lugar de iluminación artificial en el edificio por mes y totales

LISTADO DE FIGURAS (Continuación)

Figura 5.7 Beneficios económicos mensuales (miles de pesos) por utilizar el sistema diseñado en vez de sistemas comerciales convencionales

Figura 5.8 Beneficios económicos por mes totales

NOMENCLATURA

A	área de la aleta (m^2)
A_{conducto}	área transversal del conducto (m^2)
C, C_2	factores de corrección de número de Reynolds (adimensional)
D	diámetro del tubo aletado (mm)
DR	diferencia de radiación de onda corta y onda larga
Eu	número de Euler (adimensional)
e_n	espesor de elemento n en m
f_{aleta}	factor de fricción en la aleta (adimensional)
$G_{\text{máx.}}$	masa velocidad máxima (kg/m^2s)
h	coeficiente convectivo ($W/m^2 K$)
H_T	radiación solar global (W/m^2)
I_B	irradiancia solar global (W/m^2)
I_D	irradiancia solar difusa ($I_{\text{cielo}}, I_{\text{nubes}}$)
k	coeficiente de conductividad térmica ($W/m K$)
kW	kilowats
kWh	kilowats hora
m	factores de corrección de número de Reynolds (adimensional)
m_{aire}	masa del aire (kg)
m^2	metro cuadrado
N	potencia del ventilador de enfriamiento (wats)
N_L	número de hileras
N_T	número de tubos por hilera
Nu	número de Nusselt (adimensional)
Pr	número de Prandtl (adimensional)
Q	gasto volumétrico de aire (m^3/h)
$Q_{\text{radiación}}$	ganancias de calor por radiación solar en kW
$Q_{\text{conducción}}$	ganancias de calor por conducción en kW
$Re_{D\text{máx.}}$	número de Reynolds máximo(adimensional)
S_T	distancia vertical entre tubos (mm)
S_L	distancia horizontal de separación entre tubos (mm)
T	temperatura en grados Centígrados
T s/a	temperatura sol/aire en grados Centígrados
U	coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^2\text{ }^\circ C$)
W	wats
$V_{\text{máx.}}$	velocidad máxima del aire(m/s)
VV	velocidad del viento en m/s
z	número de filas en el condensador

NOMENCLATURA (continuación)

α		coeficiente de absorción
σ		constante de Stefan Boltzman ((5.67×10^{-8} (W/h m ² K ⁴))
ε		coeficiente de emitancia
Δ		diferencia de presión (Pa)
η_{aleta}		eficiencia de la aleta (%)
η		eficiencia del ventilador del condensador (%)
μ		micras (1×10^{-6})
ν	-----	viscosidad cinemática (m ² /s)
ρ		aire densidad del aire(kg/m ³)